

TESIS DOCTORAL

Análisis energético y exergético del comportamiento
de paneles evaporativos empleados en sistemas de
acondicionamiento de aire

Pedro Martínez Martínez

2021

DIRECTOR/A:
Dr. Manuel Lucas Miralles



UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

Programa de Doctorado en
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

La presente Tesis Doctoral, titulada “*Análisis energético y exergético del comportamiento de paneles evaporativos empleados en sistemas de acondicionamiento de aire*”, se presenta bajo la modalidad de **tesis por compendio** de las siguientes **publicaciones**:

- **P. Martínez, J. Ruiz, P.J. Martínez, A.S. Káiser, 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.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.065>
- **P. Martínez, J. Ruiz, Í. Martín, M. Lucas**, *Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler*, Applied Thermal Engineering 181 (2020) 116057.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116057>



En la exposición del Estado del Arte desarrollada en la memoria de la Tesis Doctoral se incluyen los resultados del siguiente artículo, publicado en la Revista Doctorado UMH, y realizado en el marco de los trabajos de investigación y evaluación de los complementos de formación cursados en el programa de doctorado:

- **P. Martínez**, *Caracterización experimental y modelización del comportamiento térmico y fluidodinámico de un panel de enfriamiento evaporativo para su uso en sistemas de acondicionamiento de aire*, Revista Doctorado UMH, vol.4 (1), p7, 2018. [Online]
DOI: <https://doi.org/10.21134/doctumh.v4i1.1491>
URL: <https://revistas.innovacionumh.es/index.php/doctorado/article/view/650>



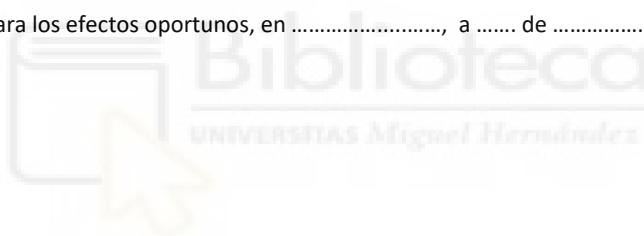


El Dr. D. *Manuel Lucas Miralles*, director de la tesis doctoral titulada “*Análisis energético y exergético del comportamiento de paneles evaporativos empleados en sistemas de acondicionamiento de aire*”

INFORMA:

Que D. *Pedro Martínez Martínez* ha realizado bajo mi supervisión el trabajo titulado “*Análisis energético y exergético del comportamiento de paneles evaporativos empleados en sistemas de acondicionamiento de aire*” conforme a los términos y condiciones definidos en su Plan de Investigación y de acuerdo al Código de Buenas Prácticas de la Universidad Miguel Hernández de Elche, cumpliendo los objetivos previstos de forma satisfactoria para su defensa pública como tesis doctoral.

Lo que firmo para los efectos oportunos, en, a de de 202....



Director de la tesis

Dr. D. Manuel Lucas Miralles



El Dr. D. *Óscar Reinoso García*, Coordinador del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación

INFORMA:

Que D. *Pedro Martínez Martínez* ha realizado bajo la supervisión de nuestro Programa de Doctorado el trabajo titulado "*Análisis energético y exergético del comportamiento de paneles evaporativos empleados en sistemas de acondicionamiento de aire*" conforme a los términos y condiciones definidos en su Plan de Investigación y de acuerdo al Código de Buenas Prácticas de la Universidad Miguel Hernández de Elche, cumpliendo los objetivos previstos de forma satisfactoria para su defensa pública como tesis doctoral.

Lo que firmo para los efectos oportunos, en a de de 202....

Prof. Dr. D. *Óscar Reinoso García*

Coordinador/a del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación

Resumen

El consumo energético en el sector de la edificación representa un 32 % del consumo total mundial de energía, según la Agencia Internacional de la Energía, lo que supone que este sector sea actualmente el mayor consumidor final de energía. La directiva 2010/31/EU sobre el rendimiento energético de los edificios y la directiva 2012/27/EU sobre eficiencia energética ponen de manifiesto que el 40 % del consumo total de energía en la Unión Europea corresponde a los edificios y que este es un sector que se encuentra en fase de expansión, con una previsión de aumento en su consumo de energía. Debido a esta situación, las últimas directrices que marca la Unión Europea en política energética impulsan el establecimiento de medidas de ahorro y de mejora de la eficiencia energética en los edificios.

Una forma de reducir el consumo energético y mejorar la eficiencia de los sistemas de climatización que utilizan condensación por aire es mediante el empleo de técnicas de preenfriamiento, utilizando paneles evaporativos, en la corriente de aire de entrada al condensador. Una reducción de la temperatura de condensación implica un ahorro energético en el sistema de climatización, puesto que esta temperatura determina en gran medida la eficiencia del ciclo termodinámico frigorífico. Una disminución de la temperatura de condensación produce una reducción de la relación de presiones del refrigerante entre las que trabaja el compresor, el principal consumidor de energía de este tipo de instalaciones, lo que se traduce en un aumento de la eficiencia del ciclo y en un ahorro energético en el funcionamiento global del sistema de climatización.

El trabajo de investigación desarrollado en esta tesis aborda, en una primera línea de investigación, la modelización de este proceso de preenfriamiento a través del estudio experimental del comportamiento térmico y fluidodinámico de un nuevo tipo de panel evaporativo de entramado plástico, fabricado con polietileno de alta densidad. A través del estudio realizado se ha caracterizado el comportamiento de este tipo de panel, cuantificando sus propiedades más relevantes: eficiencia de saturación, pérdida de presión, variaciones de temperatura y humedad del aire a su paso y caudal de agua evaporada. Con una metodología de estudio y ensayos similar a la empleada por otros autores, este trabajo se distingue por investigar un nuevo tipo de panel evaporativo tanto desde un punto de vista energético como también exergético.

Los resultados del estudio muestran que este tipo de paneles pueden alcanzar un valor máximo de eficiencia de saturación de 80,5 %, cuando se emplea un espesor de panel de 250 mm y una velocidad de la corriente de aire inferior a $0,5 \text{ m s}^{-1}$. Por otra parte, los paneles producen una caída de presión máxima de 17 Pa en la corriente de aire, cuando el espesor del panel es 250 mm y la velocidad del aire es $1,95 \text{ m s}^{-1}$. Para el resto de condiciones de funcionamiento de los paneles, se han obtenido correlaciones que modelizan la eficiencia de saturación y la pérdida de presión, en función de las variables experimentales: velocidad del aire, espesor del panel y caudal de agua distribuida. El estudio exergético del proceso de preenfriamiento evaporativo ha aportado la definición de una nueva eficiencia exergética que podría utilizarse para dimensionar los paneles y seleccionar la velocidad óptima del aire para su correcto funcionamiento.

En una segunda línea de investigación, esta tesis presenta un estudio preliminar de caracterización y evaluación de una técnica de preenfriamiento alternativa al uso de paneles evaporativos, que pretende evitar alguno de sus inconvenientes principales,

como son la pérdida de presión que los paneles ocasionan en la corriente de aire y los problemas de mantenimiento originados por el envejecimiento de los mismos. En este estudio se realiza la caracterización de un generador de agua nebulizada mediante ultrasonidos y la valoración de su utilización como sistema de preenfriamiento evaporativo en sistemas de acondicionamiento de aire. El estudio se desarrolla sobre un prototipo de nebulización ultrasónica, diseñado y construido a tal efecto, y del que ha sido necesario caracterizar experimentalmente su capacidad de producción de agua nebulizada y la distribución de los tamaños de gotas generadas. Se trata de una línea de investigación multidisciplinar de la que no se han encontrado referencias previas en la literatura, que incluye balances energéticos, evaluación del rendimiento térmico, determinación de patrones de flujo fluidodinámico y estudio de las condiciones de generación de agua nebulizada mediante transductores electrónicos de ultrasonidos

Para evaluar las características y la capacidad de preenfriamiento del agua nebulizada producida por el generador ultrasónico, se ha diseñado y construido un banco de ensayos consistente en el generador de agua nebulizada acoplado a un túnel de viento subsónico. Los ensayos de caracterización del nebulizador ultrasónico muestran que es capaz de proporcionar un rango de caudales de agua nebulizada entre $0,11 \times 10^{-3}$ y $0,52 \times 10^{-3} \text{ kg s}^{-1}$. Además, se ha determinado mediante una técnica fotográfica que la distribución de tamaños de las gotas de agua atomizadas tiene un diámetro medio de Sauter $D_{3,2} = 13,2 \mu\text{m}$.

Los resultados del estudio de capacidad de preenfriamiento revelan que la eficiencia media del enfriamiento evaporativo (ε_{AEC}) y la caída media de temperatura (T_{drop}), aumentan cuando se aumenta el caudal de agua atomizada y se reduce el caudal de aire, obteniendo unos valores máximos de $\varepsilon_{\text{AEC}} = 65\%$ y $T_{\text{drop}} = 4,3^\circ\text{C}$ para una relación de caudales agua/aire de $2,41 \times 10^{-3}$ y un caudal de aire de $630 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. La máxima eficiencia de saturación (ε_{DEC}) registrada es de $83,7\%$ para una relación agua/aire de $0,35 \times 10^{-3}$ y un caudal de aire de $630 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

Se ha comprobado que el proceso de preenfriamiento evaporativo no es homogéneo en todo el flujo de aire para muchas condiciones de funcionamiento y, para evaluar específicamente este fenómeno, se ha definido un nuevo indicador de rendimiento denominado ε_{LCP} (eficiencia local de enfriamiento). Se ha identificado un rango para la relación de caudales agua/aire entre $1,4 \times 10^{-3}$ y $2,3 \times 10^{-3}$ donde se produce una mejor distribución del agua nebulizada en toda la sección de control y un proceso de enfriamiento evaporativo más homogéneo y efectivo.

Como valoración final, se concluye que la generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos es una alternativa prometedora a los sistemas convencionales de preenfriamiento que utilizan paneles evaporativos, pero que aún presenta inconvenientes que es necesario abordar con futuros trabajos de investigación.

Abstract

Energy consumption in the building sector accounts for 32 % of total global energy consumption, according to the International Energy Agency, making the building sector currently the world's largest final energy consumer. Directive 2010/31/EU on the energy performance of buildings and Directive 2012/27/EU on energy efficiency show both that 40 % of total energy consumption in the European Union is accounted for by buildings and that this is a growing sector, with an expected increase in energy consumption. Due to this situation, latest European Union energy policy guidelines promote the establishment of energy saving and energy efficiency improvement measures in buildings.

A method to reduce energy consumption and improve the efficiency of air-cooled air-conditioning systems is by means of pre-cooling techniques, using evaporative cooling pads in the inlet air flow to the condenser. A reduction of the condensing temperature results in energy savings in the air-conditioning system, as this temperature significantly determines the efficiency of the thermodynamic refrigeration cycle. A decrease in the condensing temperature leads to a reduction in the working pressure ratio of the compressor, the main energy consumer for this type of installation, which results in increased cycle efficiency and energy savings in the overall operation of the air-conditioning system.

The research work carried out in this thesis addresses, in a first line of research, the modelling of this pre-cooling process through the experimental study of the thermal and fluid-dynamic behaviour of a new type of plastic mesh evaporative pad, made of high-density polyethylene. The study has characterised the behaviour of this type of pad, measuring its most relevant properties: saturation efficiency, pressure loss, fluctuations in air temperature and humidity, and amount of water evaporated. With a study and testing methodology similar to that employed by other authors, this work is distinguished by investigating a new type of evaporative pad from both an energetic and an exergetic point of view.

The results of the study show that this type of pad can achieve a maximum saturation efficiency value of 80.5 %, when using a pad thickness of 250 mm and an airflow velocity of less than 0.5 m s^{-1} . On the other hand, the pads produce a maximum pressure drop of 17 Pa in the air stream, when the pad thickness is 250 mm and the air velocity is 1.95 m s^{-1} . For the other pad operating conditions, correlations have been obtained that model the saturation efficiency and pressure loss as a function of the experimental variables: air velocity, pad thickness and dispensed water flow rate. The exergy study of the evaporative pre-cooling process has provided the definition of a new exergy efficiency definition that could be used to size the pads and select the optimal air speed for their correct operation.

In a second line of research, this thesis presents a preliminary study of the characterisation and evaluation of an alternative pre-cooling technique to the use of evaporative pads, which aims to avoid some of their main disadvantages, such as the loss of pressure that the pads cause in the air flow and the maintenance problems caused by ageing. This study characterises an ultrasonic water mist generator and assesses its use as an evaporative pre-cooling system in air-conditioning systems. The study is carried out on a prototype ultrasonic mist maker, designed and built for this purpose, and it has been

necessary to experimentally characterise its water mist production capacity and the distribution of droplet sizes generated. This is a multidisciplinary line of research for which no previous references have been found in the literature, including energy balances, evaluation of thermal performance, determination of fluid dynamic flow patterns and study of water mist generation conditions using electronic ultrasonic transducers.

To evaluate the characteristics and pre-cooling capacity of the water mist produced by the ultrasonic generator, a test rig consisting of the water mist generator coupled to a subsonic wind tunnel has been designed and built. Characterisation tests of the ultrasonic nebuliser show that it is capable of delivering water mist flow rates between 0.11×10^{-3} and $0.52 \times 10^{-3} \text{ kg s}^{-1}$. Furthermore, it has been determined by a photographic technique that the size distribution of the atomised water droplets has a Sauter mean diameter $D_{3,2} = 13.2 \mu\text{m}$.

The results of the pre-cooling capacity study reveal that the average evaporative cooling efficiency (ε_{AEC}) and the average temperature drop (T_{drop}), increase when the atomised water flow rate is increased and the air flow rate is reduced, obtaining maximum values of $\varepsilon_{\text{AEC}} = 65\%$ and $T_{\text{drop}} = 4.3^\circ\text{C}$ for a water-to-air flow rate ratio of 2.41×10^{-3} and an air flow rate of $630 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. The maximum direct evaporative cooling efficiency (ε_{DEC}) recorded is 83.7% for a water-to-air ratio of 0.35×10^{-3} and an air flow rate of $630 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. It has been found that the evaporative pre-cooling process is not homogeneous throughout the airflow for many operating conditions and, to specifically evaluate this phenomenon, a new performance indicator called ε_{LCP} (local cooling performance) has been introduced. A range for the water-to-air flow rate ratio between 1.4×10^{-3} and 2.3×10^{-3} has been identified where there is a better distribution of the water mist throughout the control section and a more homogeneous and effective evaporative cooling process. As a final assessment, it is concluded that ultrasonic water mist generation is a promising alternative to conventional pre-cooling systems using evaporative pads, but still has drawbacks that need to be addressed with future research.

A mi familia



Índice general	a
Índice de figuras	c
1 Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Contexto de la investigación	4
2 Estado del arte	7
2.1. Técnicas de enfriamiento evaporativo	8
2.2. Eficiencia térmica de un panel evaporativo	12
2.3. Pérdida de presión originada por el panel	15
2.4. Enfriamiento evaporativo mediante nebulización por ultrasonidos	17
2.5. Análisis exergetico del proceso de enfriamiento evaporativo	19
2.6. Conclusiones	20
3 Objetivos de la tesis	23
3.1. Objetivos generales y específicos	23
3.2. Líneas de investigación	26
3.3. Publicaciones constitutivas de la tesis	30
3.4. Otras publicaciones relacionadas	30
4 Materiales y métodos	33
4.1. Estudio de caracterización de paneles evaporativos	33
4.2. Estudio de caracterización y aplicación de un nebulizador ultrasónico	34
5 Discusión de resultados	35
6 Conclusiones	37
6.1. Estudio de caracterización de paneles evaporativos	37
6.2. Estudio de caracterización y aplicación de un nebulizador ultrasónico	39
6.3. Futuras líneas de investigación	41
Referencias	45
Anexo: separatas de los artículos	51
A. Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications	52
B. Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler	64

Índice de figuras

1.1. Ejemplo de equipo de preenfriamiento instalado en los conductos de admisión de aire para producir enfriamiento evaporativo	2
1.2. Esquema de los sistemas climatización y ACS objeto del proyecto ENE2013-48696-C2-1-R	5
1.3. Esquema del sistema híbrido solar/convencional objeto del proyecto ENE2017-83729-C3-1-R	6
2.1. Esquema de principio de funcionamiento de algunos sistemas de enfriamiento evaporativo	9
2.2. Aplicación de preenfriamiento en sistemas de climatización	10
2.3. Distintos tipos de paneles evaporativos	12
3.1. Aero-refrigerador seco equipado con una unidad de preenfriamiento del aire de entrada.	26
3.2. Banco de ensayos diseñado y construido sobre un túnel de viento subsónico para realizar los ensayos de caracterización de paneles evaporativos	28
3.3. Prototipo experimental de generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos	29
6.1. Ensayos de caracterización de paneles evaporativos con diferentes espesores y compacidades	42
6.2. Dimensionamiento óptimo de un panel evaporativo	43
6.3. Sistema inverter de climatización tipo split y expansión directa empleado en los ensayos	44
6.4. Recreación virtual de los ensayos de caracterización del preenfriamiento en un aerocondensador mediante nebulización por ultrasonidos.	44

1.1. Motivación

El constante aumento a nivel mundial de la instalación y empleo de sistemas de climatización en edificios residenciales y comerciales representará, según un reciente informe de la Agencia Internacional de la Energía [1], uno de los principales factores causantes del aumento de la demanda global de electricidad durante los próximos 30 años. En este sentido, es de esperar que la demanda de energía eléctrica debida al consumo de estos equipos prácticamente se triplique en 2050. En la actualidad, los sistemas de aire acondicionado son responsables del 20 % del consumo global de energía en los edificios y del 10 % del consumo total mundial de energía. Sin embargo, a medida que aumenta el nivel de vida y se produce el crecimiento económico de muchos países en vías de desarrollo, el consumo de electricidad de los sistemas de climatización es previsible que se dispare en los próximos años, especialmente en los países y regiones más cálidos del mundo. Para hacer frente a esta situación y, al mismo tiempo, cumplir con los objetivos del Acuerdo de París, es necesario adoptar medidas que, entre otros aspectos, traten de mejorar la eficiencia del proceso de refrigeración, reduciendo de esta forma la demanda de energía y los altos picos de consumo, y evitando tener que aumentar la potencia eléctrica instalada del país con nuevas centrales de generación.

El enfriamiento evaporativo es un fenómeno físico que se ha empleado durante siglos para reducir la temperatura del aire y mejorar las condiciones de confort en aplicaciones de climatización. El proceso de enfriamiento del aire se produce cuando este se pone en contacto con una película de agua o con pequeñas gotas de agua pulverizada. Entre la superficie del agua líquida y el aire se produce un proceso de transferencia de masa por evaporación del agua para el que es necesario aportar una

energía de cambio de fase equivalente al calor latente de vaporización del líquido. Para mantener estable el proceso de evaporación, la energía de cambio de fase se debe suministrar desde los alrededores del proceso, experimentando de esta forma el aire y el agua líquida restante una reducción de su temperatura que resulta en este efecto de enfriamiento. La Figura 1.1 muestra un ejemplo de aplicación del fenómeno de enfriamiento evaporativo para aumentar la capacidad de refrigeración de una unidad de tratamiento de aire (UTA).



(a) UTA con preenfriamiento



(b) Paneles de enfriamiento evaporativo

Figura 1.1: Ejemplo de equipo de preenfriamiento instalado en los conductos de admisión de aire para producir enfriamiento evaporativo. (a) Vista general de la unidad de tratamiento de aire (UTA). (b) Detalle de los paneles de enfriamiento con estructura en aluminio. Fuente: Colt International Limited en Flickr/CC BY-NC-ND 2.0

Una forma de mejorar la eficiencia de un ciclo de refrigeración es mediante la aplicación de técnicas de enfriamiento evaporativo en el sistema de condensación. Estas técnicas representan una de las soluciones más eficaces y de aplicación directa e inmediata, para conseguir ahorros energéticos significativos cuando se emplean en sistemas de condensación por aire. Desde el punto de vista económico, las técnicas de enfriamiento evaporativo son rentables por su bajo coste de implantación, bajo consumo de agua y por su alta eficiencia energética. Su utilización es particularmente interesante en los sistemas de condensación por aire debido a que estos presentan, con respecto a los sistemas de condensación por agua, un consumo eléctrico mucho más elevado, por lo que el ahorro energético resulta notorio.

La razón del ahorro energético que se produce al utilizar técnicas de preenfriamiento evaporativo en el sistema de condensación se encuentra en que la temperatura de condensación determina en gran medida la eficiencia del ciclo frigorífico en el que se basa cualquier sistema de acondicionamiento de aire. Una disminución de la temperatura de condensación produce una reducción de la relación de presiones del refrigerante entre las que trabaja el compresor, el principal consumidor de energía de este tipo de instalaciones, lo que se traduce en un ahorro energético en su funcionamiento, puesto que el compresor en esta situación tiene una exigencia más baja en cuanto a la presión de salida que debe proporcionar. Además, la reducción de la temperatura de condensación implica un aumento de la capacidad frigorífica del sistema debido al menor título de vapor de refrigerante que se forma a la salida del dispositivo de expansión,

lo que produce un aumento del caudal de refrigerante disponible en fase líquida en el evaporador.

En la bibliografía se puede encontrar una gran cantidad de estudios que muestran los beneficios de las diferentes técnicas de preenfriamiento aplicadas a sistemas de acondicionamiento de aire. Algunas de estas referencias pueden consultarse en la revisión del estado del arte que se presenta en el capítulo 2 [Estado del arte](#) de esta memoria y en la introducción de los artículos que componen esta tesis [2, 3].

Sin embargo, no todo son ventajas y existen algunos problemas a tener en cuenta a la hora de seleccionar el tipo de preenfriamiento más adecuado. Por ejemplo, uno de los mayores inconvenientes de los sistemas de preenfriamiento basados en paneles evaporativos es la caída de presión que se produce en la corriente de aire que atraviesa el condensador, debido precisamente a la resistencia que ofrece el panel al paso del aire. Esta pérdida de presión provoca una reducción del flujo de aire a través del condensador y, por lo tanto, una disminución de su capacidad para evacuar el calor que recibe desde el sistema de climatización hacia el ambiente exterior. Para compensar este efecto el refrigerante debería aumentar su presión de condensación, lo que resultaría en un incremento del consumo eléctrico del compresor y en una pérdida parcial del ahorro a priori conseguido con el preenfriamiento.

En la mayoría de las situaciones el beneficio del preenfriamiento compensa los inconvenientes de esta pérdida de presión. Sin embargo, para maximizar el ahorro energético de la instalación en su conjunto, es necesario seleccionar con criterio adecuado el tipo de panel evaporativo y optimizar sus dimensiones y características, en particular su espesor y compacidad. Para ello es imprescindible realizar una caracterización de la eficiencia térmica de los paneles evaporativos y de su comportamiento fluidodinámico, con la finalidad de obtener un modelo matemático que posibilite la realización de las simulaciones necesarias del funcionamiento del sistema completo y la optimización planteada para los paneles evaporativos.

En este trabajo de investigación se ha realizado, en una primera línea de investigación, el estudio experimental del comportamiento térmico y fluidodinámico de un tipo especial de panel evaporativo de entramado plástico, muy resistente y de bajo coste de producción, conformado a partir de una malla de polietileno de alta densidad. Este tipo de panel es de fabricación local y se emplea habitualmente en la región mediterránea para el control de temperatura en naves industriales e invernaderos agrícolas y en los últimos años ha sido utilizado en la línea de investigación que estamos desarrollando sobre técnicas de preenfriamiento evaporativo en sistemas de acondicionamiento de aire.

Como alternativa al uso de paneles evaporativos para conseguir el preenfriamiento de la corriente de aire de entrada al sistema de condensación, se ha desarrollado una segunda línea de investigación que se inicia con el estudio experimental de viabilidad de un sistema de nebulización de agua mediante ultrasonidos, como técnica alternativa para producir preenfriamiento sin originar pérdidas de presión en el condensador.

1.2. Contexto de la investigación

Las líneas de investigación y los objetivos que se plantean en esta tesis se enmarcan en los trabajos de investigación desarrollados en los últimos años a través de varios proyectos del Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación, en los que he participado como investigador responsable de los objetivos relacionados con el estudio y aplicación de técnicas de enfriamiento evaporativo para conseguir mejorar la eficiencia energética en diferentes equipos de intercambio de calor y sistemas de acondicionamiento de aire. Estos proyectos han posibilitado el desarrollo y la implantación real de las líneas de investigación y de sus objetivos sobre prototipos experimentales de laboratorio.

A continuación se muestra un resumen de los dos últimos proyectos de investigación en los que he participado y los objetivos específicos abordados en relación con la temática común de esta tesis:

- **Programa Estatal de I+D+i Orientada a los Retos de la Sociedad**, convocatoria 2013 (proyecto coordinado)

Nombre del proyecto: Estudio para la mejora de instalaciones de energía solar térmica y enfriamiento evaporativo en edificios y centrales termosolares ENE2013-48696-C2-1-R

Investigadores principales (IP, Co-IP): Pedro Juan Martínez Beltrán, Manuel Lucas Miralles

Nº de investigadores/as: 3

Entidad/es financiadora/s: Ministerio de Economía y Competitividad

Fecha de inicio-fin: 01/01/2014 - 31/12/2017

Entidad/es participante/s: Universidad Miguel Hernández, Universidad Politécnica de Cartagena

Cuantía total: 154.880 €

El objetivo de este proyecto fue contribuir a la mejora de la eficiencia energética de instalaciones de energía solar y enfriamiento evaporativo en edificios y centrales termosolares. En la figura 1.2 se muestra de forma esquemática los diferentes sistemas de climatización y ACS que fueron objeto de estudio en este proyecto. Mi participación en el mismo fue como responsable del subproyecto dirigido al estudio experimental de técnicas de enfriamiento evaporativo para mejorar la eficiencia energética en sistemas desecantes y de condensación.

Los objetivos generales de este subproyecto fueron los siguientes: evaluar experimentalmente las prestaciones energéticas de los equipos de enfriamiento evaporativo y de los sistemas de condensación con preenfriamiento adiabático, desarrollar un modelo físico-matemático de estos sistemas y analizar la influencia que tienen sus elementos constructivos (separadores de gotas, sistemas de pulverización y distribución, tipos de relleno, compacidades, etc.), sus condiciones de funcionamiento (caudales de agua y aire, carga térmica, etc.) y las condiciones ambientales (temperatura y humedad).

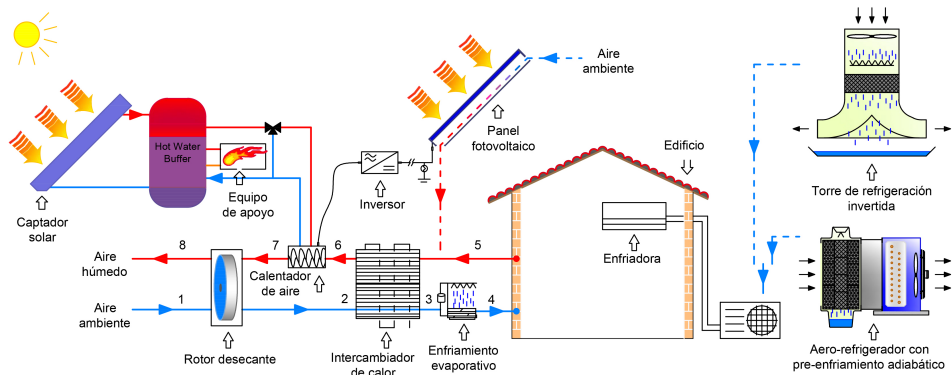


Figura 1.2: Esquema de los sistemas climatización y ACS accionados por energía fotovoltaica y de los sistemas evaporativos objeto del proyecto ENE2013-48696-C2-1-R.

Para cumplir con estos objetivos, fue necesario acometer las siguientes tareas: revisión bibliográfica; diseño y puesta en marcha de un prototipo experimental de enfriamiento evaporativo; montaje y calibración del sistema de adquisición de datos; definición de un protocolo de ensayos; realización de los ensayos de comportamiento térmico; realización de ensayos de medida de arrastre de agua; tratamiento de datos y análisis de resultados; elaboración de un modelo físico-matemático; simulación en diferentes zonas climáticas; obtención de conclusiones y optimización del diseño final.

- **Programa Estatal de I+D+i Orientada a los Retos de la Sociedad**, convocatoria 2017 (proyecto coordinado)

Nombre del proyecto: Reducción del consumo de energía en edificios mediante aplicación de energía solar y enfriamiento evaporativo
ENE2017-83729-C3-1-R

Investigadores principales (IP, Co-IP): Manuel Lucas Miralles, Pedro Juan Martínez Beltrán

Nº de investigadores/as: 5

Entidad/es financiadora/s: Ministerio de Economía, Industria y Competitividad

Fecha de inicio-fin: 01/01/2018 - 30/09/2021

Entidad/es participante/s: Universidad Miguel Hernández, Universidad Politécnica de Cartagena

Cuantía total: 108.900 €

El objetivo de este segundo proyecto fue contribuir a la reducción de la demanda de energía en edificios mediante estrategias bioclimáticas, integración de las energías renovables y mejora de la eficiencia de equipos de producción de agua caliente sanitaria y climatización empleando enfriamiento evaporativo. En la figura 1.3 se muestra un esquema de estos sistemas y el detalle del sistema de preenfriamiento evaporativo a

la entrada del compresor. Mi participación fue como responsable del subproyecto de caracterización de las prestaciones energéticas de un sistema de aire acondicionado accionado mediante energía fotovoltaica con preenfriamiento evaporativo en la condensación.

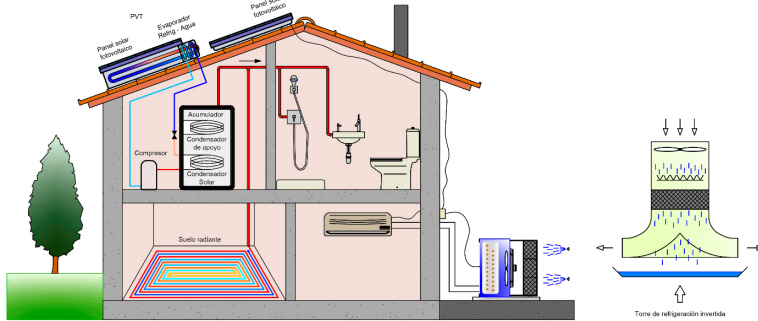


Figura 1.3: Esquema del sistema híbrido solar/conventional y de los sistemas evaporativos objeto del proyecto ENE2017-83729-C3-1-R.

Durante este subproyecto fue necesario acometer las siguientes tareas específicas: revisión bibliográfica de técnicas enfriamiento evaporativo; modelo matemático de componentes de un sistema de aire acondicionado; diseño y construcción de un prototipo de sistema de climatización tipo split accionado mediante paneles PV con preenfriamiento evaporativo; puesta en marcha, calibración de la instrumentación, definición del protocolo de ensayos y realización de los ensayos experimentales; tratamiento de datos y análisis de resultados; validación del modelo matemático y colaboración y la validación del modelo numérico; simulación del sistema en diferentes zonas climáticas; obtención de conclusiones y dimensionamiento y optimización del diseño final.

El consumo energético en el sector de la edificación representa un 32% del consumo total mundial de energía, según la Agencia Internacional de la Energía, lo que supone que este sector sea actualmente el mayor consumidor final de energía [4]. La directiva 2010/31/EU sobre el rendimiento energético de los edificios [5] y la directiva 2012/27/EU sobre eficiencia energética [6] ponen de manifiesto que el 40% del consumo total de energía en la Unión Europea corresponde a los edificios y que este es un sector que se encuentra en fase de expansión con una previsión de aumento en su consumo de energía, por lo que es necesario establecer medidas de ahorro energético para alcanzar los objetivos de mejora de su eficiencia energética.

La mayor parte de la demanda energética de un edificio corresponde a los consumos en calefacción y refrigeración para mantener las condiciones de confort en su interior. El consumo de energía en los sistemas de acondicionamiento de aire en la época estival y los efectos derivados sobre el medio ambiente en cuanto a emisiones de CO₂ están en gran medida motivados por la elección del sistema de condensación de su ciclo frigorífico y de cómo se produce la evacuación del calor hacia el exterior del edificio.

Desde un punto de vista termodinámico se conoce que una disminución de la temperatura de condensación implica una reducción de la presión de condensación, lo que produce un efecto beneficioso sobre la potencia consumida por el compresor al disminuir su relación de compresión y aumentar su rendimiento. Por otra parte, una disminución de la presión de condensación permite que a la salida del sistema de expansión se obtenga una mayor proporción de refrigerante en fase líquida y que el evaporador trabaje con una mayor capacidad frigorífica [7].

Por lo tanto, un método para reducir el consumo energético y mejorar el rendimiento de los sistemas de climatización que utilizan condensación por aire consiste en reducir la temperatura del flujo de aire ambiente que entra en el condensador, haciéndolo pasar previamente a través de un módulo o panel de enfriamiento evaporativo, de forma que al condensador le resulte más fácil evacuar el calor al ambiente y el proceso de transferencia de calor se produzca de manera más eficiente con una menor temperatura en el refrigerante que circula por el intercambiador.

Una modelización completa del comportamiento térmico y fluidodinámico del panel que se estudia en este trabajo, que permita caracterizar, entre otras variables, su eficiencia térmica y la pérdida de presión que originan en la corriente, es completamente necesaria para cuantificar numéricamente el ahorro energético que puede suponer su instalación junto a un sistema de acondicionamiento de aire.

En este capítulo se incluyen los resultados del artículo Martínez [8], publicado en la *Revista Doctorado UMH* y realizado en el marco de los trabajos de investigación y evaluación de los complementos de formación cursados en el programa de doctorado.

2.1. Técnicas de enfriamiento evaporativo

Las técnicas de enfriamiento evaporativo se pueden clasificar en dos tipos: enfriamiento evaporativo directo y enfriamiento evaporativo indirecto [9]. En la Figura 2.1 se representan los esquemas básicos de principio de funcionamiento de estas dos técnicas de enfriamiento.

El enfriamiento se produce de forma directa cuando el aire se pone en contacto directamente con el agua durante el proceso de enfriamiento. Como consecuencia del contacto, parte del agua se evapora y el calor latente de vaporización se obtiene disminuyendo el calor sensible del aire y del agua restante, en un proceso prácticamente adiabático en condiciones de estado estable, donde no se produce intercambio de calor con el entorno.

Se trata, por lo tanto, de un proceso donde el calor sensible del aire se convierte en calor latente del vapor de agua que se incorpora a la corriente de aire, con lo que la entalpía y la temperatura de bulbo húmedo de la corriente de aire se mantienen prácticamente constantes. Debido a esto, al enfriamiento evaporativo también se le denomina enfriamiento adiabático. El elevado valor del calor latente de vaporización del agua líquida a temperatura ambiente (aprox. 2440 kJ kg^{-1}) y el bajo calor específico del aire ($1,005 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$) contribuyen a que sea posible producir un enfriamiento sustancial del aire a partir de un pequeño aporte de agua líquida.

En resumen, este fenómeno físico produce un enfriamiento en la corriente de aire, pero también provoca un aumento de su humedad específica, que en muchas ocasiones puede ser significativo y alcanzar valores que pueden acarrear diferentes problemas según el uso posterior del aire enfriado (falta de confort, corrosión en equipos, formación de humedades y moho, etc.).

El enfriamiento evaporativo indirecto se utiliza cuando se busca enfriar el aire, pero no se desea aumentar su humedad específica. Para ello, el aire se hace pasar por una serie de conductos que dividen la corriente inicial en una corriente principal y otra secundaria. En los conductos por los que pasa la corriente secundaria, el aire se pone en contacto directo con agua para provocar el enfriamiento evaporativo. Dado que los conductos con la corriente principal están en contacto con los conductos secundarios e intercalados entre los mismos, cuando se produce el enfriamiento evaporativo se consigue también enfriar por conducción las paredes de los conductos por los que pasa la corriente principal de aire, provocando que el aire a su paso experimente una disminución de su calor sensible, sin tener contacto con el agua y sin aumentar su humedad específica.

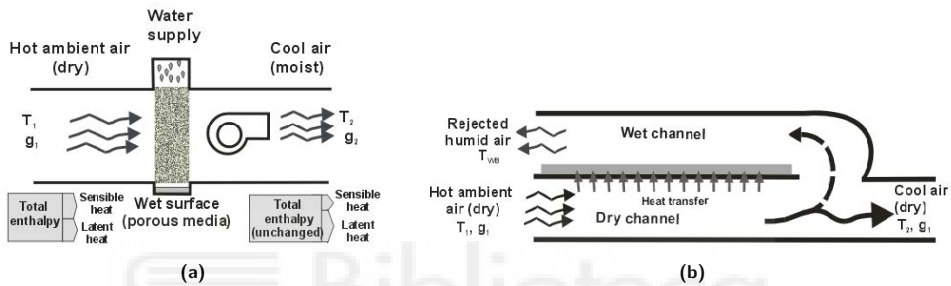
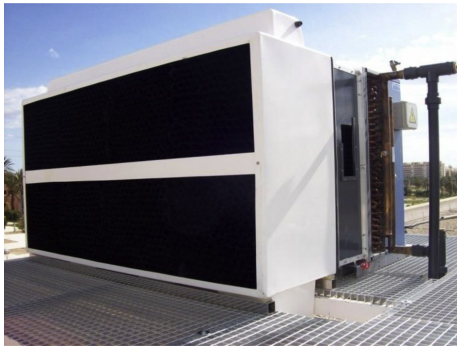


Figura 2.1: Esquemas de principio de funcionamiento de algunos sistemas de enfriamiento evaporativo. (a) Sistema de enfriamiento evaporativo directo (DEC). (b) Sistema de enfriamiento evaporativo indirecto (IEC). Fuente: Boukhanouf et al. [10].

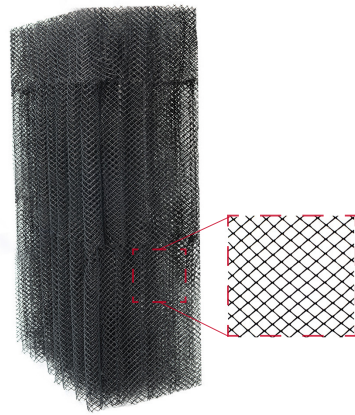
Las técnicas de enfriamiento evaporativo directo se utilizan, por su sencillez técnica y mayor rendimiento térmico con respecto al enfriamiento indirecto, en aplicaciones de preenfriamiento del aire de entrada a los equipos de condensación, en sistemas de acondicionamiento de aire. El empleo de los sistemas de enfriamiento evaporativo es particularmente beneficioso en climas secos y cálidos, donde muestran su máxima capacidad de enfriamiento [11].

En la bibliografía consultada se pueden encontrar numerosas investigaciones que demuestran el beneficio que supone la utilización de los procesos de enfriamiento evaporativo en el rendimiento de los sistemas de climatización [12, 13, 14, 15].

En las aplicaciones de acondicionamiento de aire, los módulos o paneles de pre-enfriamiento evaporativo (ver Figura 2.2b) se utilizan en aerocondensadores para reducir la temperatura de entrada del aire, empleando menos del 15 % del agua requerida por las torres de refrigeración para su funcionamiento [16]. Hajidavalloo y Eghtedari [17] acoplaron un enfriador evaporativo al condensador de una máquina de aire acondicionado tipo split y demostraron que, funcionando en un clima cálido y seco, el sistema podía reducir el consumo de energía hasta un 20 % y aumentar su COP hasta un 50 %. Wang et al. [18] hicieron una comparativa de un sistema de climatización convencional para uso residencial con un sistema con preenfriamiento adiabático, demostrando que se producía un incremento del caudal de refrigerante en el evaporador y un incremento del COP superior al 10 %.



(a) Aero-refrigerador con preenfriamiento



(b) Panel evaporativo

Figura 2.2: Aplicación de preenfriamiento en sistemas de climatización. (a) Prototipo experimental de aero-refrigerador equipado con un módulo de preenfriamiento adiabático, instalado en la Universidad Miguel Hernández. (b) Detalle de la geometría del panel de enfriamiento evaporativo de entramado plástico utilizado en el aero-refrigerador.

En estas aplicaciones, el aumento de humedad específica en el aire que atraviesa los equipos de condensación no representa un serio inconveniente y los problemas de corrosión y formación de incrustaciones se pueden controlar con un sistema de preenfriamiento correctamente dimensionado, para evitar salpicaduras o arrastre de gotas de agua.

Existe una amplia variedad de medios y equipos que se pueden emplear para conseguir el preenfriamiento de la corriente de aire ambiental, usando el fenómeno de enfriamiento evaporativo directo. Los sistemas más utilizados se pueden clasificar en dos tipos: los que emplean paneles evaporativos con diferentes tipos de rellenos y los que utilizan pulverizadores o nebulizadores para generar pequeñas gotas de agua.

Los paneles evaporativos, también llamados paneles adiabáticos, están habitualmente compuestos por un marco o estructura de forma rectangular, que se instala en la sección de entrada de aire del condensador, y que sustenta un material poroso de relleno cuya misión es mejorar la transferencia de calor y masa en el proceso de enfriamiento evaporativo. El flujo de aire que atraviesa el condensador se hace pasar previamente por estos paneles, mientras que por la parte superior de los mismos se inyecta un pequeño caudal de agua. El cruce de estas dos corrientes de aire y agua en el interior de los paneles origina el proceso psicrométrico de enfriamiento evaporativo. Como resultado, el flujo de aire que abandona los paneles se enfría, a la vez que aumenta su humedad específica.

La función del relleno es frenar el paso del agua a través del panel, de forma que se aumente el tiempo de contacto entre las corrientes de aire y agua, favoreciendo así el aumento del coeficiente de transferencia de masa: cuanto mayor es la cantidad de

agua en fase vapor que pasa a la corriente de aire, mayor es el enfriamiento evaporativo que se produce en el proceso.

Mediante este proceso de enfriamiento, la temperatura se puede reducir en teoría hasta la temperatura de saturación adiabática (aproximadamente la temperatura de bulbo húmedo) de las condiciones ambientales en las que trabaje el sistema. Por ejemplo, para unas condiciones ambiente típicas del periodo estival de 31 °C y 50 % de humedad relativa, la temperatura de bulbo húmedo es 22,8 °C y se podría conseguir una reducción de temperatura superior a los 8 °C.

Dentro de los paneles evaporativos encontramos una amplia variedad de ejemplos (ver Figura 2.3):

- paneles con relleno de fibras vegetales
- paneles con relleno de fibras de plástico, vidrio, madera, etc.
- paneles con relleno poroso inorgánico (piedra pómez y rocas volcánicas, carbón, etc.)
- paneles de lámina de plástico corrugada
- paneles de celulosa corrugada
- paneles de entramado de plástico

Por otra parte, dentro de los sistemas que emplean pulverización o nebulización de agua encontramos los siguientes:

- pulverización a baja presión y sistemas centrífugos (tamaños de gota superiores a 50 μm)
- sistemas de nebulización de alta presión (tamaños inferiores a 20 μm)
- sistemas de nebulización con aire comprimido (tamaños aproximados de 10 μm)

Los sistemas más utilizados en aplicaciones de preenfriamiento de equipos de condensación son los paneles de celulosa corrugada, los paneles de entramado plástico y los sistemas de nebulización de alta presión y con aire comprimido.

Una revisión más amplia y completa de las técnicas de enfriamiento evaporativo directo y de los materiales habitualmente empleados en aplicaciones de preenfriamiento se encuentra en el artículo de He et al. [9], donde los autores centran el interés en los sistemas de preenfriamiento del aire ambiente de entrada en las torres de enfriamiento de tiro natural.

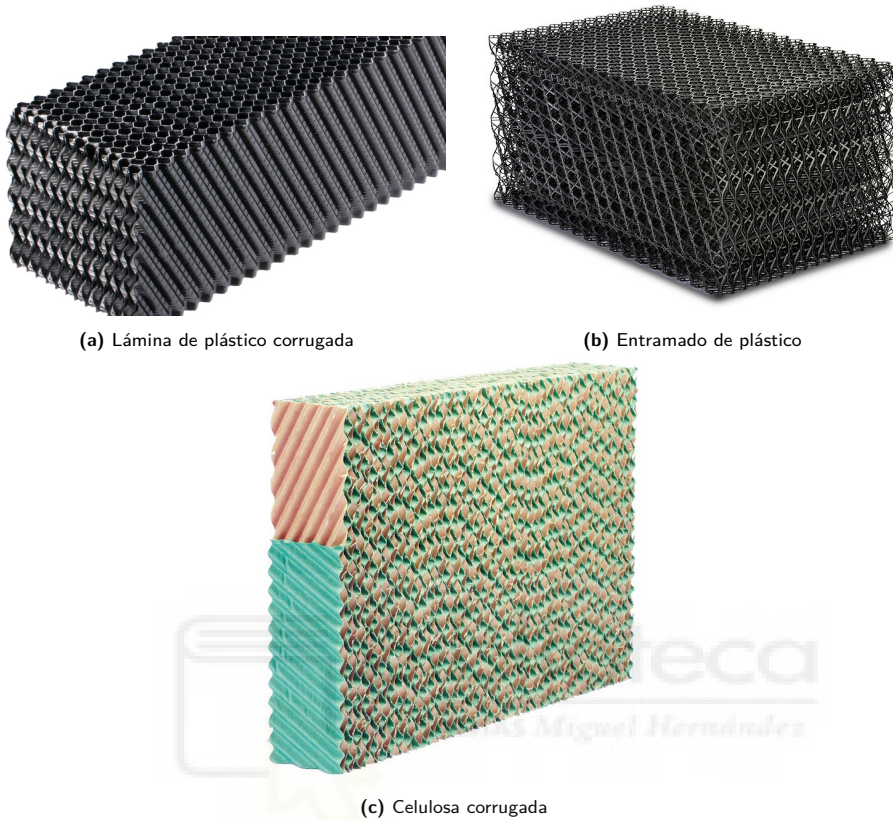


Figura 2.3: Distintos tipos de paneles evaporativos. (a) Panel evaporativo de lámina de plástico corrugada, modelo CF1200 Cross-Fluted Film Fill. Fuente: Brentwood Industries. (b) Panel evaporativo de entramado plástico, modelo Trickle Grid Fill R20. Fuente: STEADY. (c) Panel evaporativo de celulosa corrugada, modelo CELdek® 7090-15. Fuente: Munters Spain.

2.2. Eficiencia térmica de un panel evaporativo

La capacidad de enfriamiento que tiene un panel evaporativo sobre la corriente de aire que lo atraviesa se expresa a través de una variable característica del mismo conocida como eficiencia térmica o eficiencia de saturación. Se han realizado numerosas investigaciones experimentales, analíticas y numéricas para determinar el comportamiento y la eficiencia de los paneles evaporativos.

Koca et al. [19] diseñaron una metodología para ensayar paneles evaporativos y demostraron que la eficiencia de estos depende de la velocidad del aire, la pérdida de presión que origina el panel y el espesor del mismo. Liao y Chiu [20] desarrollaron un túnel de viento compacto para determinar la eficiencia de dos tipos de paneles evaporativos fabricados a partir de diversos tamaños de malla de PVC e investigaron el efecto que tienen el caudal de agua, la velocidad del aire y el espesor de los paneles sobre la eficiencia.

Gunhan et al. [21] ensayaron experimentalmente diferentes materiales de consistencia porosa como la toba volcánica y determinaron que su uso representaba una alternativa interesante frente a los paneles tradicionales para velocidades bajas del aire de $0,6 \text{ m s}^{-1}$. Además, demostraron que la eficiencia aumentaba incrementando el espesor de los paneles y el caudal de agua, pero en este caso también se incrementaba la pérdida de presión.

Beshkani y Hosseini [22] realizaron un análisis matemático del comportamiento de un panel evaporativo fabricado a partir de un relleno celulósico corrugado y emplearon un método de diferencias finitas para resolver las ecuaciones que gobiernan el flujo, demostrando que con el aumento del espesor del panel se aumenta la eficiencia del mismo, pero también la pérdida de presión.

Wu et al. [23, 24] realizaron un estudio numérico para investigar la eficiencia y la transferencia de calor y masa en un panel evaporativo directo fabricado con rejilla resistente de celulosa en forma de panel. Los resultados mostraron que la eficiencia aumenta con el descenso de la velocidad media del aire y con el aumento del espesor del panel. Además, propusieron un modelo analítico para el cálculo de la eficiencia obtenido a partir del balance de energía sobre la corriente de aire.

Malli et al. [25] realizaron un estudio experimental del comportamiento de dos tipos de paneles evaporativos de celulosa de diferentes espesores, fabricados a partir de láminas corrugadas. Los resultados mostraron que aumentando la velocidad del aire y el espesor del panel se obtiene una mayor pérdida de presión y un incremento de la cantidad de agua evaporada y que la eficiencia aumenta cuando desciende la velocidad del aire.

Como se ha comprobado en las referencias, la eficiencia de los paneles de enfriamiento evaporativo depende de muchos factores: superficie de contacto aire-agua, espesor del panel, tipo de material utilizado en el panel (metal, celulosa, plástico, fibras vegetales, etc.), estructura geométrica del entramado del panel, caudal de aire y sus condiciones psicrométricas, caudal de agua, etc.

Para calcular la eficiencia de un proceso de enfriamiento evaporativo generalmente se utiliza la siguiente ecuación, que indica lo cerca que se encuentra del estado de saturación la corriente de aire que se está enfriando, a su salida del panel evaporativo:

$$\eta = \frac{T_{a1} - T_{a2}}{T_{a1} - T_{wb}} \times 100 \% \quad (2.1)$$

, donde T_{a1} y T_{a2} son respectivamente las temperaturas del aire en la entrada y después de atravesar el panel evaporativo y T_{wb} es la temperatura de bulbo húmedo del aire.

La eficiencia del proceso de enfriamiento evaporativo del panel, calculada mediante esta ecuación, es la variable característica que conoce con el nombre de eficiencia de saturación. Esta ecuación representa una forma sencilla de evaluar la capacidad de enfriamiento que tiene un panel evaporativo y es utilizada habitualmente para caracterizar y comparar el rendimiento entre paneles con diferentes tamaños, materiales de construcción, estructuras geométricas, etc.

Sin embargo, todas estas características de los paneles no aparecen de forma explícita representadas en la ecuación de la eficiencia y por ello diversos autores han planteado ecuaciones alternativas para el cálculo de la eficiencia.

Según Wu et al. [24], la eficiencia se puede expresar en función del coeficiente de transferencia de calor por convección h_c del proceso de enfriamiento, las propiedades del flujo de aire (densidad ρ_a y calor específico c_p) y las características geométricas del panel evaporativo como el espesor δ y su compacidad ξ :

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \xi \delta}{V \rho_a c_p}\right) \quad (2.2)$$

Por otra parte, considerando flujo turbulento, el valor del coeficiente de transferencia de calor h_c se puede caracterizar a partir del número de Nusselt como [26]:

$$Nu = \gamma Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (2.3)$$

, con lo que sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene la siguiente expresión para el cálculo de la eficiencia:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\beta \delta}{V^m}\right) \quad (2.4)$$

, donde δ representa el espesor del panel, V es la velocidad del flujo de aire y m y β son constantes que tienen en cuenta la influencia de diversos parámetros: propiedades del aire, configuración geométrica del panel, material con el que está construido y compacidad del mismo.

Una expresión alternativa para el cálculo de la eficiencia es la propuesta por He et al. [27, 28]. A diferencia de la ecuación anterior, el autor propone calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección h_c entre el aire y el agua a partir de una correlación experimental para el número de Nusselt que incluye el parámetro geométrico adimensional (l_e/l), de la misma forma que aparece en otras referencias de la literatura [26, 29, 30]:

$$Nu = a_1 \left(\frac{l_e}{l}\right)^{b_1} Re^m Pr^{1/3} \quad (2.5)$$

Empleando esta correlación para el coeficiente de transferencia de calor, la expresión final del rendimiento queda de la siguiente forma:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\beta l^d}{V^n}\right) \quad (2.6)$$

, donde l representa el espesor del panel, V es la velocidad media de la corriente de aire y β , d y n son constantes cuyo valor depende, entre otros factores, de las propiedades del

aire, del material con el que está construido el panel y de su compacidad y configuración geométrica.

Para el cálculo de la eficiencia de saturación del panel, en el caso de utilizar la primera de las ecuaciones expuestas en este apartado, será suficiente con obtener y promediar medidas, en diferentes configuraciones de funcionamiento, de las condiciones del aire a la entrada y la salida del mismo y del flujo de agua proyectado sobre el panel. Si la eficiencia por el contrario se calcula con las ecuaciones de Wu et al. [24] y He et al. [27, 28], será necesario plantear un modelo de regresión no lineal, a partir de los datos obtenidos en el laboratorio, para obtener mediante el método de mínimos cuadrados los coeficientes o constantes de correlación que aparecen en las ecuaciones y la estimación de la bondad del modelo de ajuste.

Aunque el proceso de obtención de la eficiencia con estas dos últimas ecuaciones es más laborioso, una vez obtenidos los coeficientes de correlación se dispondrá de un modelo físico más detallado de las características del panel con el que se podrá observar de forma individualizada el efecto que tiene sobre la eficiencia la variación de diversos parámetros de funcionamiento como el espesor del panel o la compacidad del mismo.

2.3. Pérdida de presión originada por el panel

Desde el punto de vista fluidodinámico, una característica importante y a tomar en consideración cuando se evalúa el comportamiento de un panel evaporativo es la pérdida de presión que este origina sobre la corriente de aire que lo atraviesa. La pérdida de presión depende principalmente de la velocidad del flujo de aire y del espesor del panel evaporativo, de forma que a mayor velocidad y mayor espesor, mayor es también la pérdida de presión que se produce en el aire [20]

Hay otros factores, que habitualmente no aparecen recogidos en las ecuaciones de cálculo de pérdida de presión, que también contribuyen a producir esta pérdida, en mayor o menor medida según el caso, como son el flujo de agua introducido en el panel, la geometría y estructura de la malla que conforma el panel y la compacidad del mismo [19, 29]. Por ejemplo, un incremento en el caudal de agua produce un aumento del espesor de la lámina de agua sobre la superficie del material con el que está fabricado el panel y, por lo tanto, una reducción de la sección de paso del aire a través del mismo, con el consiguiente aumento de la pérdida de presión.

Por último, existen otros factores que, si bien son importantes en otros aspectos del comportamiento del panel evaporativo, apenas tienen efecto sobre la pérdida de presión como son las condiciones ambientales del aire o la temperatura del agua y su sistema de distribución sobre el panel.

En la literatura se encuentran diferentes correlaciones experimentales utilizadas para modelizar el efecto de pérdida de presión en un panel evaporativo. Una correlación muy extendida y utilizada por diversos autores [31, 32, 33] para caracterizar la pérdida de presión es la que utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\frac{\Delta p}{l} = \left(\frac{f}{d_h} \right) \rho_a \frac{v_a^2}{2} \quad (2.7)$$

, donde Δp es la pérdida de presión, l es el espesor del panel, f y d_h son respectivamente el factor de fricción y el diámetro hidráulico que dependen de la geometría del panel, ρ_a la densidad del aire y v_a la velocidad del flujo de aire.

Otra forma de modelizar la pérdida de presión es a través de la correlación experimental de Forchheimer, en la que se define esta pérdida en función de dos términos, uno viscoso y otro inercial, según la siguiente expresión:

$$\frac{\Delta p}{l} = \left(\frac{\mu}{k}\right) v_a + k_1 \rho_a v_a^2 \quad (2.8)$$

, donde μ es la viscosidad del aire, k es la permeabilidad de Forchheimer y k_1 es el factor inercial.

Las correlaciones anteriores únicamente tienen en cuenta como variables principales las características del flujo de aire y unos coeficientes débilmente relacionados con las características geométricas del panel evaporativo. En ellas no se consideran de forma explícita factores importantes como el espesor del panel, el caudal de agua proyectada sobre el mismo o su compacidad (superficie mojada por unidad de volumen).

Una correlación experimental que tiene en cuenta algunos de los aspectos anteriores es la propuesta por Milosavljevic y Heikkilä [34]:

$$\Delta p = k_1 \left(\frac{l_e}{l}\right)^{a_1} (1 + Q_w^{b_1}) v_a^2 \quad (2.9)$$

, donde Q_w es el caudal másico de agua proporcionado al panel, l es el espesor del mismo y l_e es una longitud característica que representa la inversa de la compacidad del panel.

Una correlación similar a la anterior, pero que corrige la falta de homogeneidad dimensional de esta con el caudal de agua, es la propuesta por He et al. [35, 36] y que tiene la siguiente expresión:

$$\Delta p = a \left(\frac{l_e}{l}\right)^b \left(1 + c \frac{q_w}{q_a}\right) \frac{\rho_a v_a^2}{2} \quad (2.10)$$

, donde q_w y q_a son respectivamente los caudales volumétricos de agua y aire que atraviesan el panel.

Tanto en la correlación de Milosavljevic y Heikkilä [34] como en la de He et al. [35, 36] aparecen unas constantes y exponentes que es preciso determinar experimentalmente, para cada tipología de panel evaporativo, mediante un método de mínimos cuadrados y a partir de ensayos que abarquen los diferentes rangos prácticos de utilización de los paneles evaporativos.

Las correlaciones anteriores, una vez ajustados sus coeficientes a partir de ensayos experimentales, nos permitirán conocer la pérdida de presión que origina un panel evaporativo en función de sus parámetros de funcionamiento.

A partir de la información de la pérdida de carga se podrá realizar una estimación de la pérdida energética que la instalación del panel origina en el conjunto del sistema de climatización. Con todo ello se valorará si en conjunto el beneficio producido por el panel al enfriar la corriente de aire compensa la pérdida energética por la caída de presión.

2.4. Enfriamiento evaporativo mediante nebulización por ultrasonidos

En el apartado anterior se ha puesto de manifiesto que la pérdida de presión que origina un panel evaporativo es el principal inconveniente que nos encontramos cuando estos se utilizan en un sistema de preenfriamiento. Además, este problema está presente incluso cuando no se emplea el sistema de preenfriamiento, es decir, cuando se interrumpe la recirculación de agua sobre los paneles y estos permanecen secos.

Esta pérdida de presión permanente en la corriente de aire que circula por el sistema de condensación produce una reducción de su capacidad térmica para disipar calor, un aumento de la presión de condensación y un incremento en el consumo eléctrico del compresor [37], efectos adversos que deben ser compensados con un sobredimensionamiento del sistema. Aunque el efecto global del preenfriamiento con paneles sobre el sistema de acondicionamiento de aire compensa con creces en la mayoría de los casos estos inconvenientes, resulta interesante explorar otras técnicas alternativas de preenfriamiento que resuelvan este problema.

A diferencia de los sistemas de preenfriamiento con paneles evaporativos, los sistemas que emplean pulverización o nebulización de agua representan un sistema alternativo de preenfriamiento con mayor flexibilidad de instalación y utilización, mantenimiento más sencillo, y que prácticamente no produce pérdidas de presión en la corriente de aire que atraviesa el condensador.

En la bibliografía existen múltiples estudios que hacen referencia al uso de estos sistemas de preenfriamiento por pulverización o nebulización. Yu et al. [38] analizaron la eficacia térmica de un sistema de preenfriamiento mediante nebulización aplicado a una enfriadora refrigerada por aire. La enfriadora, con una capacidad de 282 kW, se hizo funcionar junto al sistema de nebulización con dos modos de operación: modo normal (control convencional de presión) y modo VSD con control de velocidad variable para los ventiladores del condensador. En condiciones de clima subtropical, el preenfriamiento mediante nebulización del aire a la entrada del condensador supuso unos aumentos en el COP de la enfriadora en el rango de 0,36–8,86 % para el modo normal y de 0,34–10,19 % para el modo VSD.

Aunque el uso de sistemas de preenfriamiento con agua pulverizada o nebulizada soluciona el problema de la pérdida de carga en el condensador, estas técnicas presentan otros inconvenientes como la presencia de corrosión, incrustaciones y depósitos minerales en los haces de tubos y aletas del intercambiador de calor del condensador, si las gotas de agua son arrastradas por la corriente de aire y llegan a impactar con estas

superficies. Para evitar esto, es necesario dimensionar convenientemente el sistema de preenfriamiento para conseguir evaporar toda el agua en el seno de la corriente de aire y evitar el contacto de las gotas con las superficies de los elementos del intercambiador de calor, lo que no siempre es posible.

Los sistemas de nebulización de alta presión favorecen esta tarea al conseguir la formación de gotas de diámetro muy pequeño, inferiores a $20\mu\text{m}$, que se evaporan con mayor facilidad, pero la generación de estas gotas implica utilizar boquillas especiales y bombas de alta presión que suponen un incremento del coste energético de funcionamiento. La calidad del agua también afecta al rendimiento de las boquillas y a su coste de mantenimiento [39].

A la vista de los inconvenientes que presentan las técnicas actuales de preenfriamiento mediante paneles, pulverización o nebulización, parece conveniente explorar otras alternativas para evaluar y comparar prestaciones. En los últimos años se están investigando las posibles aplicaciones de los ultrasonidos a una amplia variedad de campos para mejorar la eficiencia de diferentes sistemas.

Yao [40] hizo una revisión de los trabajos publicados sobre las nuevas aplicaciones de la tecnología de ultrasonidos en el campo de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC), incluyendo su utilización en los procesos de humidificación y deshumidificación del aire, regeneración de sistemas desecantes, purificación de aire, mejora de la transferencia de calor y reducción del ensuciamiento en intercambiadores de calor, desescarche del evaporador en sistemas de refrigeración, etc. Como resultado el autor afirma que la utilización de los ultrasonidos podría ser interesante en términos generales en aplicaciones de transferencia de calor y masa, disminuyendo las resistencias, tanto internas como externas, de los fenómenos de transporte.

Nie et al. [41] estudiaron una tecnología de recuperación entálpica por enfriamiento evaporativo indirecto utilizada para la ventilación de edificios, basada en un intercambiador de calor de placas a contracorriente combinado con un nebulizador ultrasónico. La humidificación por nebulización ultrasónica se utilizó para enfriar el aire de expulsión al exterior hasta su temperatura de bulbo húmedo, para posteriormente producir una transferencia de calor sensible y condensación de humedad en el aire exterior de admisión, con el fin de lograr la recuperación total de calor. En comparación con la refrigeración evaporativa indirecta convencional, el empleo de la nebulización por ultrasonidos mejoró el efecto de enfriamiento del aire, al aumentar la superficie total de contacto y evaporación de las gotas de agua. Los resultados mostraron que, en un clima cálido y húmedo, la unidad prototipo puede alcanzar hasta el 71 % de la eficiencia total de recuperación de calor, y que más del 50 % de la entalpía recuperada procede de la condensación de la humedad del aire exterior de admisión.

Arun y Mariappan [42] desarrollaron un enfriador evaporativo regenerativo por ultrasonidos acoplado a un deshumidificador desecante, consistente en varios conjuntos de canales secos y canales húmedos donde el intercambio de calor se produce por enfriamiento evaporativo indirecto del agua nebulizada generada por un atomizador

ultrasónico. En este enfriador, la capa higroscópica convencional que se utiliza habitualmente para humedecer el aire es sustituida por el agua nebulizada. Los resultados mostraron una capacidad de enfriamiento de 339,8 W, para un caudal másico de aire de $0,0488 \text{ kg s}^{-1}$ y una relación de extracción de 0,37, alcanzando valores máximos del 115 % en la eficiencia de saturación y un enfriamiento de hasta 10°C .

Recientemente, Yao et al. [43] presentaron una revisión del estado del arte de los ultrasonidos de alta intensidad y sus aplicaciones, describiendo los desarrollos actuales de dos tipos de transductores de ultrasonidos: magnetostrictivo y piezoeléctrico. En el artículo también revisaron los estudios recientes sobre las novedosas aplicaciones de los ultrasonidos de alta intensidad en procesos con fluidos y medios multifásicos. Entre ellos se encuentran diferentes tipos de procesos: reacciones químicas, secado/deshidratación, soldadura, extracción, mejora de transferencia de calor, desescarche, atomización de gotas, limpieza y eliminación de partículas finas, etc.

En lo que respecta a la mejora de la transferencia de calor en líquidos, Yao et al. [43] descubrieron que los ultrasonidos no sólo aumentan las tasas de transferencia de calor, sino que también pueden ser una solución para la reducción del ensuciamiento de las superficies de intercambio. En relación con la atomización de gotas, los autores exponen que la atomización de líquidos es importante en muchos procesos industriales: secado por pulverización, formación de películas de recubrimiento, ignición de combustibles líquidos, fabricación de emulsiones, etc. En la mayoría de estas aplicaciones, las gotas deben tener una distribución específica de tamaños y un tamaño medio determinado. En este extenso artículo los autores no hacen referencia en particular al enfriamiento evaporativo como una aplicación más de los ultrasonidos, lo que indica que este es todavía un campo de investigación por explorar.

2.5. Análisis exergético del proceso de enfriamiento evaporativo

Habitualmente el funcionamiento de los paneles evaporativos se caracteriza mediante la eficiencia térmica, pero esta definición de la eficiencia no es apropiada si se pretenden identificar las principales fuentes de irreversibilidad en el proceso o si se buscan las condiciones óptimas de funcionamiento del sistema con tal de hacer un consumo eficiente de los recursos energéticos disponibles.

Como se ha visto al revisar la literatura, existen muchos estudios referentes al cálculo de la eficiencia de los paneles evaporativos. Sin embargo, cuando queremos caracterizar un panel evaporativo desde un punto de vista exergético, son pocos los investigadores que han estudiado cuál es el efecto de los distintos parámetros de funcionamiento sobre el comportamiento exergético del mismo.

Kanoglu et al. [44] formularon desde un punto de vista exergético los procesos psicrométricos básicos de un sistema de acondicionamiento de aire y realizaron un estudio paramétrico de un proceso de calefacción con humidificación para mostrar la variación de exergía del sistema en función de las condiciones de funcionamiento del mismo.

Santos et al. [45] realizaron un estudio analítico sobre el comportamiento energético y exergético del proceso de enfriamiento evaporativo en un lavador de aire. Los resultados mostraron que las mejores condiciones de operación del aire de entrada, desde el punto de vista del confort térmico, no coinciden con las mejores condiciones para obtener la eficiencia exergética óptima. En la literatura existen diferentes definiciones para el cálculo de la eficiencia exergética.

Cengel y Boles [46] hicieron una definición de la eficiencia exergética como la relación entre el trabajo útil y el máximo trabajo posible (trabajo reversible). Wepfer et al. [47] y Dincer y Rosen [48] propusieron una definición alternativa de la eficiencia exergética en términos de exergías de suministro y producto. Ratlamwala y Dincer [49] estudiaron de forma analítica los denominados cinco procesos psicrométricos clave, desde un punto de vista energético y exergético, y propusieron dos nuevas formas alternativas para calcular la eficiencia exergética con las que realizó comparaciones en diferentes situaciones.

En los resultados referentes a los procesos de enfriamiento evaporativo se ha visto que las diferentes definiciones de eficiencia exergética conducen a tendencias en sus valores también diferentes, frente a cambios en las condiciones de funcionamiento del sistema como la temperatura y humedad ambiente.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos por estos autores, se ha comprobado que la expresión más adecuada para calcular la eficiencia exergética en un panel evaporativo es la que procede de la fórmula proporcionada por Kanoglu et al. [44] y que se define como la relación entre la exergía de la corriente saliente de aire y la suma de las exergías entrantes de aire y agua:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{a2} ex_2}{\dot{m}_{a1} ex_1 + \dot{m}_w ex_w} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest}}{\dot{E}x_{in}} \quad (2.11)$$

, donde ex representa las exergías específicas del aire y del agua (suma de las exergías térmica, mecánica y química), $\dot{E}x_{dest}$ es el flujo de exergía destruida en el proceso de enfriamiento evaporativo y $\dot{E}x_{in}$ representa el flujo total de exergía entrante al sistema.

A partir de los ensayos y los resultados experimentales que se desarrollarán sobre el panel evaporativo, se realizará un análisis exergético del proceso de enfriamiento evaporativo con el objetivo de caracterizar qué condiciones óptimas y parámetros de funcionamiento permiten reducir la exergía destruida y hacer un uso más eficiente de los recursos energéticos puestos a disposición en este proceso.

2.6. Conclusiones

En este trabajo se ha expuesto el estado del arte en referencia al estudio y caracterización del comportamiento térmico y fluidodinámico de un panel de enfriamiento evaporativo que se pretende utilizar en aplicaciones de acondicionamiento de aire. A partir de la revisión de la literatura se ha elaborado un compendio de las variables características más importantes que definen el comportamiento de un panel adiabático

y de las metodologías experimentales habitualmente utilizadas para caracterizar este panel en el laboratorio.

En esta revisión también se ha comprobado que no existen estudios realizados para el tipo específico de panel evaporativo sobre el que se van a realizar los ensayos, por lo que será necesario adaptar alguna de las metodologías encontradas e implementar en el laboratorio un banco de ensayos que se ajuste a las características de nuestro panel evaporativo.

Las dos características más importantes que definen el comportamiento de un panel evaporativo son su eficiencia térmica y la pérdida de presión que origina en la corriente de aire que lo atraviesa. Para estas variables se han encontrado en la literatura las ecuaciones y correlaciones habitualmente utilizadas para su cálculo y se ha discutido la idoneidad de su empleo en el panel evaporativo estudiado. También se ha buscado información sobre una caracterización menos habitual del comportamiento de un panel evaporativo a través de su análisis exergético.

De las referencias consultadas se ha obtenido una expresión adecuada para cuantificar la eficiencia exergética del panel y algunas conclusiones de diversos autores sobre los resultados de aplicar el análisis exergético en modelos numéricos de enfriamiento evaporativo que será necesario contrastar con los ensayos experimentales que se llevarán a cabo sobre el panel estudiado.

Otras características que será necesario evaluar en el panel serán el salto de temperaturas en la corriente de aire, su incremento de humedad específica y la tasa de agua evaporada que ofrece el panel evaporativo teniendo en cuenta, entre otros, el efecto de la velocidad del aire, el caudal agua pulverizada y el espesor del panel.

3.1. Objetivos generales y específicos

El objetivo principal del trabajo de investigación desarrollado en esta tesis es la caracterización experimental del comportamiento térmico y fluidodinámico de paneles evaporativos de entramado plástico, fabricados en polietileno de alta densidad, y utilizados en sistemas de acondicionamiento de aire para preenfriar la corriente de aire que atraviesa el condensador. Se propone también un objetivo secundario, como complemento a este objetivo principal y orientado a contrarrestar los inconvenientes del uso de paneles, consistente en el estudio experimental de un sistema de generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos y en la evaluación de su utilización como método alternativo a los paneles evaporativos, en aplicaciones de preenfriamiento de aire.

La hipótesis de partida a partir de la cual se plantean estos objetivos es que existen potenciales de mejora de la eficiencia, y por lo tanto de ahorro de energía primaria, en los sistemas de acondicionamiento de aire. El objetivo final de los trabajos de investigación es contribuir a alcanzar ese ahorro energético mediante el estudio y la mejora de las técnicas de enfriamiento evaporativo, aplicadas a producir un preenfriamiento del aire en los equipos de condensación.

Para lograr la consecución de estas metas, se plantean dos líneas de investigación con los siguientes objetivos generales y específicos:

Objetivos generales:

- A Caracterización experimental del comportamiento térmico y fluidodinámico de paneles evaporativos de entramado plástico.
- B Estudio experimental y evaluación de un sistema de generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos

A. Objetivos específicos:

1. Revisión bibliográfica de los estudios publicados en relación al empleo de paneles evaporativos en procesos de preenfriamiento. Recopilación de las metodologías y equipos de ensayo habitualmente empleados en la caracterización de las propiedades y comportamiento de los paneles. Revisión de los trabajos que aborden el estudio del modelo térmico de transferencia de calor y masa que tiene lugar en los paneles evaporativos y el impacto que sobre las prestaciones energéticas de estos equipos tienen sus elementos de diseño, tales como: tipo de relleno, espesor del panel, compacidad, sistema de distribución de agua, etc.
2. Diseño, construcción y puesta en marcha de un banco experimental de ensayos para paneles evaporativos, que estará compuesto por un túnel de viento subsónico modificado con una sección central capaz de alojar distintos tipos de paneles. El banco de ensayos dispondrá de un sistema de distribución de agua para los paneles y de un sistema de control para variar las condiciones de operación de los ensayos. Estará completamente instrumentado para registrar diferentes medidas de interés: temperaturas de aire y agua, humedad relativa, caudal de agua, velocidad del flujo de aire y presión diferencial a través del panel.
3. Realización del estudio experimental del comportamiento térmicos y fluidodinámico de los paneles evaporativos, mediante la programación de ensayos en el túnel de viento, estableciendo diferentes condiciones de operación a través de las siguientes variables experimentales: espesor del panel, velocidad del flujo de aire, caudal de agua. Tratamiento de datos y análisis de incertidumbre de los resultados. Realización de otros ensayos complementarios: medida de arrastre de gotas en los paneles; influencia de las condiciones ambientales en la eficiencia de saturación.
4. Análisis de los resultados y obtención de correlaciones numéricas para la eficiencia de saturación y la pérdida de presión, en función de las variables experimentales. Presentación de los valores extremos que pueden alcanzar estas variables en determinadas condiciones de operación. Definición y cálculo de las eficiencias energética y exergética de los paneles en función de las variables experimentales. Cálculo de otras variables características: coeficientes de transferencia de calor, salto de temperatura y humedad relativa a través del panel y caudal de agua evaporada en el panel. Elaboración de recomendaciones finales sobre las condiciones óptimas de utilización de los paneles.

B. Objetivos específicos:

1. Revisión bibliográfica de los estudios publicados hasta la fecha en relación al empleo de la nebulización por ultrasonidos para aplicaciones de preenfriamiento de aire. Búsqueda de estudios que relacionen las características más relevantes de los transductores de ultrasonidos y sus condiciones de operación (frecuencia de resonancia, diámetro del disco cerámico, voltaje de alimentación, nivel de agua, temperatura del agua, etc.) con las características del agua nebulizada producida (diámetro de gota, caudal de agua atomizado, dispersión del caudal nebulizado)
2. Diseño, construcción y puesta en marcha de un prototipo generador de agua nebulizada por ultrasonidos, que se acoplará al túnel de viento del objetivo anterior para realizar ensayos en condiciones controladas de laboratorio. Este prototipo estará compuesto por un módulo de transductores de ultrasonidos, sumergidos en un depósito de alimentación de agua, y dotado de los sistemas de control que permitan la producción de un caudal ajustable de agua nebulizada. El prototipo estará completamente instrumentado para registrar las siguientes medidas: temperatura del agua, caudal de agua de reposición, caudal generado de agua nebulizada, potencia eléctrica consumida por los transductores de ultrasonidos.
3. Especificación de las prestaciones del generador de agua nebulizada. Se determinarán experimentalmente las características principales del agua nebulizada producida por el prototipo generador: diámetro y distribución de las gotas de agua y caudal de agua atomizada, en función de las condiciones de operación. Para determinar el tamaño y distribución de las gotas se diseñará un sistema fotográfico de captura de imágenes con alta velocidad de obturación y un procedimiento de tratamiento digital de las mismas mediante software de conteo de gotas.
4. Realización de los ensayos de caracterización del comportamiento térmico del agua nebulizada en un proceso de preenfriamiento de aire. Los ensayos se realizarán acoplado el generador de agua nebulizada en la sección de entrada del túnel de viento y estudiando la evolución térmica y fluidodinámica del penacho de gotas a lo largo del túnel, bajo diferentes condiciones de operación establecidas mediante las siguientes variables experimentales: caudal de agua nebulizada y velocidad de la corriente de aire. Tratamiento de datos y análisis de incertidumbre de los resultados.
5. Definición y cálculo de indicadores matemáticos que permitan evaluar la eficiencia del proceso de preenfriamiento, en función de las condiciones de operación, y análisis de los resultados experimentales. Cálculo de otras variables características: evolución de la temperatura y humedad del aire, distribución del penacho de agua nebulizada, tiempo de residencia de las gotas, etc. Valoración del uso de agua nebulizada en aplicaciones de preenfriamiento de aire y elaboración de recomendaciones finales sobre las condiciones óptimas de utilización del sistema.

3.2. Líneas de investigación

El trabajo de investigación que constituye el objeto de esta tesis se ha desarrollado a través de dos líneas de investigación que presentan una temática común: la utilización del fenómeno de enfriamiento evaporativo para preenfriar la corriente de aire que atraviesa un condensador. El detalle de la investigación realizada y los resultados obtenidos en cada línea de investigación se presentan en el apartado [Anexo: separatas de los artículos](#) de esta memoria, donde se incluyen las publicaciones que describen estos aspectos. A continuación, se hace un resumen de las líneas de investigación y se exponen los motivos que dieron lugar a su origen.

- **1ª Línea de Investigación:** Caracterización experimental del comportamiento térmico y fluidodinámico de paneles evaporativos de entramado de plástico, fabricados con polietileno de alta densidad.

Esta línea de investigación surge como continuación de los trabajos de investigación publicados en el artículo de Lucas et al. [50]. En este artículo se abordó la optimización experimental del comportamiento térmico de un aero-refrigerador seco sobre el que se instaló una sección de preenfriamiento evaporativo en la entrada de la corriente de aire, para mejorar su capacidad de disipación de calor. Los objetivos de este estudio fueron caracterizar y modelizar los componentes del aero-refrigerador (secciones seca y evaporativa, ver Figura 3.1), para posteriormente optimizar la velocidad del flujo de aire que atraviesa el aero-refrigerador.

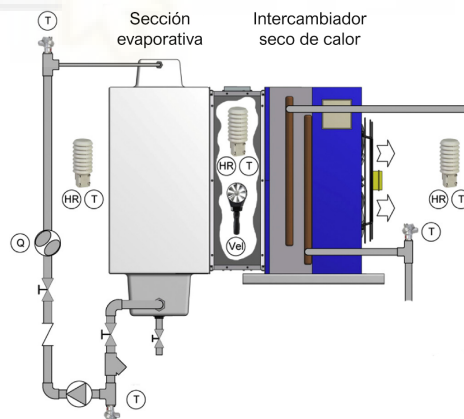


Figura 3.1: Aero-refrigerador seco equipado con una unidad de preenfriamiento del aire de entrada cuyo comportamiento térmico fue caracterizado y optimizado por Lucas et al. [50].

El estudio experimental mostró que la eficiencia de saturación de la sección evaporativa disminuye cuando aumenta la velocidad del flujo de aire. La sección de preenfriamiento estaba compuesta por un panel evaporativo de entramado plástico, fabricado con una malla de polietileno de alta densidad, del cual el fabricante no proporcionaba información sobre su comportamiento térmico. Por este motivo se trató de

caracterizar el comportamiento del panel en su posición original de trabajo, junto al aero-refrigerador seco, equipando con instrumentación todo el conjunto. Sin embargo, la ubicación en exteriores del aero-refrigerador y las limitaciones de espacio entre sus diferentes secciones no fueron favorables para realizar un conjunto de ensayos en condiciones óptimas de repetibilidad y baja incertidumbre.

Por este motivo se decidió poner en marcha esta nueva línea de investigación, para establecer el procedimiento y los medios necesarios que permitieran caracterizar este y otros tipos de paneles evaporativos, en condiciones de operación seleccionables y controladas en un laboratorio. El desarrollo de esta línea de investigación se incluyó entre los objetivos del proyecto ENE2010-21679-C02-02 del Programa Estatal de I+D+i.

En la Figura 3.2 se muestra una imagen del banco de ensayos diseñado y construido sobre un túnel de viento subsónico y equipado con instrumentación para cumplir con los objetivos de esta primera línea de investigación.

Durante la revisión del estado del arte se comprobó que no se han realizado estudios previos sobre este tipo específico de panel evaporativo de entramado plástico, por lo que fue necesario adaptar alguna de las metodologías de ensayo encontradas e implementar en el laboratorio un banco de ensayos que se ajuste a las características de nuestro panel evaporativo.

En esta primera línea de investigación se analizan las dos características más importantes que definen el comportamiento de un panel evaporativo: su eficiencia térmica y la pérdida de presión que origina en la corriente de aire que lo atraviesa. Como resultado de revisión bibliográfica, se han obtenido los modelos matemáticos y correlaciones habitualmente empleadas para representar estas características y se ha discutido la idoneidad del empleo de estos modelos en el panel evaporativo estudiado. También se ha recabado información sobre una caracterización menos habitual del comportamiento de un panel evaporativo a través de su análisis exergético. Otras características que ha sido necesario evaluar en el panel son el salto de temperaturas en la corriente de aire, su incremento de humedad específica y la tasa de agua evaporada que ofrece el panel evaporativo teniendo en cuenta, entre otros, el efecto de la velocidad del aire, el caudal agua pulverizada y el espesor del panel.

Esta línea de investigación también está relacionada con un artículo publicado con anterioridad [51], donde se confirmó que existen unas dimensiones óptimas en los paneles que proporcionan la máxima eficiencia energética en las instalaciones de acondicionamiento de aire que los utilizan, y que para poder seleccionar el espesor óptimo de panel es completamente necesario caracterizar o modelizar previamente su eficiencia de saturación y la pérdida de presión que origina en función de sus características geométricas y condiciones de funcionamiento: tipo de relleno, espesor del panel, compacidad, caudal de agua que recibe, velocidad de la corriente de aire, etc.

- **2ª Línea de Investigación:** Estudio de un prototipo experimental de generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos y evaluación de su aplicación como sistema de preenfriamiento de aire.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.2: Banco de ensayos diseñado y construido sobre un túnel de viento subsónico para realizar los ensayos de caracterización de paneles evaporativos. (a) Túnel de viento y sección central de ensayos acoplada a un circuito hidráulico de recirculación de agua. (b) Disposición de un panel evaporativo en la sección de ensayos. (c) Detalle del sistema de distribución de agua por goteo continuo.

Esta línea se plantea después revisar y valorar los resultados obtenidos en la primera línea de investigación, con el objetivo de buscar una alternativa al uso de paneles evaporativos que no presente algunos de sus inconvenientes principales: la pérdida de presión que los paneles ocasionan en la corriente de aire y los problemas de mantenimiento originados por el envejecimiento de los mismos.

La investigación se inició y desarrolló en el marco del proyecto ENE2017-83729-C3-1-R del Programa Estatal de I+D+i (ver [1.2 Contexto de la investigación](#)), a través de mi participación como investigador responsable de los objetivos encuadrados en el estudio y aplicación de diferentes técnicas de enfriamiento evaporativo.

En esta segunda línea de investigación se evalúa el comportamiento y la capacidad de enfriamiento del agua nebulizada generada por un prototipo experimental de atomización por ultrasonidos (ver Figura 3.3). El prototipo se ha diseñado, construido e instrumentado para ser ensayado en un túnel de viento, bajo diferentes condiciones controladas de operación. El estudio desarrollado en esta línea de investigación presenta una aplicación novedosa de la tecnología de ultrasonidos para producir preenfriamiento en sistemas de acondicionamiento de aire, de la que no se ha encontrado ninguna referencia previa en la revisión de la bibliografía.

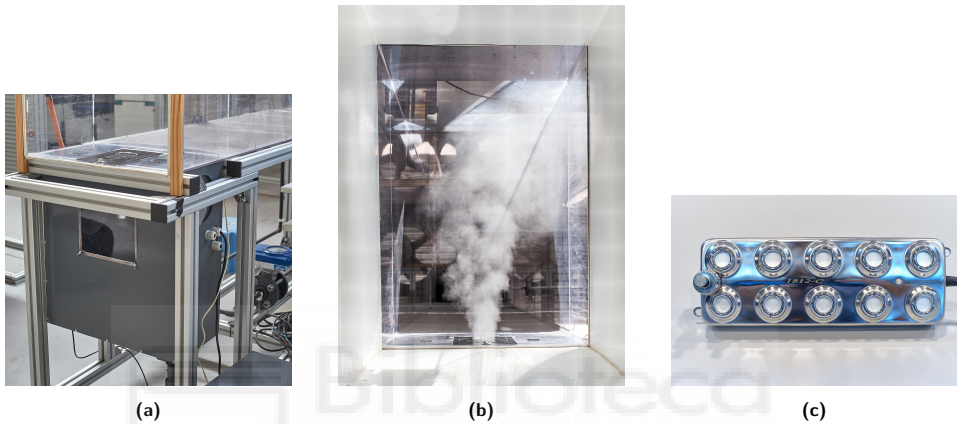


Figura 3.3: Prototipo experimental de generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos. (a) Generador ultrasónico de agua nebulizada acoplado al túnel de viento. (b) Penacho de agua nebulizada inyectado en la sección de entrada. (c) Módulo de transductores piezoeléctricos con discos cerámicos.

El empleo de ultrasonidos puede resultar prometedor para mejorar el diseño de los sistemas de preenfriamiento evaporativo, puesto que permite enfriar una corriente de aire sin producir pérdidas de presión que alteren el funcionamiento y la capacidad térmica de un condensador. Además, la generación de agua nebulizada por ultrasonidos ofrece la posibilidad de controlar el caudal másico de agua atomizada y la distribución de tamaño de las gotas generadas.

Este sistema podría tener los mismos inconvenientes que los sistemas de preenfriamiento mediante pulverización o nebulización de alta presión, como por ejemplo ocasionar corrosión, formación de depósitos minerales y ensuciamiento de los elementos de intercambio de calor del condensador. Sin embargo, los sistemas de nebulización por ultrasonidos son capaces de generar tamaños de gota de diámetros inferiores a los $10\ \mu\text{m}$, con un consumo de energía similar a otros sistemas como el de boquillas nebulizadoras de alta presión.

Con estos tamaños de gota tan pequeños se facilita el proceso de evaporación de la fase líquida de agua, puesto que se aumenta la superficie de contacto aire-agua. Además, la generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos produce gotas con menor energía cinética que las que se forman a la salida de las boquillas nebulizadoras, por lo que esto también contribuye a aumentar el tiempo de contacto de las gotas con

la corriente de aire. Con todo ello se consigue aumentar la tasa de evaporación y sería posible conseguir que las gotas de agua se evaporen en su totalidad antes de llegar al condensador, limitando de esta forma los inconvenientes planteados con anterioridad.

3.3. Publicaciones constitutivas de la tesis

Los principales resultados y contribuciones realizadas durante el desarrollo de la tesis han sido publicados en revistas de impacto correspondientes al primer cuartil (Q1) del Journal Citation Reports (JCR Science Edition). A continuación, se indican las referencias bibliográficas completas de los artículos que sustentan el trabajo de investigación realizado en esta tesis:

Artículo 1

P. Martínez, J. Ruiz, P.J. Martínez, A.S. Káiser, 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. [2]

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.065>

Applied Thermal Engineering
ISSN: 1359–4311. Ed. Elsevier.

Factor de impacto JCR-SCI (2018): 4.026, Ranking 7/60, Cuartil Q1.

Artículo 2

P. Martínez, J. Ruiz, Í. Martín, M. Lucas, *Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler*, Applied Thermal Engineering 181 (2020) 116057. [3]

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116057>

Applied Thermal Engineering
ISSN: 1359–4311. Ed. Elsevier.

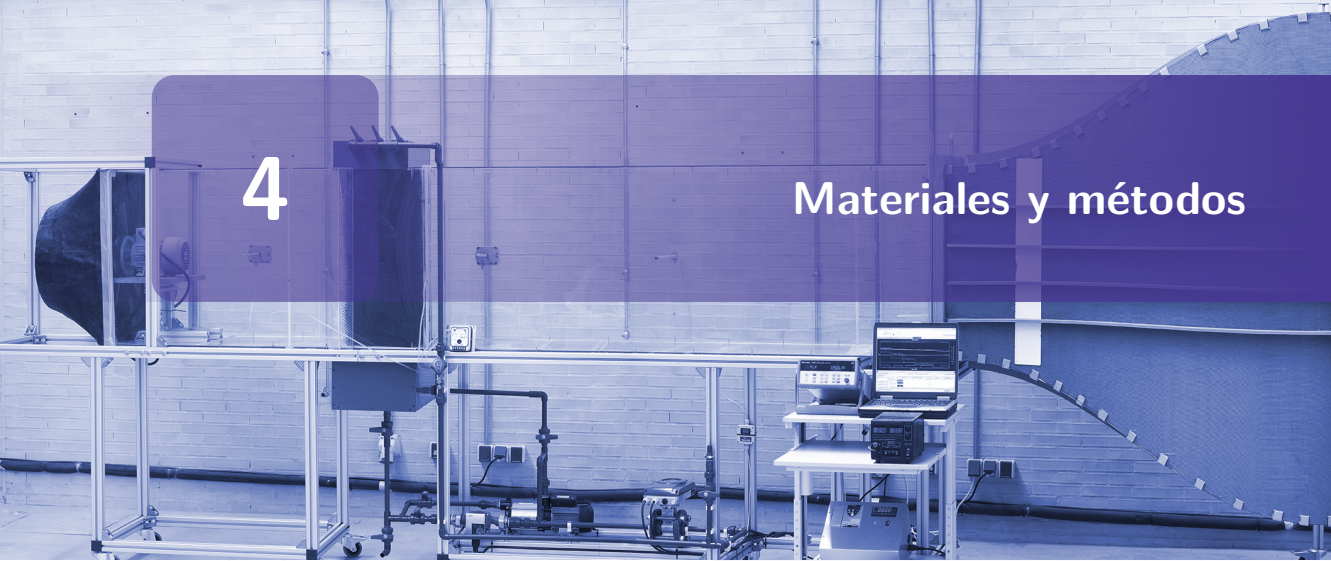
Factor de impacto JCR-SCI (2019): 4.725, Ranking 6/61, Cuartil Q1.

En el apartado **Anexo: separatas de los artículos** de esta memoria se incluyen las copias de las separatas de los artículos 1 y 2 referenciados.

3.4. Otras publicaciones relacionadas

En este apartado se recogen otras publicaciones en las que he participado y que están relacionadas con las líneas de investigación que se plantean en esta tesis. En ellas se muestra el trabajo continuado que se ha desarrollado en los últimos años en la investigación, desarrollo y aplicación de técnicas de enfriamiento evaporativo para mejorar la eficiencia energética en diferentes sistemas térmicos:

- **M. Lucas, P. Martínez, C.G. Cutillas, P.J. Martínez, J. Ruiz, A.S. Káiser, B. Zamora**, *Experimental optimization of the thermal performance of a dry and adiabatic fluid cooler*, Applied Thermal Engineering, 69 (2014) 1–10. [50]
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.033>
- **J. López-Núñez, F. Sánchez, I. Arocas, A. Viedma, B. Zamora, P. Martínez, M. Lucas, J. Ruiz, M. Hernández, A.S. Káiser**, *Study of the performance of an adiabatic cooling pad in an air cooler system*, Renewable Energy and Power Quality Journal, 1(14) (2016) 748–753. [52]
<https://doi.org/10.24084/repqj14.444>
- **P. Martínez, J. Ruiz, C.G. Cutillas, P.J. Martínez, A.S. Káiser, M. Lucas**, *Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser*, Applied Thermal Engineering, 105 (2016) 1041–1050. [51]
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067>
- **P. Martínez**, *Caracterización experimental y modelización del comportamiento térmico y fluidodinámico de un panel de enfriamiento evaporativo para su uso en sistemas de acondicionamiento de aire*, Revista Doctorado UMH, 4(1) (2018) p7. [8]
<https://doi.org/10.21134/doctumh.v4i1.1491>
- **J. Ruiz, P. Martínez, Í. Martín, M. Lucas**, *Numerical characterization of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler*, Energies, 13(11) (2020). [53]
<https://doi.org/10.3390/en13112971>
- **A. Soto, P. Martínez, V.M. Soto, P.J. Martínez**, *Analysis of the performance of a passive downdraught evaporative cooling system driven by solar chimneys in a residential building by using an experimentally validated TRNSYS model*, Energies, 14(12) (2021). [54]
<https://doi.org/10.3390/en14123486>



4.1. Estudio de caracterización de paneles evaporativos

Para caracterizar el comportamiento de los paneles evaporativos se han utilizado tres tipos de paneles, de espesores 80, 160 y 250 mm, fabricados en polietileno de alta densidad a partir de un sistema de plegado y termofusión desarrollado exclusivamente por la empresa suministradora. Como resultado, se obtiene un panel muy flexible, ligero y adaptable a cualquier equipo que requiera preenfriamiento evaporativo.

Con el objetivo de caracterizar el comportamiento térmico y fluidodinámico de estos paneles se ha realizado una programación de múltiples ensayos con diferentes espesores de panel, caudales de aire y caudales de agua distribuida. Los ensayos se han llevado a cabo en el túnel de viento subsónico que se muestra en la Figura 3.2. En la parte central del túnel de viento se ha diseñado y construido una sección de ensayos para paneles y otros dispositivos de enfriamiento evaporativo, constituida por un distribuidor de agua en la parte superior, un depósito de recogida de agua y un sistema hidráulico de recirculación y control del caudal suministrado.

Durante los ensayos se registraron las condiciones del flujo de aire (velocidad, temperatura, humedad relativa y pérdida de presión), del caudal de agua suministrado a los paneles (temperatura y caudal volumétrico) y las condiciones ambientales (temperatura y presión). En todo momento se garantizaron y controlaron las condiciones de estacionariedad y repetibilidad de los ensayos. Posteriormente, se realizó el procesamiento de los datos y un análisis de incertidumbre para determinar las incertidumbres máximas relativas expandidas de las medidas registradas y la propagación de la incertidumbre en los cálculos derivados.

Por último, la modelización del fenómeno de enfriamiento evaporativo se ha obtenido mediante un análisis teórico de los procesos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en el panel. Además, se ha realizado un estudio de las eficiencias energética y exergética del proceso de enfriamiento a través de un enfoque termodinámico de sus balances de masa, energía y exergía.

En el apartado 2. *Method* de la primera publicación [2] que constituye esta tesis se puede encontrar la descripción detallada de los materiales y métodos experimentales, el procedimiento de ejecución de los ensayos y el desarrollo de la modelización que se ha llevado a cabo para caracterizar el comportamiento de los paneles evaporativos.

4.2. Estudio de caracterización y aplicación de un nebulizador ultrasónico

El estudio de caracterización del comportamiento del generador de agua nebulizada por ultrasonidos y su capacidad de producir preenfriamiento en una corriente de aire, se ha realizado a través de un amplio conjunto de pruebas en un banco de ensayos diseñado y construido específicamente para este fin. El banco de ensayos está constituido por dos componentes principales: un equipo generador de agua nebulizada y un túnel de viento subsónico (ver Figura 3.3). El generador ultrasónico de agua nebulizada se ha construido con las dimensiones y la capacidad de producción de agua atomizada adecuadas para trabajar junto al túnel de viento, dentro del rango de velocidades de aire que habitualmente se produce en los sistemas de condensación.

Se han realizado varios tipos de ensayos para evaluar el comportamiento y eficiencia de la unidad generadora de agua nebulizada. En primer lugar, se ha determinado experimentalmente el rango de caudales de agua nebulizada que la unidad es capaz de suministrar. También se han realizado ensayos con un equipo fotográfico de alta velocidad de obturación para determinar la distribución del tamaño de las gotas generadas en el proceso de atomización. Por último, se ha evaluado la capacidad de producir preenfriamiento que tiene el agua nebulizada cuando se inyecta en una corriente de aire y se han estudiado los diferentes patrones de distribución del agua nebulizada en función de la velocidad del flujo de aire.

Las especificaciones completas del banco de ensayos y la descripción detallada del procedimiento experimental empleado en la ejecución de todos estos ensayos se encuentra en el apartado 2. *Materials and methods* del segundo artículo [3] que constituye esta tesis.

A través del estudio experimental de caracterización del comportamiento térmico y fluidodinámico de un nuevo tipo de panel evaporativo de entramado plástico, publicado en el primero de los artículos que sustentan esta tesis, se ha caracterizado el comportamiento de este tipo de panel, en función de la velocidad del aire, el espesor del panel y el caudal de agua distribuida sobre el mismo, cuantificando sus propiedades más relevantes: eficiencia térmica, pérdida de presión, variaciones de temperatura y humedad del aire a su paso y caudal de agua evaporada.

Los ensayos han permitido obtener correlaciones para las dos características más importantes de un panel evaporativo: su eficiencia de saturación y la pérdida de presión que produce. El estudio se ha completado con un análisis energético y exergético del proceso de preenfriamiento evaporativo.

Los principales resultados y contribuciones realizadas durante el desarrollo de esta investigación se analizan y discuten con detalle en el apartado 3. [Results](#) del primer artículo [2] incluido en el anexo.

El segundo de los artículos que forma parte del trabajo de investigación desarrollado en la tesis estudia y evalúa el comportamiento y la capacidad de enfriamiento del agua nebulizada generada por un prototipo experimental de atomización por ultrasónicos, en una aplicación de preenfriamiento de aire.

En el artículo se muestran los detalles de un prototipo de nebulizador ultrasónico, diseñado y construido durante esta fase de la investigación para poder evaluar su capacidad de producir preenfriamiento mediante ensayos en un túnel de viento, bajo diferentes condiciones controladas de operación.

El estudio desarrollado en esta línea de investigación presenta una aplicación novedosa de la tecnología de ultrasonidos para producir preenfriamiento en sistemas de acondicionamiento de aire, de la que no se ha encontrado ninguna referencia previa en la revisión bibliográfica.

Los principales resultados y contribuciones realizadas en este estudio se discuten con detalle en el apartado 3. *Results and discussion* del segundo artículo [3] incluido en el anexo.



El sector de la edificación es actualmente el mayor consumidor final de energía, con una previsión de aumento en su consumo para los próximos años. Debido a esta situación, las últimas directrices que marca la Unión Europea en política energética impulsan el establecimiento de medidas de ahorro y de mejora de la eficiencia energética en los edificios. Una forma de reducir el consumo energético y mejorar la eficiencia de los sistemas de climatización que utilizan condensación por aire es mediante el uso de preenfriamiento evaporativo en la corriente de aire de entrada al condensador.

6.1. Conclusiones del estudio de caracterización de paneles evaporativos

El trabajo de investigación desarrollado en esta tesis aborda, en primer lugar, la modelización de este proceso de preenfriamiento a través del estudio experimental del comportamiento térmico y fluidodinámico de un nuevo tipo de panel evaporativo de entramado plástico, fabricado con polietileno de alta densidad. La revisión de la literatura reveló que no hay estudios sobre este tipo de panel evaporativo, que tiene algunas ventajas sobre otros tipos de paneles y materiales de relleno.

La fabricación de paneles evaporativos comerciales en muchos casos es complicada y costosa. Sin embargo, es cada vez más común encontrar nuevos diseños de paneles evaporativos hechos con materiales y procesos de fabricación de bajo coste para su uso en diversos sectores, como el industrial y el residencial. El panel evaporativo que se estudia en este trabajo tiene un bajo coste de fabricación, se produce en cualquier tamaño final, es flexible y fácil de adaptar a cualquier equipo de condensación y, lo que es más importante, provoca una mínima pérdida de presión en el flujo de aire.

A través del estudio realizado se ha caracterizado el comportamiento de este tipo de panel, en función de la velocidad del aire, el espesor del panel y el caudal de agua distribuida sobre el mismo, cuantificando sus propiedades más relevantes: eficiencia de saturación, pérdida de presión, variaciones de temperatura y humedad del aire a su paso y caudal de agua evaporada. Con una metodología de estudio y ensayos similar a la empleada por otros autores, este trabajo se distingue por investigar un nuevo tipo de panel evaporativo tanto desde un punto de vista energético como también exergético.

A continuación, se exponen los resultados y conclusiones más relevantes de esta primera línea de investigación:

1. A partir de la revisión del estado del arte sobre el empleo y caracterización de paneles evaporativos se ha elaborado un compendio de las variables características más importantes que definen el comportamiento de estos paneles, de los modelos matemáticos que suelen utilizarse para representarlas y de las metodologías experimentales habitualmente usadas para ensayarlos en el laboratorio.
2. Se ha diseñado y construido un banco de ensayos acoplado a un túnel de viento subsónico (ver Figura 3.2), que permite caracterizar todo tipo de paneles evaporativos y otros dispositivos que producen enfriamiento evaporativo y que son susceptibles de producir una pérdida de presión en la corriente de aire. El banco se ha utilizado con posterioridad en otros trabajos de investigación y ha servido también para realizar diferentes ensayos en otras dos tesis doctorales posteriores a la actual.
3. Se ha caracterizado el comportamiento térmico y fluidodinámico del panel evaporativo objeto de estudio, y se ha calculado la eficiencia de saturación, la pérdida de presión que origina el panel, la eficiencia energética y la eficiencia exergética, para diferentes condiciones de funcionamiento.
4. Se ha obtenido un valor máximo de eficiencia de saturación de 80,5% para los paneles con espesor de 250 mm, cuando la velocidad del flujo de aire es inferior a $0,5 \text{ m s}^{-1}$. La máxima caída de presión se ha registrado en 17 Pa para los paneles con espesor de 250 mm y velocidad del flujo de aire de $1,95 \text{ m s}^{-1}$.
5. Se ha comprobado que la eficiencia de saturación disminuye a medida que aumenta la velocidad del aire, debido al menor tiempo de contacto entre la superficie de la lámina de agua y la corriente de aire. Por el contrario, la eficiencia de saturación aumenta cuando el espesor del panel es mayor y también cuando se aumenta el caudal de agua de alimentación sobre el panel: en ambos casos se obtiene una mayor superficie de agua expuesta a la corriente de aire que facilita el proceso de evaporación y el caudal de agua evaporada.
6. La eficiencia exergética muestra una tendencia opuesta a la eficiencia de saturación. Cuanto mayor es la transferencia de calor y masa entre el agua y el aire, más se enfría la corriente de aire y mayor es la eficiencia de saturación del panel. Sin embargo, en estos casos la eficiencia exergética empeora puesto que se

producen mayores pérdidas de exergía cuando las transferencias de calor y masa son importantes.

7. Se ha propuesto una nueva expresión para el cálculo de eficiencia exergética, denominada eficiencia exergética global, que tiene en cuenta el aumento de consumo eléctrico que deberían tener los ventiladores del condensador para compensar la pérdida de presión que origina el panel y también el consumo eléctrico de la bomba hidráulica de recirculación. La representación gráfica de esta nueva eficiencia en función de la velocidad de la corriente de aire presenta un máximo que podría utilizarse como indicador para seleccionar la velocidad óptima de utilización de los paneles evaporativos.
8. Las correlaciones obtenidas para la eficiencia de saturación y la pérdida de presión han sido empleadas en varias publicaciones posteriores para modelar el comportamiento de la sección evaporativa. En el artículo de López-Núñez et al. [52] se utilizaron los datos experimentales obtenidos en el banco de ensayos para validar un modelo numérico del panel adiabático. Por otra parte, en el trabajo de Soto et al. [54] se incluyeron las correlaciones obtenidas para el panel evaporativo en la simulación con TRNSYS de un sistema más complejo de climatización, accionado por chimeneas solares, en un edificio residencial.

6.2. Conclusiones del estudio de caracterización y aplicación de un nebulizador ultrasónico

En una segunda línea de investigación, se presenta un estudio cuyo objetivo es explorar una técnica de preenfriamiento alternativa al uso de paneles evaporativos y que pretende evitar alguno de sus inconvenientes principales, como son la pérdida de presión que los paneles ocasionan en la corriente de aire y los problemas de mantenimiento originados por el envejecimiento de los mismos. En este estudio se realiza la caracterización del rendimiento térmico y los patrones de flujo fluidodinámicos de un generador de agua nebulizada mediante ultrasonidos y la valoración de su utilización como sistema de preenfriamiento evaporativo en sistemas de acondicionamiento de aire.

El estudio se desarrolla sobre un prototipo de nebulización ultrasónica (ver Figura 3.3), diseñado y construido a tal efecto, y del que ha sido necesario caracterizar experimentalmente su capacidad de producción de agua nebulizada y la distribución de los tamaños de gotas generadas. En definitiva, se trata de una línea de investigación multidisciplinar de la que no se han encontrado referencias previas en la literatura, que incluye balances energéticos, evaluación del rendimiento térmico, determinación de patrones de flujo fluidodinámico y estudio de las condiciones de generación de agua nebulizada mediante transductores electrónicos de ultrasonidos

Se exponen a continuación los resultados y conclusiones más importantes que surgen de esta línea de investigación:

1. La revisión bibliográfica de los estudios publicados hasta el momento pone de manifiesto que, aunque los ultrasonidos representan una nueva tecnología que se está aplicando en diferentes sistemas y procesos HVAC, no se han encontrado estudios sobre la utilización de nebulizadores ultrasónicos en procesos de preenfriamiento en condensadores.
2. Se ha diseñado y construido un generador de agua nebulizada mediante ultrasonidos, que posteriormente se ha acoplado a un túnel de viento para formar un banco de ensayos completo para realizar los ensayos de preenfriamiento de aire en condiciones controladas de laboratorio. Además, este banco de ensayos se ha utilizado también para obtener medidas experimentales con las que poder validar un modelo numérico de simulación, desarrollado por Ruiz et al. [53], del proceso de preenfriamiento evaporativo que ocurre con el sistema de nebulización por ultrasonidos. A través de estas simulaciones se podrá posteriormente perfeccionar el diseño de los sistemas de preenfriamiento que utilicen esta técnica de atomización del agua.
3. Para caracterizar el generador agua nebulizada, se ha diseñado y puesto en marcha un método fotográfico de captura de imágenes de alta velocidad de obturación y un sistema de tratamiento y procesamiento de imágenes, para determinar el tamaño y la distribución de diámetros de las gotas que este equipo es capaz de generar, resultando un diámetro medio de Sauter $D_{3,2} = 13,2 \mu\text{m}$. La capacidad de atomización de agua del nebulizador ultrasónico se ha medido por un método gravimétrico y el rango de caudales de agua que puede producir el sistema está entre $0,11 \times 10^{-3}$ y $0,52 \times 10^{-3} \text{ kg s}^{-1}$.
4. Se han definido y calculado un conjunto de indicadores de rendimiento del sistema, que permiten evaluar la eficiencia del proceso de preenfriamiento en función de las condiciones de operación. Se ha comprobado que la eficiencia media del enfriamiento evaporativo (ε_{AEC}) y la caída media de temperatura (T_{drop}), aumentan cuando se aumenta el caudal de agua atomizada y se reduce el caudal de aire, obteniendo unos valores máximos de $\varepsilon_{\text{AEC}} = 65 \%$ y $T_{\text{drop}} = 4,3 \text{ }^\circ\text{C}$ para una relación de caudales agua/aire de $2,41 \times 10^{-3}$ y un caudal de aire de $630 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. La máxima eficiencia de saturación (ε_{DEC}) registrada es de $83,7 \%$ para una relación agua-aire de $0,35 \times 10^{-3}$ y un caudal de aire de $630 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.
5. Se ha comprobado que el proceso de preenfriamiento evaporativo no es homogéneo en todo el flujo de aire para muchas condiciones de funcionamiento y, para evaluar específicamente este fenómeno, se ha definido un nuevo indicador de rendimiento denominado ε_{LCP} (eficiencia local de enfriamiento). Se ha identificado un rango para la relación de caudales agua/aire entre $1,4 \times 10^{-3}$ y $2,3 \times 10^{-3}$ donde se produce una mejor distribución del agua nebulizada en toda la sección de control y un proceso de enfriamiento evaporativo más homogéneo y efectivo.
6. Como valoración final, se concluye que la generación de agua nebulizada mediante ultrasonidos es una alternativa prometedora a los sistemas convencionales de preenfriamiento que utilizan paneles evaporativos, que aporta las siguientes ventajas: no hay caída de presión en el flujo de aire; no es necesario el mantenimiento

ni la limpieza o sustitución de los paneles evaporativos; el circuito hidráulico es más sencillo, no es necesario recircular el agua y el depósito de agua es significativamente menor; no hay acumulación de sales y otras sustancias en el depósito ni en los paneles.

Por contra, la utilización de agua nebulizada muestra algunos problemas que es necesario abordar con futuros trabajos de investigación: el caudal de agua nebulizada es limitado y afecta a la capacidad de preenfriamiento que se puede obtener; la evaporación completa de las gotas precisa de un largo recorrido de las mismas en el seno de la corriente de aire, lo que resulta problemático en condiciones de trabajo exteriores con viento; en caso de evaporación parcial, el sistema podría ocasionar corrosión, formación de depósitos minerales y ensuciamiento de los elementos de intercambio de calor del condensador.

6.3. Futuras líneas de investigación

El trabajo de investigación desarrollado en esta tesis representa una etapa más dentro de las diferentes líneas de investigación que en los últimos años se han llevado a cabo y que en la actualidad se siguen generando en el grupo de investigación del Área de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Miguel Hernández. A continuación, se muestran algunas de las futuras líneas de investigación que han surgido en relación con los contenidos y la temática de esta tesis, algunas de las cuales ya están siendo afrontadas en la actualidad:

1. *Estudio experimental sobre la influencia de la compacidad en el rendimiento de un panel evaporativo de entramado plástico.*

Como continuación de los estudios de caracterización planteados en esta tesis para este tipo de paneles evaporativos, se han realizado ensayos sobre paneles de un mismo espesor, pero diferente compacidad, para determinar cual es la influencia de este parámetro en las prestaciones térmicas y de pérdida de presión del panel (ver Figura 6.1). La compacidad se calcula como la relación entre la superficie total mojada del panel y el volumen que ocupa mismo. Este parámetro aparece de forma explícita en las ecuaciones de modelización que habitualmente se emplean en la literatura para caracterizar los paneles evaporativos, pero no se han encontrado estudios que específicamente realicen ensayos con esta variable experimental. Con el estudio se pretende conseguir un modelo más completo del panel, donde aparezca de forma clara la influencia de cada característica del mismo.

2. *Diseño de una nueva metodología de selección y optimización de las dimensiones de cualquier tipo de panel evaporativo, para su aplicación en sistemas de acondicionamiento de aire.*

Se ha desarrollado y está pendiente de publicación una novedosa metodología de cálculo (ver Figura 6.2) que permite seleccionar, desde el punto de vista económico, cuál es el espesor óptimo de los paneles evaporativos para conseguir

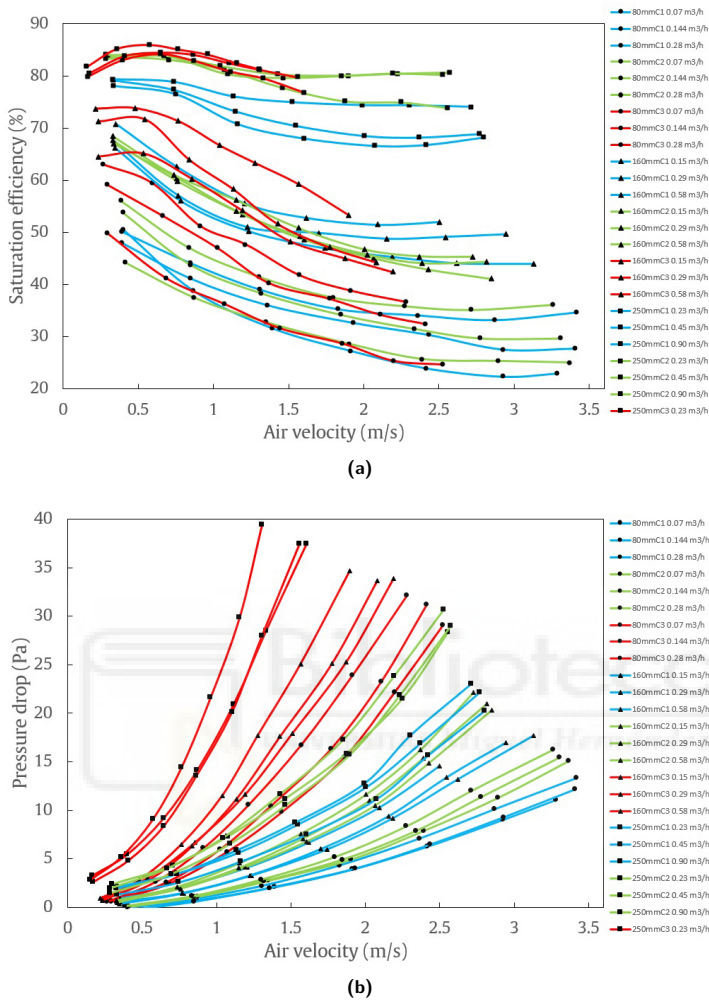


Figura 6.1: Ensayos de caracterización de paneles evaporativos con diferentes espesores y compacidades. (a) Eficiencia de saturación de los paneles en función de la velocidad del aire. (b) Pérdida de presión originada por los paneles en la corriente de aire.

el máximo preenfriamiento, con una caída de presión asumible por el sistema. El estudio es similar al publicado por Martínez et al. [51], pero en este caso el objetivo es lograr la optimización del espesor del panel sin tener que realizar ensayos experimentales específicos sobre el propio sistema de climatización. Para ello es imprescindible disponer de un modelo de caracterización de los paneles evaporativos como el desarrollado en esta tesis.

3. *Estudio experimental de un sistema de acondicionamiento de aire con aporte fotovoltaico y preenfriamiento evaporativo del condensador.*

Con el objetivo de propiciar el ahorro energético y aumentar la eficiencia de es-

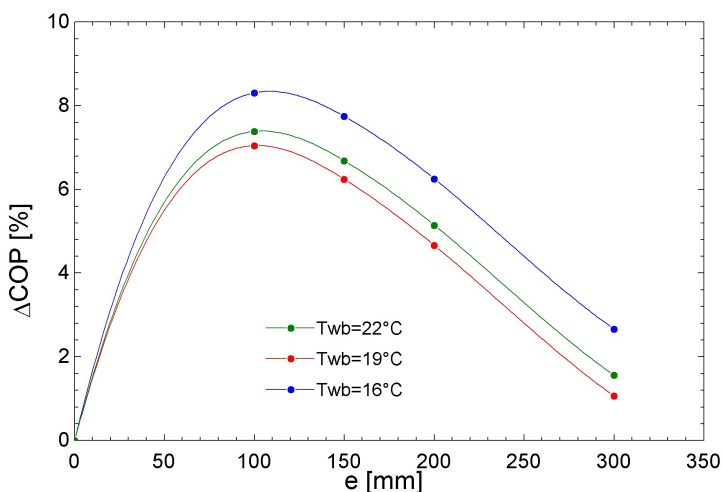


Figura 6.2: Dimensionamiento óptimo de un panel evaporativo mediante la simulación de la influencia de su espesor y de las condiciones ambiente en el COP de un sistema de climatización.

te tipo de instalaciones de climatización, se están realizando ensayos sobre una instalación experimental (ver Figura 6.3) que incorpora preenfriamiento en el condensador mediante paneles evaporativos y aporte fotovoltaico para reducir el consumo eléctrico de red del sistema. Para evaluar su viabilidad, resulta interesante estudiar el acoplamiento de estas dos mejoras en una misma instalación real para resolver algunos aspectos relacionados con las condiciones de funcionamiento del sistema, así como su diseño a nivel de componentes. El estudio presenta un sistema donde las variables meteorológicas (temperatura ambiente, humedad relativa y radiación solar) afectan al comportamiento térmico del ciclo de refrigeración, a la capacidad de preenfriamiento evaporativo y al rendimiento de los paneles fotovoltaicos.

4. *Continuación de línea de investigación sobre el uso de agua nebulizada mediante ultrasonidos y su aplicación para producir preenfriamiento del condensador en un sistema real de acondicionamiento de aire.*

Algunas cuestiones que todavía deben ser abordadas en futuras investigaciones son optimizar el diseño del sistema de generación de agua nebulizada desde un punto de vista energético (minimizando el consumo eléctrico y maximizando la capacidad de enfriamiento) y minimizar el impacto de las gotas en el intercambiador de calor del condensador. Otro problema a resolver en el proceso de preenfriamiento evaporativo es la dificultad de conseguir un enfriamiento homogéneo en toda la corriente de aire. Se plantea también realizar una simulación CFD del fenómeno de enfriamiento evaporativo para explorar diferentes geometrías y condiciones de funcionamiento, con el fin de mejorar el proceso de preenfriamiento. Los ensayos sobre un sistema real de acondicionamiento de aire (ver Figura 6.4)

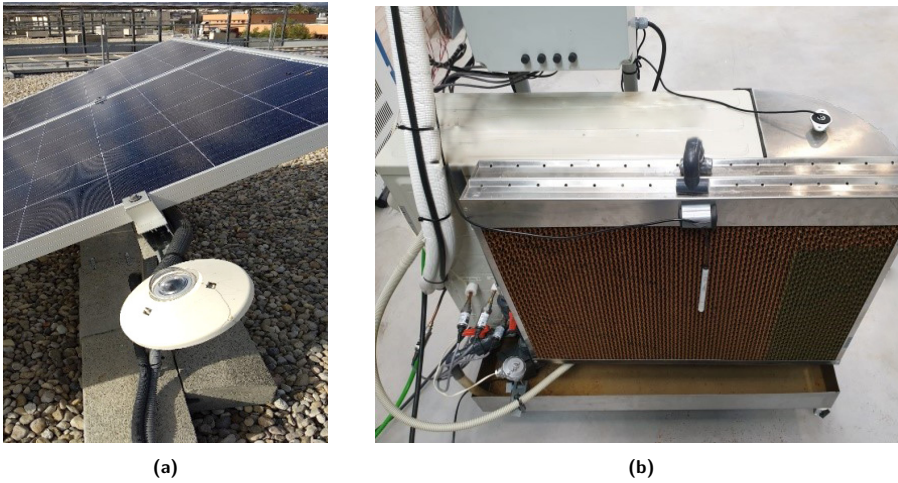


Figura 6.3: Sistema inverter de climatización tipo split y expansión directa empleado en los ensayos. (a) Módulos fotovoltaicos conectados al equipo de climatización. (b) Paneles evaporativos instalados en la entrada de aire del aerocondensador.

permitirán valorar las ventajas e inconvenientes y las posibles limitaciones de esta aplicación y cuantificar el ahorro energético global y el incremento de eficiencia que se puedan lograr. Esta investigación se enmarca entre los objetivos de un nuevo proyecto del Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación que ya se ha solicitado.

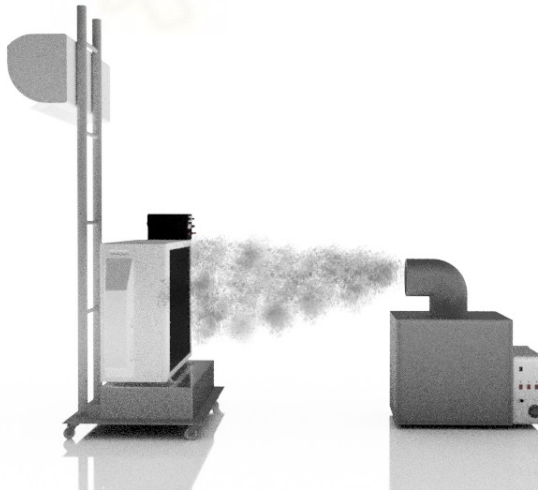


Figura 6.4: Recreación virtual de los ensayos de caracterización del preenfriamiento en un aerocondensador mediante nebulización por ultrasonidos.

- [1] IEA. The future of cooling: opportunities for energy-efficient air conditioning. Annual report, International Energy Agency, Paris, 2018. 1
- [2] P. Martínez, J. Ruiz, P.J. Martínez, A.S. Káiser, and M. Lucas. Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 138:675 – 685, 2018. ISSN 1359-4311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.065. 3, 30, 34, 35, 51
- [3] P. Martínez, J. Ruiz, Í. Martín, and M. Lucas. Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 181: 116057, 2020. ISSN 1359-4311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116057. 3, 30, 34, 36, 51
- [4] IEA. *Technology roadmap: solar heating and cooling*. International Energy Agency, 2012. 7
- [5] European Parliament & Council of the European Union. Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings. *Official Journal of the European Union*, L 153:13–35, 2010. doi: 10.3000/17252555.L_2010.153.eng. 7
- [6] European Parliament & Council of the European Union. Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency. *Official Journal of the European Union*, L 315/1, 2012. URL <http://data.europa.eu/eli/dir/2012/27/oj>. 7
- [7] M.Y. Wen, C.Y. Ho, K.J. Jang, and C.H. Yeh. Experimental study on the evaporative cooling of an air-cooled condenser with humidifying air. *Heat Mass Transfer*, 50(2):225–233, 2014. doi: 10.1007/s00231-013-1243-7. 7
- [8] P. Martínez. Caracterización experimental y modelización del comportamiento térmico y fluidodinámico de un panel de enfriamiento evaporativo para su uso en sistemas de acondicionamiento de aire. *Revista Doctorado UMH*, 4(1):p7, 2018. ISSN 2530-7320. doi: 10.21134/doctumh.v4i1.1491. 8, 31
- [9] S. He, H. Gurgenci, Z. Guan, X. Huang, and M. Lucas. A review of wetted media with potential application in the pre-cooling of natural draft dry cooling towers. *Renewable Sustainable Energy Rev*, 44:407–422, 2015. doi: 10.1016/j.rser.2014.12.037. 8, 11
- [10] R. Boukhanouf, H.G. Ibrahim, A. Alharbi, and M. Kanzari. Investigation of an evaporative cooler for buildings in hot and dry climates. *Journal of Clean Energy Technologies*, 2(3):221–225, 2014. doi: 10.7763/JOCET.2014.V2.127. 9

- [11] C.M. Liao, S. Singh, and T.S. Wang. Characterizing the performance of alternative evaporative cooling pad media in thermal environmental control applications. *Journal of Environmental Science and Health, Part A*, 33(7):1391–1417, 1998. doi: [10.1080/10934529809376795](https://doi.org/10.1080/10934529809376795). 9
- [12] M. Youbi-Idrissi, H. Macchi-Tejeda, L. Fournaison, and J. Guilpart. Numerical model of sprayed air cooled condenser coupled to refrigerating system. *Energy Conversion and Management*, 48(7):1943–1951, 2007. doi: [10.1016/j.enconman.2007.01.025](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.01.025). 9
- [13] E. Hajidavalloo. Application of evaporative cooling on the condenser of window-air-conditioner. *Applied Thermal Engineering*, 27(11–12):1937–1943, 2007. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2006.12.014](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.12.014). 9
- [14] F.W. Yu and K.T. Chan. Simulation and electricity savings estimation of air-cooled centrifugal chiller system with mist pre-cooling. *Applied Energy*, 87(4):1198–1206, 2010. doi: [10.1016/j.apenergy.2009.08.023](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.023). 9
- [15] J. Yang, K.T. Chan, X. Wu, X. Yang, and H. Zhang. Performance enhancement of air-cooled chillers with water mist: experimental and analytical investigation. *Applied Thermal Engineering*, 40(Supplement C):114 – 120, 2012. ISSN 1359-4311. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2012.02.001](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.001). 9
- [16] F.W. Yu and K.T. Chan. Improved condenser design and condenser-fan operation for air-cooled chillers. *Applied Energy*, 83(6):628 – 648, 2006. ISSN 0306-2619. doi: [10.1016/j.apenergy.2005.05.007](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.05.007). 9
- [17] E. Hajidavalloo and H. Eghtedari. Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser. *International Journal of Refrigeration*, 33(5):982–988, 2010. doi: [10.1016/j.ijrefrig.2010.02.001](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.02.001). 9
- [18] T. Wang, C. Sheng, and A.G.A. Nnanna. Experimental investigation of air conditioning system using evaporative cooling condenser. *Energy and Buildings*, 81:435–443, 2014. doi: [10.1016/j.enbuild.2014.06.047](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.06.047). 9
- [19] R.W. Koca, W.C. Hughes, and L.L. Christianson. Evaporative cooling pads: test procedure and evaluation. *Applied Engineering in Agriculture*, 7(4):485–490, 1991. 12, 15
- [20] C.M. Liao and K.H. Chiu. Wind tunnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region. *Building and Environment*, 37(2):177–187, 2002. doi: [10.1016/S0360-1323\(00\)00098-6](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(00)00098-6). 12, 15
- [21] T. Gunhan, V. Demir, and A.K. Yagcioglu. Evaluation of the suitability of some local materials as cooling pads. *Biosystems Engineering*, 96(3):369–377, 2007. doi: [10.1016/j.biosystemseng.2006.12.001](https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2006.12.001). 13
- [22] A. Beshkani and R. Hosseini. Numerical modeling of rigid media evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 26(5-6):636–643, 2006. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2005.06.006](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.06.006). 13

- [23] J.M. Wu, X. Huang, and H. Zhang. Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 29(1): 195–201, 2009. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2008.02.018](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.018). 13
- [24] J.M. Wu, X. Huang, and H. Zhang. Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6):980–984, 2009. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2008.05.016](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.016). 13, 14, 15
- [25] A. Malli, H.R. Seyf, M. Layeghi, S. Sharifian, and H. Behraves. Investigating the performance of cellulosic evaporative cooling pads. *Energy Conversion and Management*, 52(7):2598–2603, 2011. doi: [10.1016/j.enconman.2010.12.015](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.015). 13
- [26] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, and A.S. Lavine. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, USA, 6th edition, 2007. 14
- [27] S. He, H. Gurgenci, Z. Guan, and A.M. Alkhedhair. Pre-cooling with Munters media to improve the performance of natural draft dry cooling towers. *Applied Thermal Engineering*, 53(1):67–77, 2013. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2012.12.033](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.033). 14, 15
- [28] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, I. Jahn, Y. Lu, and A.M. Alkhedhair. Influence of ambient conditions and water flow on the performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers. *Applied Thermal Engineering*, 66(1-2):621–631, 2014. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2014.02.070](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.070). 14, 15
- [29] A. Franco, D.L. Valera, A. Madueño, and A. Peña. Influence of water and air flow on the performance of cellulose evaporative cooling pads used in mediterranean greenhouses. *Transactions of the ASABE*, 53(2):565–576, 2010. 14, 15
- [30] J.A. Dowdy and N.S. Karabash. Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose. *ASHRAE Transactions*, 93 pt.2:382–395, 1987. 14
- [31] W.T. Wu, J.F. Liu, W.J. Li, and W.H. Hsieh. Measurement and correlation of hydraulic resistance of flow through woven metal screens. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(14):3008–3017, 2005. ISSN 0017-9310. doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.038](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.038). 15
- [32] J.R. Sodre´ and J.A.R. Parise. Friction factor determination for flow through finite wire-mesh woven-screen matrices. *Journal of Fluids Engineering*, 119(4): 847–851, 1997. ISSN 0098-2202. doi: [10.1115/1.2819507](https://doi.org/10.1115/1.2819507). 15
- [33] R. Rawangkul, J. Khedari, J. Hirunlabh, and B. Zeghmati. Performance analysis of a new sustainable evaporative cooling pad made from coconut coir. *International Journal of Sustainable Engineering*, 1(2):117–131, 2008. doi: [10.1080/19397030802326726](https://doi.org/10.1080/19397030802326726). 15

- [34] N. Milosavljevic and P. Heikkilä. A comprehensive approach to cooling tower design. *Applied Thermal Engineering*, 21(9):899 – 915, 2001. ISSN 1359-4311. doi: [10.1016/S1359-4311\(00\)00078-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00078-8). 16
- [35] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, Y. Lu, and A.M. Alkhedhair. Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air. *Energy Conversion and Management*, 87:874–884, 2014. doi: [10.1016/j.enconman.2014.07.084](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.084). 16
- [36] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, Y. Lu, and A.M. Alkhedhair. Experimental study of the application of two trickle media for inlet air pre-cooling of natural draft dry cooling towers. *Energy Conversion and Management*, 89: 644–654, 2014. doi: [10.1016/j.enconman.2014.10.031](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.031). 16
- [37] M. Mehrabi and D. Yuill. Generalized effects of faults on normalized performance variables of air conditioners and heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 85:409 – 430, 2018. ISSN 0140-7007. doi: [10.1016/j.ijrefrig.2017.10.017](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.017). 17
- [38] F.W. Yu, W.T. Ho, K.T. Chan, and R.K.Y. Sit. Theoretical and experimental analyses of mist precooling for an air-cooled chiller. *Applied Thermal Engineering*, 130:112 – 119, 2018. ISSN 1359-4311. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2017.11.046](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.046). 17
- [39] K. Hooman, Z. Guan, and H. Gurgenci. 9 - advances in dry cooling for concentrating solar thermal (CST) power plants. In Manuel J. Blanco and Lourdes Ramirez Santigosa, editors, *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*, Woodhead Publishing Series in Energy, pages 179 – 212. Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100516-3. doi: [10.1016/B978-0-08-100516-3.00009-5](https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100516-3.00009-5). 18
- [40] Y. Yao. Research and applications of ultrasound in HVAC field: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58:52 – 68, 2016. ISSN 1364-0321. doi: [10.1016/j.rser.2015.12.222](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.222). 18
- [41] J. Nie, S. Yuan, L. Fang, Q. Zhang, and D. Li. Experimental study on an innovative enthalpy recovery technology based on indirect flash evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*, 129:22 – 30, 2018. ISSN 1359-4311. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2017.09.139](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.139). 18
- [42] B.S. Arun and V. Mariappan. Experimental study of an ultrasonic regenerative evaporative cooler for a desiccant cooling system. *Building Services Engineering Research and Technology*, 40(2):151–175, 2019. doi: [10.1177/0143624418810934](https://doi.org/10.1177/0143624418810934). 18
- [43] Y. Yao, Y. Pan, and S. Liu. Power ultrasound and its applications: A state-of-the-art review. *Ultrasonics Sonochemistry*, 62:104722, 2020. ISSN 1350-4177. doi: [10.1016/j.ultsonch.2019.104722](https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2019.104722). 19

- [44] M. Kanoglu, I. Dincer, and M.A. Rosen. Exergy analysis of psychrometric processes for HVAC&R applications. *ASHRAE Transactions*, 113 part 2:172–180, 2007. 19, 20
- [45] J.C. Santos, G.D.T. Barros, J.M. Gurgel, and F. Marcondes. Energy and exergy analysis applied to the evaporative cooling process in air washers. *International Journal of Refrigeration*, 36(3):1154–1161, 2013. doi: [10.1016/j.ijrefrig.2012.12.012](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.12.012). 20
- [46] Y.A. Cengel and M.A. Boles. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill, New York, 5th edition, 2006. 20
- [47] W.J. Wepfer, R.A. Gaggioli, and E.F. Obert. Proper evaluation of available energy for HVAC. *ASHRAE Transactions*, 85(pt 1):214–230, 1979. 20
- [48] I. Dincer and M.A. Rosen. *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier Science, 2nd edition, 2012. ISBN: 9780080970899. 20
- [49] T.A.H. Ratlamwala and I. Dincer. Efficiency assessment of key psychrometric processes. *International Journal of Refrigeration*, 36(3):1142–1153, 2013. doi: [10.1016/j.ijrefrig.2012.10.038](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.038). 20
- [50] M. Lucas, P. Martínez, C.G. Cutillas, P.J. Martínez, J. Ruiz, A.S. Káiser, and B. Zamora. Experimental optimization of the thermal performance of a dry and adiabatic fluid cooler. *Applied Thermal Engineering*, 69(1):1–10, 2014. ISSN 1359-4311. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2014.04.033](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.033). 26, 31
- [51] P. Martínez, J. Ruiz, C.G. Cutillas, P.J. Martínez, A.S. Káiser, and M. Lucas. Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser. *Applied Thermal Engineering*, 105:1041 – 1050, 2016. ISSN 1359-4311. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067). 27, 31, 42
- [52] J. López-Núñez, F. Sánchez, I. Arocas, A. Viedma, B. Zamora, P. Martínez, M. Lucas, J. Ruiz, M. Hernández, and A.S. Káiser. Study of the performance of an adiabatic cooling pad in an air cooler system. *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 1(14):748–753, 2016. doi: [10.24084/repqj14.444](https://doi.org/10.24084/repqj14.444). 31, 39
- [53] J. Ruiz, P. Martínez, Í. Martín, and M. Lucas. Numerical characterization of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler. *Energies*, 13(11), 2020. ISSN 1996-1073. doi: [10.3390/en13112971](https://doi.org/10.3390/en13112971). 31, 40
- [54] A. Soto, P. Martínez, V.M. Soto, and P.J. Martínez. Analysis of the performance of a passive downdraught evaporative cooling system driven by solar chimneys in a residential building by using an experimentally validated trnsys model. *Energies*, 14(12), 2021. ISSN 1996-1073. doi: [10.3390/en14123486](https://doi.org/10.3390/en14123486). 31, 39

Copia de las separatas de los artículos

Los principales resultados y contribuciones realizadas durante el desarrollo de la tesis han sido publicados en revistas de impacto correspondientes al primer cuartil (Q1) del Journal Citation Reports (JCR Science Edition). A continuación, se indican las referencias bibliográficas completas de los artículos que sustentan el trabajo de investigación realizado en esta tesis:

Artículo 1

P. Martínez, J. Ruiz, P.J. Martínez, A.S. 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. [2]

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.065>

Applied Thermal Engineering

ISSN: 1359–4311. Ed. Elsevier.

Factor de impacto JCR-SCI (2018): 4.026, Ranking 7/60, Cuartil Q1.

Artículo 2

P. Martínez, J. Ruiz, Í. Martín, M. Lucas, *Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler*, Applied Thermal Engineering 181 (2020) 116057. [3]

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116057>

Applied Thermal Engineering

ISSN: 1359–4311. Ed. Elsevier.

Factor de impacto JCR-SCI (2019): 4.725, Ranking 6/61, Cuartil Q1.

En las siguientes páginas se incluye una copia de las separatas de los artículos 1 y 2 referenciados.

Experimental study of the energy and exergy performance of a plastic mesh evaporative pad used in air conditioning applications

P. Martínez^{a,*}, J. Ruiz^a, P.J. Martínez^a, A.S. Kaiser^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

HIGHLIGHTS

- 250-mm thick pad exhibits a maximum saturation efficiency of 80.5%.
- Maximum pressure drop is less than 17 Pa at air velocity of 1.95 m/s.
- Saturation efficiency decreases with increasing air velocity and decreasing pad thickness.
- Exergy efficiency evidences an opposite behaviour compared to saturation efficiency.
- Overall exergy efficiency could be used to optimize operating conditions of the pad.

ARTICLE INFO

Keywords:
Evaporative cooling
Cooling efficiency
Exergy efficiency
Pressure drop

ABSTRACT

This paper experimentally studies the thermal and fluid-dynamic behaviour of a new type of evaporative pad made from a high-density polyethylene mesh. Three different pad sizes with dimensions of 492×712 mm and thicknesses of 80, 160, and 250 mm are tested. The experiments are conducted in a subsonic wind tunnel adapted to recirculate water on the pads by a pump-driven circuit. A complete set of tests are carried out in which the cooling pad operating parameters such as air flow velocity, water flow rate and pad thickness are varied. As a result, the values of the following characteristic variables of the cooling pad are obtained: saturation efficiency, energy efficiency, exergy efficiency, pressure drop, humidity ratio variation, air temperature variation and amount of evaporated water. The results show that the maximum saturation efficiency of this type of pad is 80.5% and the maximum pressure drop in the air flow is less than 17 Pa. In addition, it is established that the behaviour of exergy efficiency is opposite to the expected function of the evaporative pad and varies from 70% to 94% with decrease in pad thickness. Finally, a new overall exergy efficiency is proposed in this study to optimize the operating conditions of the evaporative pad in air conditioning applications.

1. Introduction

According to the International Energy Agency, the energy consumption in the building sector represents 32% of the total world energy consumption, which makes this sector the largest consumer of energy at present. Directive 2010/31/EU on energy performance of buildings and directive 2012/27/EU on energy efficiency state that 40% of the total energy consumption in the European Union corresponds to buildings and that this sector is expanding; it is therefore necessary to establish energy-saving measures to achieve the energy efficiency goal of 20% by 2020.

The energy consumption of air conditioning systems and their environmental impact in terms of CO₂ emissions are largely the result of

the condensation system of their refrigeration cycle. A reduction of the condensing temperature implies a reduction of the condensing pressure, which has a beneficial effect on the power consumption of the compressor by reducing its compression ratio and improving its performance. In addition, a decrease in the condensing pressure produces a higher amount of refrigerant in the liquid phase at the end of the expansion system and enables the evaporator to operate with a higher cooling capability.

A method for improving the performance of air conditioning systems that use air condensation encompasses reducing the temperature of the ambient air that enters the condenser by passing it through an evaporative cooling module. There are two techniques commonly used to achieve this effect: direct evaporative cooling and indirect

* Corresponding author.

E-mail address: pedro.martinez@umh.es (P. Martínez).

URL: <http://www.umh.es> (P. Martínez).

Nomenclature	
a, b, c	constants in Eq. (14)
A_s	total exposed surface area of the pad module, $A_s \equiv \xi$ (m ²)
A_V	wetted media surface area per unit volume of the evaporative pad (m ² /m ³)
$c_{p,a}$	specific heat at constant pressure of moist air (J/kg K)
d_1, e_1, f_1	constants in Eq. (28)
d_2, e_2, f_2	constants in Eq. (29)
ex	specific exergy (J/kg)
$\dot{E}x_{dest}$	rate of exergy destruction (W)
g	standard gravity (m/s ²)
g^o_f	Gibbs function of formation (J/kg)
h	enthalpy (J/kg)
h_C	convective heat transfer coefficient of air (W/m ² K)
h_D	convective mass transfer coefficient (kg/m ² s)
$h_{f,w}$	specific enthalpy of water evaluated at T_w (J/kg _w)
$h_{fg,w}$	change of phase enthalpy: $h_{fg,w} = h_{g,w} - h_{f,w}$ (J/kg _w)
$h_{g,T}$	specific enthalpy of saturated water vapor at T (J/kg _w)
$h_{g,w}$	specific enthalpy of saturated water vapor at T_w (J/kg _w)
k	thermal conductivity (W/m K)
Le	Lewis number ($Le = h_C/h_D c_{p,a}$)
l	thickness of the evaporative pad, $l \equiv \delta$ (m)
l_e	characteristic dimension of the pad module, $l_e = V/A_s = 1/\xi$ (m)
m, n	constants in Eq. (15)
\dot{m}_a	mass flow rate of dry air (kg _a /s)
\dot{m}_w	mass flow rate of water (kg _w /s)
\dot{m}_{rw}	mass flow rate of recirculated water (kg _w /s)
NTU	number of transfer units (UA/C_{min})
Pr	Prandtl number ($\rho \nu c_{p,a}/k$)
Q	water flow rate per exposed pad surface area (l/min m ²)
q_a	volumetric air flow rate (m ³ /s)
q_{rw}	volumetric flow rate of recirculated water (m ³ /s)
R_i	Specific gas constant (J/kg K)
Re	Reynolds number ($Re = v_i l_e/\nu$)
s	constant in Eq. (13), specific entropy (J/kg K)
\dot{S}_{gen}	rate of entropy production (W/K)
T	temperature (K)
T_{wb}	wet bulb temperature of moist air (K)
V	volume of the pad module (m ³)
v_a	airflow mean velocity (m/s)
ω	humidity ratio of moist air (kg _w /kg _a)
$\omega_{s,w}$	humidity ratio of saturated moist air evaluated at T_w (kg _w /kg _a)
ω_s^*	humidity ratio of saturated moist air evaluated at T_{wb} (kg _w /kg _a)
y_i	mole fraction of component i of the gas phase
z	elevation (m)
Greek symbols	
β_1, β_2	constants depending on pad material and configuration
δ	thickness of the evaporative pad (m)
η	saturation efficiency
η_{en}	energy efficiency
η_{ex}	exergy efficiency
γ	constant in Nusselt equation
ν	kinetic viscosity of air (m ² /s)
ρ	density (kg/m ³)
ξ	compactness of the evaporative pad (m ² /m ³)
Subscripts	
0	dead state conditions
1	inlet airflow
2	outlet airflow
a	air
v	water vapor
rw	recirculated water
f	saturated liquid water
g	saturated water vapor
w	water, evaporated water
Abbreviations	
COP	coefficient of performance

evaporative cooling. In systems with direct evaporative cooling, air comes into contact with water in a cross-flow heat exchanger. The air blown by a fan goes through a pad consisting of a mesh made of a porous or plastic material whose surface is constantly moistened by the spray or vertical drip of the water driven by a hydraulic pump. In the process of evaporative cooling, the sensible heat of the air turns into latent heat of the water vapour that forms and ultimately joins the air stream. In this process, the enthalpy and wet bulb temperature of the air stream remain essentially constant, and there is almost no heat exchange with the outside environment; hence, this process is also called adiabatic cooling.

Evaporative cooling systems work extremely well in hot, dry climates, where their maximum cooling capacity can be experienced. There are numerous studies that have demonstrated how the performance of air conditioning systems benefits from the use of evaporative cooling processes. Evaporative pre-cooling units or pads are used in aero-condensers to reduce the air inlet temperature and use less than 15% of the water required by cooling towers for their operation [1]. Hajidavalloo and Eghtedari [2] connected an evaporative cooler to the condenser of a split-type air conditioner and proved that in a hot and dry climate, the system could reduce power consumption by up to 20% and increase its coefficient of performance (COP) by up to 50%. Wang et al. [3] compared a conventional air conditioning system for residential use with a system with pre-adiabatic cooling and demonstrated that refrigerant flow in the evaporator increased, and the COP

increased by more than 10%. The authors of this paper studied the efficiency improvement of a conventional air conditioning system with evaporative pre-cooling pads of different thicknesses and noted that the consumption of the compressor decreased by 11.4% and the COP increased by 10.6%.

The efficiency of evaporative cooling pads depends on several factors: air-water surface contact, pad thickness, type of pad material (metal, plastic, cellulose, plant fibres, etc.), geometric structure of the mesh of the pad, air flow and its psychrometric conditions, water flow, etc. Several experimental, analytical, and numerical studies have been conducted to determine the performance and efficiency of these pads. Koca et al. [4] designed a test methodology for evaporative pads and proved that both the pressure drop caused by the pad and their efficiency depends on air velocity and its thickness. Liao and Chiu [5] developed a compact wind tunnel to determine the efficiency of two types of evaporative pads made of coarse and fine fabric PVC sponge mesh with pinhole diameters of 2.5 and 7.5 mm, respectively. The authors investigated the effects of water flow, air velocity, and pad thickness on efficiency and found that the pad made with coarse fabric PVC sponge was more efficient. Gunhan et al. [6] experimentally tested different porous materials, such as volcanic tuff, and determined that these materials are a good options for low air velocities of 0.6 m/s. In addition, the authors demonstrated that increasing the thickness of the pads and the water flow increases efficiency; however, in this case, the pressure drop also increased. Beshkani and Hosseini [7] performed a

mathematical analysis of the behaviour of a rigid media evaporative cooler made of corrugated papers as wetted medium. The authors used a finite difference method to solve the equations that govern flow and proved that increasing the thickness of the pad increases its efficiency but also increases the pressure drop. Wu et al. [8,9] performed a numerical study to investigate the efficiency and heat and mass transfer in a direct evaporative cooler made of durable honeycomb papers as pad material. The results showed that efficiency increases if the average air velocity decreases and if the pad thickness increases. In addition, the authors proposed an analytical model to calculate efficiency from the balance of energy on air flow. Malli et al. [10] conducted an experimental study of the behaviour of two types of cellulose evaporative pads made from corrugated papers with different thicknesses. The results showed that increasing the air velocity and pad thickness produces a greater pressure drop, an increase in the amount of evaporated water and a reduction of the efficiency. As it can be deduced from the literature review, the selection of the most suitable evaporative pad should take into account that there is a trade off between efficiency and pressure drop.

There are numerous studies on evaporative pad efficiency; however, not so many researchers have studied this process from an exergy standpoint. From an exergy standpoint, Kanoglu et al. [11] formulated the basic psychrometric processes of an air conditioning system and conducted a parametric study of a heating process with humidification to show how the exergy variation in the system depends on its operating conditions. Santos et al. [12] conducted an analytical study on the energy and exergy behaviour of the evaporative cooling process in an evaporative cooler. The results showed that the best operating conditions of the inlet air, from a thermal comfort standpoint, do not coincide with the best conditions to achieve optimal energy efficiency. There are different definitions to calculate exergy efficiency in literature. Cengel and Boles [13] defined exergy efficiency as the ratio of useful work to the maximum amount of useful work (reversible work). Wepfer et al. [14] and Dincer and Rosen [15] proposed an alternative definition of exergy efficiency in terms of product and supply exergies. Ratlamwala and Dincer [16] studied the five key psychrometric processes analytically from an energy and exergy standpoint and proposed two new alternatives for exergy efficiency calculation, which they used for comparisons in different situations. Their results related to evaporative cooling processes demonstrated that when there are changes in the operating conditions of the system, such as temperature and humidity, different exergy efficiency definitions lead to different trends in their values.

In this paper, the thermal and fluid-dynamic behaviour of a new type of evaporative pad made from a high-density polyethylene mesh was studied experimentally. The literature review revealed that there are no studies on this type of evaporative pad, which has several advantages over previous pads. The manufacture of commercial pads in many cases is complicated and expensive; however, recently, it has become increasingly common to find new evaporative pad designs made with low-cost materials and manufacturing processes for use in various sectors, such as industrial and residential. The evaporative pad studied here has a low manufacturing cost, is easily produced in any size, is flexible and easy to adapt to any air conditioning system, and also causes a minimum air flow pressure drop. This study seeks to quantify the efficiency, pressure drop, variations in temperature and humidity ratio, and rate of evaporated water that these evaporative pads provide by taking into account the effect of air velocity, flow of spray water, and pad thickness. Although the test methodology is similar to that developed in other studies, this study is different from previous studies in that it investigates a new type of evaporative pad from both energy and exergy standpoints. Traditionally, efficiency is calculated based on the wet bulb temperature of the air (saturation efficiency); however, there are few experimental studies that calculate the efficiency from an exergy standpoint (exergy efficiency). To achieve these objectives, a large number of tests were conducted on three

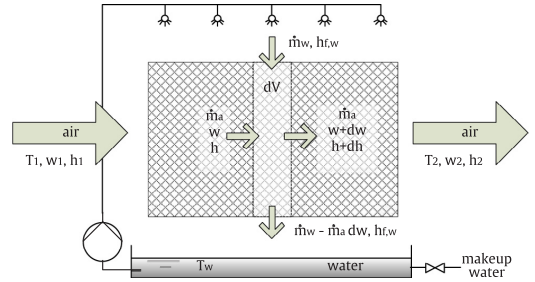


Fig. 1. Schematic of the evaporative cooling process used for physical modeling.

evaporative pads with a surface area of 0.35 m² and different thicknesses. Different operating conditions were simulated by placing the pads in a properly equipped wind tunnel.

2. Method

2.1. Analysis on heat and mass transfer of the evaporative cooling process

To model the heat and mass transfer process that occurs in an evaporative cooling process, it is necessary to first establish a series of simplifications, as recommended by Kuehn et al. [17]. The heat and mass transfer from the evaporative pad towards the external environment is considered negligible. The heat and mass transfer coefficients and the Lewis number are considered constant in the process. The mass flow of spray water in the pad is much greater than the mass flow of air passing through it, and the water temperature is considered constant throughout the recirculation circuit. Lastly, the flow of makeup water required to compensate for the evaporation that occurs in the pad is considered negligible compared to the total flow of water sprayed on it.

The application of the mass and energy conservation equations on a differential element of volume (Fig. 1) leads to

$$\dot{m}_a dh = \dot{m}_a d\omega h_{f,w} \tag{1}$$

where the specific enthalpy of the humid air is expressed as

$$dh = c_{p,a} dT + h_{g,T} d\omega \tag{2}$$

The combination of both equations leads to

$$\frac{dT}{d\omega} = \frac{-(h_{g,T} - h_{f,w})}{c_{p,a}} \tag{3}$$

Heat is transferred by convection from the air stream, which cools the air and coincides with the heat required to cause water evaporation:

$$h_D A_V dV (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} = h_C A_V dV (T - T_w) \tag{4}$$

and substituting $Le = \frac{h_C}{h_D c_{p,a}}$ in the equations above results in

$$(\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} = Le c_{p,a} (T - T_w) \tag{5}$$

Deriving the equation above with respect to w and assuming Le and $c_{p,a}$ are constant results in

$$\frac{dT}{d\omega} = \frac{-[h_{g,T} - h_{g,w} + (h_{fg,w}/Le)]}{c_{p,a}} \tag{6}$$

From comparing Eqs. (3) and (6), it can be concluded that the Lewis number must be equal to unity in the evaporative cooling processes. In steady state, the water temperature during the evaporative cooling process remains constant and equal to the wet bulb temperature of the incoming air, and therefore, the following can be obtained:

$$\dot{m}_a d\omega = h_D A_V dV (\omega_s^* - \omega) \tag{7}$$

Assuming \dot{m}_a, h_D, A_V and T_w remain constant, then

$$\frac{(\omega_s^* - \omega_2)}{(\omega_s^* - \omega_1)} = e^{-NTU} \quad (8)$$

The efficiency of the evaporative cooling process, η , is defined by the following ratio:

$$\eta = \frac{(\omega_2 - \omega_1)}{(\omega_s^* - \omega_1)} \quad (9)$$

and combining both equations, the following expression is obtained as a function of the number of transfer units (NTU):

$$\eta = 1 - e^{-NTU} \quad (10)$$

Because $c_{p,a}$ is considered to be constant, the efficiency can also be expressed as

$$\eta = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{wb})} \quad (11)$$

The previous equation represents the evaporative cooling efficiency, which is also known as the saturation efficiency. According to Wu et al. [9], this efficiency can also be modelled as a function of the convective heat transfer coefficient (h_c), the airflow properties and the geometric characteristics of the evaporative pad as follows:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \xi \delta}{v_a \rho_a c_p}\right) \quad (12)$$

The heat transfer coefficient h_c may be calculated through the Nusselt number $Nu = \gamma Re^{0.8} Pr^{1/3}$ for turbulent flow [18] to obtain

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_1 \delta}{v_a^{\beta_2}}\right) \quad (13)$$

where δ represents the thickness of the pad, v_a is the measured frontal velocity of the air stream and s and $\beta_1 = \gamma \xi v^{0.2} Pr^{1/3} l^{-0.2}$ are constants whose value depends on the characteristics of the evaporative pad and the air stream.

Alternatively, He et al. [19,20] proposed that the convective heat transfer coefficient h_c between air and water can be calculated through an empirical correlation for the Nusselt number that incorporates the non-dimensional geometric parameter (l_c/l) [18,21,22] as follows

$$Nu = a \left(\frac{l_c}{l}\right)^b Re^c Pr^{1/3} \quad (14)$$

Substituting

Substituting the convective heat transfer coefficient calculated from Eq. (14) in Eq. (13) gives

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_2 l^m}{v_a^n}\right) \quad (15)$$

where l represents the thickness of the pad and m and n are constants that depends on the air properties, the material of the pad, its compactness and geometric configuration.

2.2. Mass, energy and exergy balances of the evaporative cooling process

The evaporative cooling process can be modelled based on the mass, energy and exergy balances applied in the schematic shown in Fig. 1. The mass and energy balances were obtained according to the thermodynamic approach of the evaporative cooling process presented by Cengel and Boles [13]:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2}; \dot{m}_{a1}\omega_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a2}\omega_2 \quad (16)$$

$$\dot{m}_{a1}h_1 + \dot{m}_wh_w = \dot{m}_{a2}h_2 \quad (17)$$

In addition, the exergy balance was obtained from Dincer and Rosen [15] and Moran et al. [23]:

$$\begin{aligned} ex_{a,i} &= (h_{a,i} - h_{a,0}) - T_0(s_{a,i} - s_{a,0}) \\ &+ \omega_i [(h_{v,i} - h_{v,0}) - T_0(s_{v,i} - s_{v,0})] \\ &+ v_i^2/2 + g z_i + ex_{a,i}^{ch} \end{aligned} \quad (18)$$

$$ex_{a,i}^{ch} = R_a T_0 \left[\ln\left(\frac{y_{a,i}}{y_{a,0}}\right) + \omega_i \frac{M_a}{M_v} \ln\left(\frac{y_{v,i}}{y_{v,0}}\right) \right] \quad (19)$$

$$\begin{aligned} ex_w &= (h_w - h_0) - T_0(s_w - s_0) \\ &+ v_w^2/2 + g z_w + ex_w^{ch} \end{aligned} \quad (20)$$

$$ex_w^{ch} = g_{f,w(l)}^\circ - g_{f,w(g)}^\circ + R_w T_0 \ln\left(\frac{1}{y_{v,0}}\right) \quad (21)$$

$$\dot{m}_{a1}ex_1 + \dot{m}_wex_w - \dot{m}_{a2}ex_2 - \dot{E}x_{dest} = 0 \quad (22)$$

$$\dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 (\dot{m}_{a2}s_2 - \dot{m}_{a1}s_1 - \dot{m}_ws_w) \quad (23)$$

The energy efficiency, η_{en} , is based on the formula provided by Kanoglu et al. [11] and is defined as the ratio of energy of the outgoing air stream to the sum of the energies of the incoming air and water:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{a2}h_2}{\dot{m}_{a1}h_1 + \dot{m}_wh_w} \quad (24)$$

The exergy efficiency, η_{ex} , is defined in the same manner; however, in this case, the exergy is associated with the incoming and outgoing streams of air and water. To calculate this, dead state conditions of absolute pressure, temperature and relative humidity of 1 atm, 25 °C and 50%, respectively, will be assumed:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{a2}ex_2}{\dot{m}_{a1}ex_1 + \dot{m}_wex_w} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest}}{\dot{E}x_{inlet}} \quad (25)$$

Finally, a new overall exergy efficiency was proposed in this study to take into account the increase in fan power consumption of the air conditioning systems, when they operated in conjunction with an evaporative pad, and also the power consumption of the recirculation pump:

$$\eta_{ex,overall} = \frac{\dot{m}_{a2}ex_2}{\dot{m}_{a1}ex_1 + \dot{m}_wex_w + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{pump}} \quad (26)$$

where \dot{W}_{fan} is the extra power consumption of the axial fan, calculated from the pressure drop caused by the pad, and \dot{W}_{pump} is the power consumption of the pump for each water flow rate considered in the tests.

2.3. Materials

Three evaporative pads were used in the tests; the manufacturer and supplier of the pads is a company called Control y Ventilación S.L., which at present, is fully dedicated to evaporative technology. The pad type used is a C&V RF-200 pad with dimensions of 492 × 712 mm and a thickness of 80, 160, and 250 mm. The pads are made of high-density polyethylene according to UNE-62.001 standards from a grid or mesh made with polyethylene yarn, which is 0.7 mm in diameter; 4 × 4 mm ribs are made by thermofusing the material. Subsequently, the mesh is folded to form a triangular structure that adds volume to the pad as shown in Fig. 2.

The result is a pad with a compactness of 117.2 m²/m³, which is understood as the ratio between the surface of the plastic mesh and the volume the pad occupies as a whole. The pad is characterised by its flexibility, extremely low weight, and compatibility with any equipment that requires adiabatic pre-cooling. It also has a good saturation efficiency, extremely low air stream pressure drop, high mechanical stability, and ease of installation and maintenance.

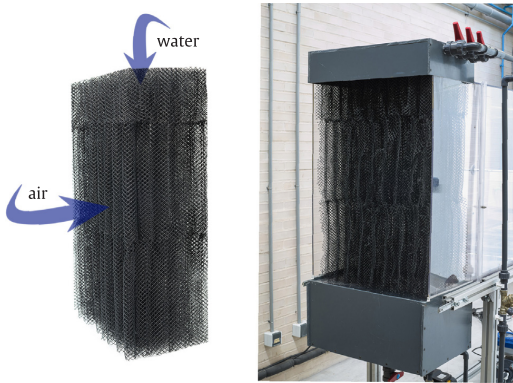


Fig. 2. Appearance and geometry of the 250-mm thick C&V RF-200 evaporative pad and detailed view of its location on the test section.

2.4. Experimental setup

To characterise the behaviour of the evaporative pads, each pad was tested in steady-state conditions in the subsonic wind tunnel shown in Fig. 3. This wind tunnel is transparent and detachable, made with PET (polyethylene terephthalate) plates that are 0.6 mm thick, and has a nozzle and a honeycomb baffle adapted in the entrance to ensure uniform, stable velocity profiles of the air flow. The inside dimensions of the tunnel are of 492 × 712 mm, and the total length is 5.3 m. A 0.55-kW axial fan located at the exit of the tunnel, which is controlled by a Toshiba-Tosvert VF-nC1 variable frequency drive, allows for different air flows to be set extremely precisely with average velocities of up to 3 m/s. The evaporative pads are located in the middle of the tunnel, as shown in Fig. 3, at a distance of 2.5 m downstream from the nozzle exit, which is far enough to generate a fully developed turbulent velocity profile. The pad dimensions exactly match the tunnel section to prevent air infiltration and for precise measuring of the pressure drop. The flow of water is distributed evenly over the top of the pads through three pipelines fitted with adjustable sprinklers; the water is collected at the bottom in a reservoir made of 0.8-mm thick PVC. The entire hydraulic circuit functions with a Wilo-Yonos PICO25 recirculation pump.

Fig. 4 shows a diagram of the position of the different sensors installed in the wind tunnel, and Table 1 shows the features and specifications of each sensor used. Measurements of air flow (velocity, temperature, relative humidity, and pressure drop), water flow (temperature and volumetric flow), and ambient conditions (temperature and pressure) were taken during the tests. All sensors were properly calibrated before installing them in their final position, and their proper functioning was verified before each test. The pressure drop measurement was made by connecting the differential pressure gauge to the two pressure rings machined onto the wind tunnel to ensure the pressure is evenly distributed in the sections in front of and behind the pad. A Keysight 34970A data acquisition unit was used to collect and record all measurements.

Once the test measurements were filtered and processed using Chauvenet’s criterion, an uncertainty analysis of the results was performed following the method proposed by Taylor and Kuyatt [24]. The uncertainty of the measurements of each sensor was determined from the following expression:

$$u_r = \sqrt{u_{measure}^2 + u_{data}^2 + u_{probe}^2} \tag{27}$$

where u_r represents the combined uncertainty or total uncertainty of the sensor; $u_{measure}$ is the standard uncertainty due to measurement fluctuations of the sensor; u_{data} is the standard uncertainty due to the reading accuracy of the data acquisition unit; and u_{probe} is the standard

uncertainty due to the calibrated accuracy of the sensor.

To reduce the uncertainty caused by the inevitable instability of the measurements taken in steady-state conditions, each measurement recorded in the tests was determined on the basis of an average of more than 50 consecutive measurements of each state. Finally, to calculate the expanded uncertainty of each measurement, the combined standard uncertainty was multiplied by a coverage factor $k = 2$, which corresponds to a confidence level of approximately 95%. According to this uncertainty analysis, the following maximum relative uncertainties were recorded: temperature ±0.2%, relative humidity ±2.3%, differential pressure ±2.6%, and air velocity ±3.4%. Lastly, the effect of all these uncertainties in the calculation of the efficiency of the evaporative pad in each test was analysed. To do this, the uncertainty calculation module of the Engineering Equation Solver (EES) software was used, which determined that the maximum relative uncertainty of the saturation efficiency is ±1.3%.

2.5. Experimental procedure

To characterise the thermal and fluid-dynamic behaviour of the type of pad tested in this study, a total of 91 tests were conducted with different pad thicknesses, air flows, and incoming water flowrates. The tests were conducted in ambient conditions typical of the summers of southeastern Spain, i.e., approximately 28 °C with a relative humidity of 68%; under these conditions, evaporative cooling systems do not achieve their best performance. The different water flow rates were selected to attempt to maintain the same ratio of water flow rate to horizontal exposed surface area of the three panel thicknesses. The minimum water flow rate for the cooling pad was estimated from the manufacturer recommendation as approximately $Q = 20$ l/min of water per square meter of horizontal (top) exposed pad surface area. Increasing values of this water flow rate were tested as well to improve the actual wetted surface of the panel mesh and to investigate the effect of the water flow rate on efficiency and pressured drop. Thus water flow rates selected for the tests were 20, 30, 40, 60 and 80 l/min m². The air flow was regulated by adjusting the variable frequency drive that controls the axial fan of the wind tunnel at the following frequencies: 5, 10, 15, 20, 25, 30, and 35 Hz. This frequency range corresponds to air flow velocities in the range of 0.2–2.7 m/s.

To ensure stationarity conditions in the tests according to the UNE-EN 13741 standard [25], the wind tunnel and recirculation water pump were started at least 30 min before each test; during that time, readings from every sensor were taken until it was verified that there were no significant fluctuations in the readings. The tests were conducted such that the variation of the air inlet temperature was maintained to less than ±0.5 °C, and the variation of the relative humidity below ±1%. The water temperature was kept as close as possible to the wet bulb temperature with a variation lower than ±0.5 °C. The rest of the measurements were considered stable when their fluctuations were less than the accuracy of the sensor. To ensure the repeatability of the



Fig. 3. Overall view of the subsonic wind tunnel and position of the evaporative pad tested.

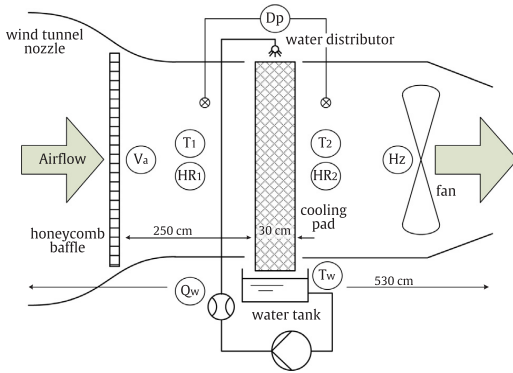


Fig. 4. Diagram and dimensions of the wind tunnel and locations of the different sensors: (T) temperature, (HR) relative humidity, (Va) airflow velocity, (Dp) differential pressure, (Qw) water flowmeter, (Hz) frequency converter.

measurements, these measurements were taken more than 50 times, at a reading frequency of 10 s, in each steady-state condition of the system to subsequently calculate an average.

In order to validate the test method and the accuracy of the recorded measurements, a number of controlled tests have been conducted on a well-known CELdek evaporative cooling pad from Munters made of cellulose rigid media. This type of cooling pad is widely used in evaporative cooling applications and widely referenced in the literature, so it has been used as the basis of comparison. Information on efficiency and pressure loss of this cooling pad from different authors has been collected and then compared with data from our experimental test bench. The results shown in Fig. 5 indicate that the experimental measurements obtained in our wind tunnel are in the same accuracy range as the measurements obtained by other authors on the same type of evaporative cooling pad.

3. Results

The results of the tests have shown that the behaviour of evaporative pads is, in general terms, as described in the available literature. Evaporative cooling process that takes place in the pad occurs when the air comes into contact with the water trickling down the wetted media and a fraction of the water evaporates. In an ideal adiabatic process, the air stream provides the latent heat of water evaporation, reducing its sensible heat and, consequently, its temperature. Evaporated water is then incorporated into the air stream and increases its humidity ratio, so that a cooler and more humid air stream is obtained at the pad outlet. However, in practical cases is impossible to achieve ideal adiabatic cooling and the water temperature always is a few degrees above the wet-bulb temperature of the ambient air. In these cases, the latent heat of evaporation is obtained from the cooling of both the air stream and the rest of the unevaporated water, in a non-adiabatic cooling process.

Table 1 Features and specifications of the sensors used in the wind tunnel.

Measurement	Measuring device	Brand	Model	Measuring range	Output signal	Accuracy
Water temperature	RTD-Pt100	Desin	ST-FFH PT100	-200 to 600 °C	4-wires	±0.05 °C
Water flow rate	Electromagnetic flowmeter	Krohne	OPTIFLUX 1050 C	0-10 m/s	4-20 mA	±(2.5 mm³/s + 0.5% RD)
Air temperature	Thermohygrometer	E + E Elektronik	EE210-HT6xPBFxB	-20 to 80 °C	4-20 mA	±0.2 °C
Air humidity	Thermohygrometer	E + E Elektronik	EE210-HT6xPBFxB	0-100%RH	4-20 mA	±(1.3 + 0.3% RD)% RH
Airflow rate	Flow hood balometer	Testo	0563 4200	40-4000 m³/h	USB port	±(12 m³/h + 3% RD)
Air velocity	Anemometer	E + E Elektronik	EE65-VCD02	0-20 m/s	4-20 mA	±(0.2 m/s + 3% RD)
Air diff. pressure	Diff. pressure transducer	Omega	PX653-0.25D5V	0-62 Pa	1-5 VDC	±0.3% FS
Power consump.	Network power analyzer	Chauvin Arnoux	8334		USB port	±1% RD

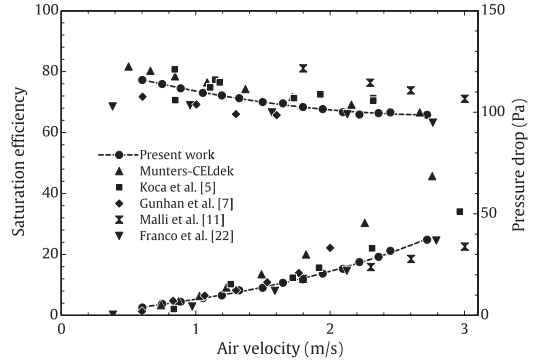


Fig. 5. Validation of the test method using the wind tunnel. Comparison of the experimental results obtained on a cellulose cooling pad with those reported by various authors.

Wetted media of the evaporative pad has two main functions: to provide a large effective contact area between water and air to assure heat and mass transfer and to delay the fall of water and increase the resident time of the air stream in contact with the thin water film.

The behaviour of evaporative pads depends on many factors: type of wetted media, geometric structure and pad thickness, air-water contact area and its compactness, air flow and psychrometric conditions, water flow, etc. For example, if air flow through the pad is increased, the contact time between air and water is reduced and thus there is insufficient time for air to transfer heat and mass with water and evaporative cooling efficiency decreases. In addition, the pad causes a pressure loss in the air stream proportional to the square of the air velocity. On the contrary, if pad thickness is increased, it also increases both the resident time and the effective contact area between water and air, and thereby improve the heat and mass transfer. As a result, the flow rate of evaporated water is greater and the cooling pad has better efficiency.

From the point of view of exergy analysis, exergy destruction in the evaporative cooling process is mainly due to heat and mass transfer. For example, an increase in pad thickness causes an increase in both the residence time of the air flow in contact with the water film and the effective heat and mass exchange area. This improves the potential for heat and mass transfer and, consequently, promotes the exergy destruction and low exergy efficiency of the cooling process. It is clear that the best operating parameters from the point of view of cooling efficiency does not match with the best conditions to achieve high exergy efficiency and a careful optimization study should be carried out.

Figs. 6-16 show the results of the tests conducted on the evaporative pad under different operating conditions, as explained in previous section. First, the psychrometric processes followed by the air stream in each test are shown. Then, the changes in the temperature and humidity ratio conditions of the air flow as it passes through the evaporative pad are shown. Then, the amount of evaporated water mixed

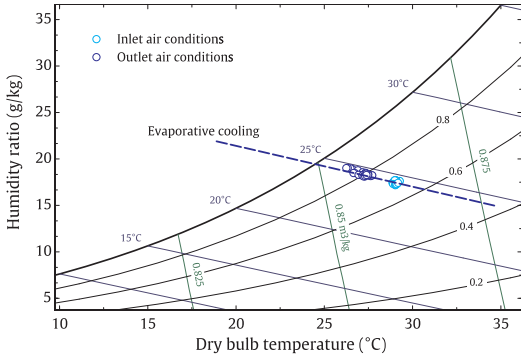


Fig. 6. Representation of the different tests on the psychrometric diagram.

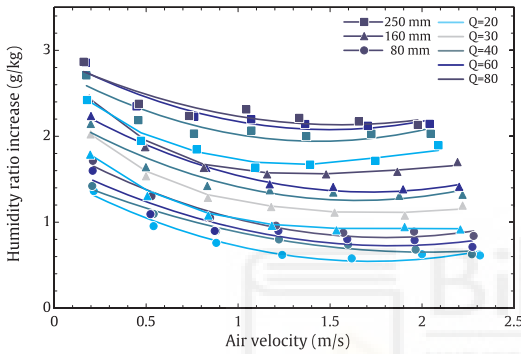


Fig. 7. Increase in the humidity ratio of the air stream through the pad.

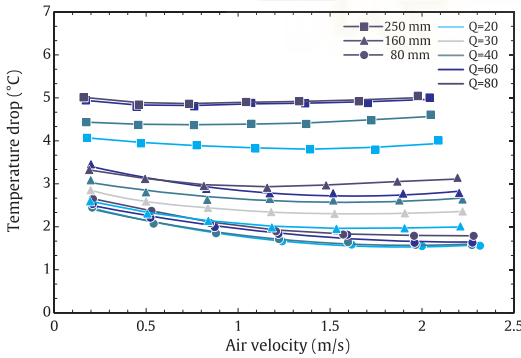


Fig. 8. Decrease in air temperature as it passes through the pad.

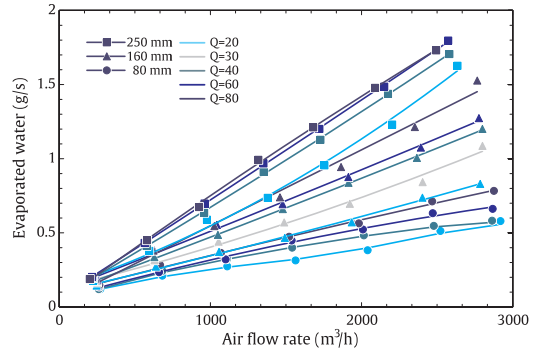


Fig. 9. Mass flow of evaporated water in the different tests.

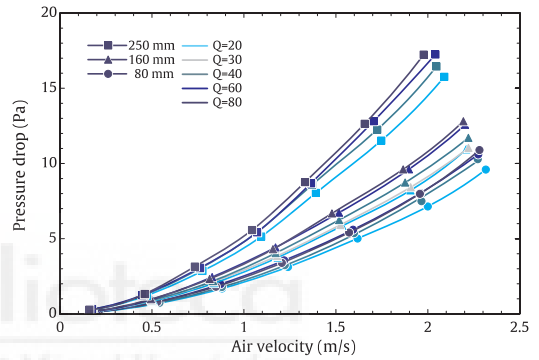


Fig. 10. Pressure drop of the air flow in the different tests.

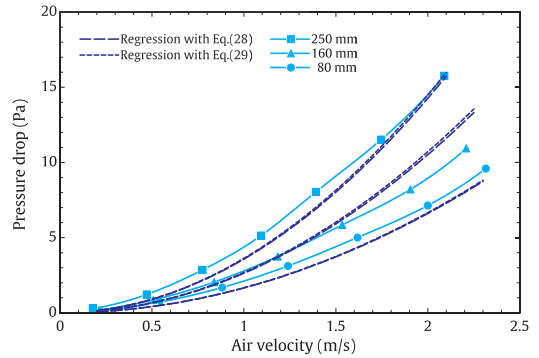


Fig. 11. Regression analysis of experimental air-side pressure drop data with Eqs. (28) and (29).

into the air stream and the pressure drop of the air as it passes through the pad are calculated. Finally, the saturation efficiency, energy efficiency and exergy efficiency are calculated for different operating conditions of the cooling pad and the significant results are depicted graphically.

The different evaporative cooling processes noted in the tests are represented in Fig. 6. As shown in the psychrometric diagram, all of the tests follow a path at an essentially constant enthalpy and wet bulb temperature of the air, which corresponds to the theoretical process of evaporative cooling.

Figs. 7 and 8 show the humidity ratio variation and the reduction in temperature of the air stream as it passes through the evaporative pad.

It can be seen that the variation of these properties decreases as air flow increases due to a decrease in the contact time of air with the wet surface of the pad. When the pad thickness and the amount of water projected on it are increased, the wet surface that is in contact with the air also increases, and therefore, the variation in temperature and humidity ratio also increases.

Fig. 9 shows the amount of evaporated water for different test conditions of the pad. As in the results above, increasing the thickness of the pad and the amount of water introduced into it increases the water contact with the air, and consequently, the pad is able to evaporate a greater amount of water. In addition, the flow of evaporated

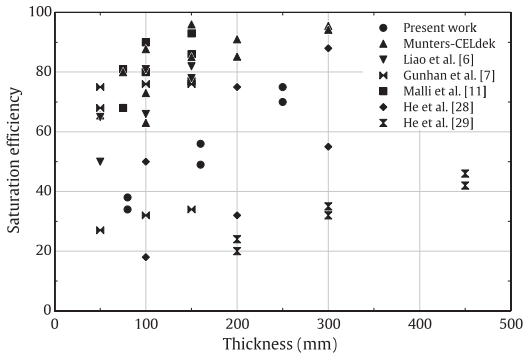


Fig. 12. Literature review of saturation efficiency for different types of evaporative pads.

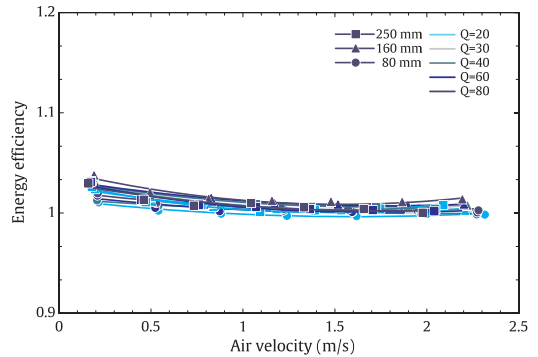


Fig. 15. Energy efficiency of the evaporative pad for the different tests.

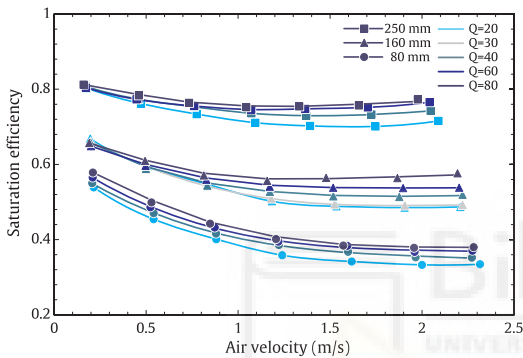


Fig. 13. Saturation efficiency of the evaporative pad in the different tests.

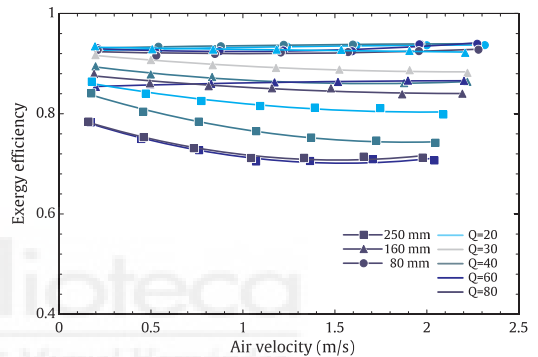


Fig. 16. Exergy efficiency of the evaporative pad for the different tests.

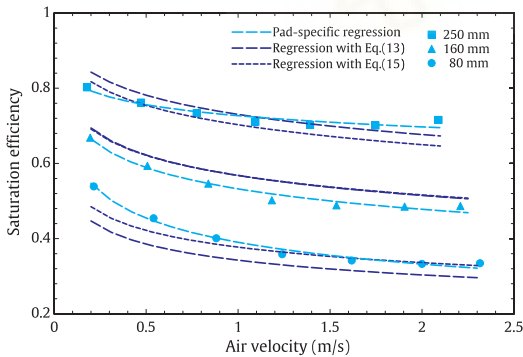


Fig. 14. Regression analysis of experimental saturation efficiency data with Eqs. (13) and (15) and $Q = 20 \text{ L/min m}^2$.

water increased significantly with increased air velocity. Although a higher velocity means less contact time between the air and water, the increase of air mass flow rate, and also the effect of this velocity on the increase of the mass transfer coefficient, compensates for the previous effect and results in more evaporated water.

Fig. 10 shows the effect of the pad thickness and water flow in air-side pressure drop for different air velocities. As expected, the pad acts as an element that resists the passage of air, and the thicker the pad is, the greater the resistance and therefore, the greater the pressure drop. Regarding the effect of the water, it was observed that an increase in its

Table 2

Constant terms in non-linear regression analysis for air-side pressure drop with Eq. (28) and goodness-of-fit statistics.

Description	d_1	e_1	f_1	R-squared	R-squared (adj.)	Standard error
80-mm pad	1.4846	-0.0835	0.9583	0.996	0.994	0.279
160-mm pad	1.3964	-0.1609	0.9800	0.997	0.987	0.451
250-mm pad	1.3798	-0.2827	0.9518	0.996	0.985	0.699
Combined regression	0.3846	-0.6337	0.7551	0.998/ 0.997/ 0.996	0.963/ 0.913/ 0.975	0.680/ 1.178/ 0.896

Table 3

Constant terms in non-linear regression analysis for air-side pressure drop with Eq. (29) and goodness-of-fit statistics.

Description	d_2	e_2	f_2	R-squared	R-squared (adj.)	Standard error
80-mm pad	1.6617	-0.2808	17.9187	0.998	0.994	0.278
160-mm pad	3.3095	0.0242	6576.4911	0.999	0.999	0.134
250-mm pad	4.5715	-0.0210	4573.5195	0.999	0.999	0.180
Combined regression	0.6272	-0.6718	1.0416	0.998/ 0.997/ 0.996	0.961/ 0.909/ 0.975	0.696/ 1.203/ 0.906

flow also affects the resistance of the passage of air by reducing the free flow section of the pad and therefore, increases the pressure drop. If we examine the maximum pressure drop of 17 Pa for the 250-mm thick pad, we can conclude that this type of pad has an excellent fluid-

Table 4
Constant terms in non-linear regression analysis for saturation efficiency with Eq. (13) and goodness-of-fit statistics.

Description	β_1	s	R-squared	R-squared (adj.)	Standard error
80-mm pad	6.1814	0.2925	0.987	0.984	0.010
160-mm pad	4.7496	0.2257	0.976	0.971	0.012
250-mm pad	5.1918	0.1198	0.913	0.895	0.012
Combined regression	5.2426	0.2143	0.986/ 0.975/ 0.907	0.405/ 0.686/0.380	0.065/0.043/ 0.032

Table 5
Constant terms in non-linear regression analysis for saturation efficiency with Eq. (15) and goodness-of-fit statistics.

Description	β_2	m	n	R-squared	R-squared (adj.)	Standard error
80-mm pad	1.2862	0.3785	0.2925	0.987	0.980	0.011
160-mm pad	1.4285	0.3444	0.2257	0.976	0.964	0.013
250-mm pad	1.6951	0.1926	0.1198	0.913	0.869	0.014
Combined regression	3.8130	0.8259	0.2094	0.986/ 0.975/ 0.910	0.852/ 0.682/ 0.458	0.037/ 0.048/ 0.044

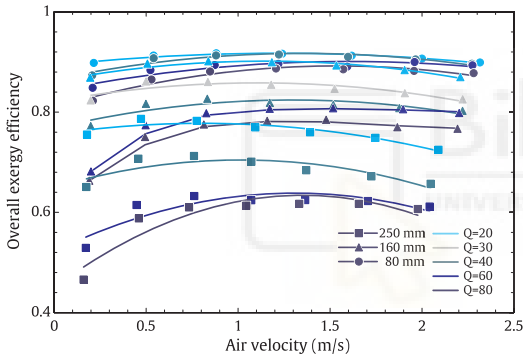


Fig. 17. Overall exergy efficiency of the evaporative pad for the different tests.

dynamic behaviour because the air flow remains essentially unchanged and it is therefore highly suitable for installation in any air conditioning system without modifying the operating conditions.

The measured pressure drop for all tests was correlated with the following expression proposed by Milosavljevic and Heikkilä [26], that takes into account both the air and water flows involved in the evaporative process and the thickness of the pads:

$$\Delta p = d_1 \left(\frac{l_e}{l} \right)^{e_1} \left(1 + \dot{m} \frac{f_1}{v_a} \right) v_a^2 \tag{28}$$

where Δp is the air-side pressure drop caused by the pad, Q is the mass flow rate of supplied water per unit of front exposed surface of the pad in units of $l/min m^2$, v_a is the average air velocity and (l_e/l) is a non-dimensional geometric parameter of the pad.

He et al. [27–29] proposed another way of correlating the measurements of pressure drop that conforms to the dimensional homogeneity between the two sides of the equation and uses the empirical relation of Kloppers and Kröger [30] with the addition of the non-dimensional geometric parameter (l_e/l) .

$$\Delta p = d_2 \left(\frac{l_e}{l} \right)^{e_2} \left(1 + f_2 \frac{q_{rw}}{q_a} \right) \frac{\rho_a v_a^2}{2} \tag{29}$$

where q_{rw} and q_a are the volumetric flow rates of water and air, respectively.

The constants d_1, e_1 and f_1 in Eq. (28) and d_2, e_2 and f_2 in Eq. (29) were determined by means of a non-linear least squares regression analysis performed over the entire air flow, water flow and pad thickness ranges considered in the experimental tests. As a result, Tables 2 and 3 show the estimated value of the constants that only depends on what type of material the wetted media is made of. Standard error of the regression (S), R-squared (R^2) and adjusted R-squared (R_{adj}^2) were also calculated to assess the goodness-of-fit. As seen in Fig. 11, the standard error of the regression is a more appropriate statistic for non-linear models and lower values of S signifies the regression model fits more accurately the experimental data.

Figs. 13–16 show the efficiency of the evaporative pad under three different types of formulations found in literature. First, Fig. 13 shows the saturation efficiency under the different test conditions. As the results show, an increase in air velocity reduces the contact time between air and water, which decreases the efficiency of the pad. This effect is more pronounced in thinner pads and can be offset by increasing the thickness or the amount of water sprayed over the pad; however, as we have seen above, this causes greater pressure drops. The results obtained are slightly below the maximum average efficiency of other types of pads, which are typically between 80 and 90%, as can be seen in Fig. 12. However, the behaviour of the 250-mm thick pad is notable because it achieves an efficiency of almost 80% with a pressure drop of only 17 Pa.

Fig. 14 compares the efficiency curves obtained experimentally and their respective models obtained using non-linear regressions with Eqs. (13) and (15). These equations do not take into account the effect of water flow rate on efficiency, so the regression analysis was performed for minimum water flow conditions of $Q = 20 l/min m^2$ in each of the three pad thicknesses tested. The numerical regression results for the constants in Eqs. (13) and (15) are given in Tables 4 and 5, respectively. In general there is good correspondence, and the largest deviation occurs at the highest air velocities. The reason for this is that, as noted in the tests, when the air velocity is too high, a phenomenon can occasionally occur where small water droplets are dragged, which produces additional cooling of the air stream outside the pad; for example, this is a visible effect when the air velocity is above 2 m/s at the 250-mm thick pad. In order to quantify this effect, a drift study has been planned for the near future.

Fig. 15 shows the results of the energy efficiency of the pad obtained in the different tests. It can be seen that this definition of efficiency is not an entirely suitable indicator in an evaporative cooling process because the enthalpy of the air remains nearly constant, which also leads to a constant efficiency value that is close to one. However, it is useful to verify in Fig. 15 that no significant energy losses occur in the system.

The performance of evaporative pads is generally characterised by saturation efficiency, as shown in Fig. 13; however, this definition of efficiency is not appropriate for identifying the primary sources of irreversibility in the process or for finding the optimal operating conditions of the system to use the available energy resources efficiently. This study is therefore complemented with an exergy analysis of the evaporative cooling process. Fig. 16 shows the exergy efficiency of the pad in the different tests. Contrary to what occurs with saturation efficiency, which increases for thicker pads, the exergy efficiency increases for thinner pads. The reason for this is that the lower the pad thickness, the lower the air flow residence time in the wetted media and the lower variation of both the temperature and the humidity ratio occurs in the air flow. This situation makes more difficult the occurrence of heat and mass transfer and consequently, the lower the loss of exergy that occurs in these transfer processes with the water. This increase in exergy efficiency also occurs when the amount of water introduced into the pad is decreased. However, it has been demonstrated that the comparison between different thicknesses is not completely valid due to the effect of

establishing fixed dead state values on the resulting exergy efficiency. Although the tests for the different thicknesses were performed under similar conditions of ambient temperature and humidity, it was found with a parametric study that these small variations in ambient conditions have a major influence on the efficiency calculation and the comparative analysis of the results. The problem is that the established dead state condition is the same for all tests, whereas the ambient conditions between tests with different thicknesses have a small variation that ultimately affects the results. It is therefore necessary to redefine how to perform the analysis of exergy efficiency when the ambient conditions of the evaporative cooling process are slightly different between tests.

Fig. 17 shows the exergy efficiency in the tests when taking into account the actual operating conditions of the evaporative pads, where the presence of a recirculating pump is required and where the air flow is affected by the presence of the pad and the pressure drop it originates. For each flow rate tested, the power consumption of the pump is practically constant; however, the power consumption of the fan is variable and depends on both the volumetric air flow rate and the pressure drop caused by the pad. To compensate for the pressure loss which causes an evaporative pad when installed, for example, as a precooling system in a condenser unit, it is necessary to increase the power consumed by the fan of the condenser. Both the increase in fan consumption and the power consumption of the pump have been considered in the equation of the overall exergy efficiency. In view of the results in Fig. 17, it is observed that the highest exergy efficiencies are found in intermediate values of the air velocity range, where the pressure drop caused by the pad is not excessive. Thus, from the point of view of exergy efficiency, the optimal operation air velocities for the 80, 160 and 250-mm thick pads are, respectively, around 1.2 m/s, 1.1 m/s and 0.9 m/s. In conclusion, the results presented in this work show that the overall exergy efficiency could become a suitable indicator to give the optimal operating conditions of the evaporative pads with an appropriate use of energy resources, when it is installed, for example, in conjunction with an air conditioning system.

4. Conclusions

The thermal and fluid-dynamic behaviours of an evaporative pad were characterised, and the saturation, energy, and exergy efficiencies of the pad were obtained for different operating conditions; the pressure drop caused by the pad on the air flow was obtained as well. The primary conclusions are the following:

- The 250-mm evaporative pad tested at low air velocity has a maximum saturation efficiency of 80.5%
- The maximum pressure drop is less than 17 Pa when the pad thickness is 250 mm and air velocity is 1.95 m/s
- The saturation efficiency decreases as air velocity increases due to less contact time between the air and water interface. In addition, the saturation efficiency increases when the pad thickness or the amount of water introduced increases because the surface area of the water exposed to air increases, what matches experimental data in literature
- It was demonstrated that energy efficiency is not entirely effective in evaporative cooling processes, but can be used to verify that there are no significant energy losses in the process
- Exergy efficiency is opposite to what was expected of the pads, which is to produce the greatest decrease in air temperature possible. In general, the more the air is cooled, the greater the heat and mass transfer between the water and air is, and the greater the exergy loss in these processes. Therefore, the exergy efficiency is negatively affected as the performance of the evaporative pad improves
- The overall exergy efficiency proposed in this work could become a suitable indicator to give the optimal air velocity operating

condition of the evaporative pads

- The characteristics of this type of pad make it suitable for installation in air conditioning systems and aero-condensers due to its reasonably good saturation efficiency and the small pressure drop it causes in the air stream.

Acknowledgements

This research has been sponsored by the Spanish Government through the MINECO Project ENE2013-48696-C2-1-R and by the European Regional Development Fund.

References

- [1] F.W. Yu, K.T. Chan, Improved condenser design and condenser-fan operation for air-cooled chillers, *Appl. Energy* 83 (6) (2006) 628–648, <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.05.007>.
- [2] E. Hajidavalloo, H. Eghtedari, Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser, *Int. J. Refrig.* 33 (5) (2010) 982–988, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jirefrig.2010.02.001>.
- [3] T. Wang, C. Sheng, A.G.A. Nnanna, Experimental investigation of air conditioning system using evaporative cooling condenser, *Energy Build.* 81 (2014) 435–443, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.06.047>.
- [4] R.W. Koca, W.C. Hughes, L.L. Christianson, Evaporative cooling pads: test procedure and evaluation, *Appl. Eng. Agric.* 7 (4) (1991) 485–490.
- [5] C.M. Liao, K.H. Chiu, Wind tunnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region, *Build. Environ.* 37 (2) (2002) 177–187, [http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1323\(00\)00098-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1323(00)00098-6).
- [6] T. Gunhan, V. Demir, A.K. Yagcioglu, Evaluation of the suitability of some local materials as cooling pads, *Biosyst. Eng.* 96 (3) (2007) 369–377, <http://dx.doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2006.12.001>.
- [7] A. Beshkani, R. Hosseini, Numerical modeling of rigid media evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.* 26 (5–6) (2006) 636–643, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.06.006>.
- [8] J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang, Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.* 29 (1) (2009) 195–201, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.018>.
- [9] J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang, Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.* 29 (5–6) (2009) 980–984, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.016>.
- [10] A. Malli, H.R. Seyf, M. Layeghi, S. Sharifian, H. Behraves, Investigating the performance of cellulose evaporative cooling pads, *Energy Convers. Manage.* 52 (7) (2011) 2598–2603, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.015>.
- [11] M. Kanoglu, I. Dincer, M.A. Rosen, Exergy analysis of psychrometric processes for HVAC&R applications, *ASHRAE Trans.* 113 part 2 (2007) 172–180.
- [12] J.C. Santos, G.D.T. Barros, J.M. Gurgel, F. Marcondes, Energy and exergy analysis applied to the evaporative cooling process in air washers, *Int. J. Refrig.* 36 (3) (2013) 1154–1161, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jirefrig.2012.12.012>.
- [13] Y.A. Cengel, M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, fifth ed., McGraw-Hill, New York, 2006.
- [14] W.J. Wepfer, R.A. Gaggioli, E.F. Obert, Proper evaluation of available energy for HVAC, *ASHRAE Trans* 85 (pt 1) (1979) 214–230.
- [15] I. Dincer, M.A. Rosen, *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*, 2nd ed., Elsevier Science, 2012 ISBN: 9780080970899.
- [16] T.A.H. Ratlamwala, I. Dincer, Efficiency assessment of key psychrometric processes, *Int. J. Refrig.* 36 (3) (2013) 1142–1153, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jirefrig.2012.10.038>.
- [17] T. Kuehn, J.L. Threlkeld, J.W. Ramsey, *Thermal Environmental Engineering*, Prentice Hall, New Jersey, 1998.
- [18] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, sixth ed., John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, USA, 2007.
- [19] S. He, H. Gurgenci, Z. Guan, A.M. Alkhedhair, Pre-cooling with Munters media to improve the performance of natural draft dry cooling towers, *Appl. Therm. Eng.* 53 (1) (2013) 67–77, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.033>.
- [20] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, I. Jahn, Y. Lu, A.M. Alkhedhair, Influence of ambient conditions and water flow on the performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers, *Appl. Therm. Eng.* 66 (1–2) (2014) 621–631, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.070>.
- [21] A. Franco, D.L. Valera, A. Madueño, A. Peña, Influence of water and air flow on the performance of cellulose evaporative cooling pads used in mediterranean greenhouses, *Trans. ASABE* 53 (2) (2010) 565–576.
- [22] J.A. Dowdy, N.S. Karabash, Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose, *ASHRAE Trans.* 93 pt.2 (1987) 382–395.
- [23] M.J. Moran, H.N. Shapiro, D.D. Boettner, M.B. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 8th ed., John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2014.
- [24] B.N. Taylor, C.E. Kuyatt, Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results, National Institute of Standards and Technology, NIST Technical Note 1297 (1994).
- [25] AENOR, UNE-EN 13741:2004, Ensayos de recepción de las prestaciones térmicas de las torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico fabricadas en serie, Asociación Española de Normalización y Certificación (2004).

- [26] N. Milosavljevic, P. Heikkilä, A comprehensive approach to cooling tower design, *Appl. Therm. Eng.* 21 (9) (2001) 899–915, [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00078-8](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00078-8).
- [27] 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, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 44 (2015) 407–422, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.037>.
- [28] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, Y. Lu, A.M. Alkhedhair, Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air, *Energy Convers. Manage.* 87 (2014) 874–884, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.084>.
- [29] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, K. Hooman, Y. Lu, A.M. Alkhedhair, Experimental study of the application of two trickle media for inlet air pre-cooling of natural draft dry cooling towers, *Energy Convers. Manage.* 89 (2014) 644–654, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.031>.
- [30] J.C. Kloppers, D.G. Kröger, Loss coefficient correlation for wet-cooling tower fills, *Appl. Therm. Eng.* 23 (17) (2003) 2201–2211, [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00201-1](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00201-1).



Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler

Pedro Martínez*, Javier Ruiz, Íñigo Martín, Manuel Lucas

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

ARTICLE INFO

Keywords:

Evaporative cooling
Ultrasonic nebulizer
Cooling efficiency

ABSTRACT

This paper presents an ultrasonic mist generator used as an evaporative pre-cooler for air-cooled condensers in air conditioning applications. Ultrasonic mist generators eliminate pressure loss at the inlet air stream to the condenser and allow controlling the characteristics of the water atomized droplets. A water mist generation unit has been designed, built, and tested to assess its thermal performance and its water mist production capacity in terms of the mass flow rate of atomized water and size distribution of the droplets generated. To evaluate the performance and cooling capacity of the water mist produced by the ultrasonic mist generator, a set of tests has been conducted on a test bench consisting mainly of a subsonic wind tunnel equipped with instrumentation and control devices to modify the operating conditions. A Sauter mean diameter $D_{3,2} = 13.2 \mu\text{m}$ has been determined using a photographic technique for the size distribution of the generated droplets and the range of water mist flow rates that the system can produce is between 0.11×10^{-3} and 0.52×10^{-3} kg/s. It has been found that, under many operating conditions, the evaporative cooling process is not homogeneous throughout the air flow, so a novel performance indicator called ϵ_{LCP} (local cooling performance) has been defined to specifically evaluate this phenomenon. A maximum direct evaporative cooling efficiency $\epsilon_{DEC} = 83.7\%$ is obtained for a water-to-air ratio $r_w = 0.35 \times 10^{-3}$ and air flow rate $630 \text{ m}^3/\text{h}$. The maximum values of average evaporative cooling efficiency $\epsilon_{AEC} = 65\%$ and average temperature decrease $T_{drop} = 4.3 \text{ }^\circ\text{C}$ are obtained for $r_w = 2.41 \times 10^{-3}$ and air flow rate $630 \text{ m}^3/\text{h}$.

1. Introduction

Evaporative cooling techniques applied to the condenser of a refrigerating machine represent one of the most effective and immediately applicable solutions for improving the efficiency of domestic and commercial air conditioning systems worldwide. With these techniques it is possible to reduce significantly, mainly in countries with hot-dry climates, the energy demand and the high consumption peaks. Energy savings contribute to reducing the dependence on fossil fuel in any country and have a direct impact on its economic development and growth, as well as decreasing greenhouse gas emissions. A considerable amount of studies in the literature show the benefits of pre-cooling techniques applied to different air conditioning systems. There are different strategies to reduce the temperature of the air entering the condenser. The most widely studied systems can be classified into: evaporative packings or pads and spray or mist generators. For direct evaporative coolers, Martínez et al. [1] investigated how different thicknesses of cooling pads influenced the energy performance of a split-type air-conditioner. They found that the highest increase of 10.6% in the overall coefficient of performance (COP) was achieved by a thickness of about 100 mm. The main drawback of pre-cooling

systems based on evaporative pads is the additional pressure drop produced in the condenser air stream. Furthermore, this effect is present even if pre-cooling is not activated. Pressure drop causes a reduction in the air flow rate through the condenser and a decrease in its ability to reject heat to the environment. This means an increase in the condensation pressure, an additional compressor consumption and a reduced cooling capacity of the air-conditioning system, [2]. When water is sprayed over the evaporative pads and pre-cooling is activated, the temperature drop of the intake air to the condenser far outweighs both effects, the pressure drop and the air flow rate reduction, and results in savings of energy consumed by the compressor. However, when the water injection is not activated, the evaporative pads still generate a pressure loss that penalizes the energy consumption in the compressor.

Compared with direct evaporative coolers, mist or deluge systems give further installation flexibility because of their low profile piping network and provide negligible flow resistance to the air stream. Yu et al. [3] analysed the cooling effectiveness of mist in pre-cooling condenser air for an air-cooled chiller. In a subtropical climate, pre-cooling the condenser air by mist brought an increase of 0.36–8.86%

* Corresponding author.

E-mail address: pedro.martinez@umh.es (P. Martínez).

URL: <https://www.umh.es> (P. Martínez).

Nomenclature	
c_{pa}	Specific heat at constant pressure of dry air (J kg ⁻¹ K ⁻¹)
c_{pv}	Specific heat at constant pressure of water vapour (J kg ⁻¹ K ⁻¹)
D	Diameter (m)
$D_{1,0}$	Arithmetic mean diameter (m)
$D_{3,2}$	Sauter mean diameter (m)
D_{NM}	Median droplet size for the number distribution (m)
D_{vf}	Vapour diffusion coefficient (m ² s ⁻¹)
h_{fg}	Enthalpy of vaporization (J kg _w ⁻¹)
M	Molecular weight (kg kmol ⁻¹)
\dot{m}_{ai}	Inlet air mass flow rate at the atomization chamber (kg s ⁻¹)
\dot{m}_w	Mass flow rate of water mist (kg _w s ⁻¹)
R	Ideal gas constant (J kmol ⁻¹ K ⁻¹)
r_w	Water mist to air mass flow ratio (-)
T	Dry temperature (°C)
t_d	Theoretical droplet lifetime (s)
T_{av}	Dry bulb average temperature at the control section (°C)
T_{drop}	Average temperature decrease at the control section (°C)
T_{wb}	Wet bulb temperature of moist air (°C)
T_{wi}	Temperature of the water in the tank (°C)
V_t	Average air flow velocity in the wind tunnel (m s ⁻¹)
Greek symbols	
ϵ_{AEC}	average evaporative cooling (%)
ϵ_{DEC}	direct evaporative cooling or saturation efficiency (%)
ϵ_{LCP}	local cooling performance (-)
μ	dynamic viscosity (kg m ⁻¹ s ⁻¹)
ρ	density (kg m ⁻³)
ω	humidity ratio of moist air (kg _w kg _a ⁻¹)
Subscripts	
a	air
w	water
in	inlet air flow
out	outlet air flow
Abbreviations	
AER	average evaporation rate (%)
COP	coefficient of performance
TH _i	thermo-hygrometer probe

and 0.34–10.19% in the coefficient of performance of the chiller under the normal mode (conventional head pressure control) and the VSD mode (variable speed control for the condenser fans), respectively. However, the use of water spray or deluge can cause corrosion, scaling, and fouling on the heat exchanger bundles if water droplets are carried by the airstream to the heat exchanger bundles of the condenser. To avoid this, the system is required to evaporate all water in the airstream to prevent water droplet contact with the heat exchanger surface. Special wet media or spray nozzles may be required to meet the requirement. High-pressure nozzles provide small water droplets but at

a higher cost. Water quality affects the performance of the nozzles and their maintenance cost, [4]. In view of the drawbacks found in current techniques for pre-cooling, a search for alternatives seems appropriate.

Applications of ultrasonic energy to enhance a wide variety of processes or to improve system efficiency have been explored in recent years. Yao [5] makes an overview of studies about the applications of ultrasound as a new technology in the field of Heating, Ventilation and Air-Conditioning (HVAC), including air humidification/dehumidification, desiccant regeneration, air cleaning, heat enhancement and fouling reduction of heat exchanger, defrosting or frost suppression for air-conditioner evaporator. They claim that, from a general point of view, all the effects produced by ultrasound could be interesting in applications involving heat or mass transport, decreasing both the external and internal transport resistances. Nie et al. [6] studied an indirect flash evaporative cooling enthalpy recovery technology used for building ventilation based on counter flow plate heat exchanger combining with ultrasonic atomizer. Humidification by ultrasonic atomization was used to cool the indoor exhaust air down to its wet bulb temperature, resulting in sensible heat transfer and moisture condensation from the outdoor supplied air, in order to achieve total heat recovery. Compared to conventional indirect evaporative cooling, the application of ultrasonic atomization improves the cooling effect by increasing the water mist evaporation area. The results showed that in hot and humid climate, up to 71% of total heat recovery efficiency could be achieved by the prototype unit, and more than 50% of the enthalpy recovered was contributed by moisture condensation in the outdoor supply air. Arun and Mariappan [7] developed an ultrasonic regenerative evaporative cooler coupled with a desiccant dehumidifier, consisting of several sets of dry channels and wet channels where heat exchange occurs by indirect evaporative cooling of water mist generated by an ultrasonic atomizer. In this chiller, the conventional hygroscopic layer commonly used to moisten the air was replaced by the water mist. The results showed a cooling capacity of 339.8 W, for 0.0488 kg/s air mass flow rate and 0.37 extraction ratio, and reached maximum values of 1.15 for wet-bulb effectiveness and temperature drop of up to 10 °C.

Recently, Yao et al. [8] presented a review of the state-of-the-art of high-intensity ultrasound and its applications. They reviewed recent studies on the applications of high-intensity ultrasound which are considered as new processes in fluids and multiphase media. These include processes such as chemical reactions, drying/dehydration, welding, extraction, heat transfer enhancement, de-ice, enhanced oil recovery, droplet atomization, cleaning and fine particle removal. In relation to droplet atomization, they explained the ultrasonic atomization by the surface-wave theory and the cavitation theory. The authors do not specifically cite evaporative cooling as an application of ultrasound, denoting the little attention they have received to date.

The literature review revealed that ultrasound is a promising method to improve the design of evaporative pre-cooling systems. Ultrasonic mist generators eliminate pressure loss at the inlet air stream to the condenser and allow controlling the characteristics of the atomized water generation. This paper explores thermal performance and fluid dynamic flow patterns of an ultrasonic mist generator as an evaporative pre-cooler for a condenser in air conditioning applications. A prototype of water mist generator has been designed and built specifically for this pre-cooling application. As an experimental laboratory unit, it has been necessary to characterize its final mist production capacity in terms of mass flow rate of atomized water and size distribution of the droplets generated. It was important to determine the range of mass flow rates that this system is able to supply, as it is directly related to its air pre-cooling capacity. On the other hand, the droplet diameter dictates how fast-evaporated the atomized water will be once it comes into contact with the main air stream. For this application, it is interesting to have a droplet size small enough so that the atomized water evaporates before reaching the condenser. In theory, this system may have the same disadvantages as the spray nozzle

Table 1
 Technical specifications and operating conditions of the mist maker unit.

10 Head Ultrasonic Mist Maker	
Number of atomizing cores	10
Ceramic core diameter	16 mm
Input voltage	DC 48 V
Maximum input power	20 W/core
Resonance frequency	1650 ± 50 kHz
Maximum atomization amount	2.5 l/h
Working water temperature	1–55 °C
Working water level	60–80 mm

or deluge systems: corrosion, scaling and fouling phenomena on the heat exchanger bundles. However, this ultrasonic atomization system is capable of producing smaller droplet sizes, with a similar power consumption as systems using high pressure spray nozzles. The smaller the droplet size the faster evaporation occurs, so it is expected that the severity of these drawbacks will also be reduced. Also the soft, low-velocity mist produced by the ultrasonic atomization system, which generates droplets with much lower speeds than those produced by the spray nozzle systems, contributes to limit these problems, allowing to increase the contact time of the droplets with the air and reducing the evaporative distance. Different ultrasonic mist generator operating conditions were studied in a properly equipped wind tunnel.

In short, this is a multidisciplinary research work that includes energy balances and assessment of thermal performance, determination of fluid dynamic flow patterns and study of the conditions of atomized water generation using electronic ultrasound transducers. Such an approach has not been reported in literature hitherto.

2. Materials and methods

2.1. Experimental test facility

To evaluate the performance and cooling capacity of the water mist produced by the ultrasonic mist generator, a set of tests has been conducted on a redesigned test bench specifically adapted for this purpose. The test rig mainly consists of two components: a ultrasonic mist generator unit and a subsonic wind tunnel where evaporative cooling takes place.

The ultrasonic mist generator has been built with the appropriate dimensions and water atomization capacity to work in combination with the wind tunnel, within the range of incoming air flow rates that commonly take place in the operation of air-cooled condensers. The mist generator mainly consists of a compact mist maker device equipped with 10 ultrasonic transducers, immersed in a tank with a steady water level, where the water atomization process is properly controlled. Table 1 shows the technical specifications and operating conditions of the mist maker unit. The ultrasonic transducer is composed of a piezo-electric crystal coupled to a 16 mm diameter ceramic disc. When submerged in water, the transducer is capable of transforming high frequency electronic signals, typically ranging from 0.8 to 1.65 MHz, into high frequency mechanical oscillations on the disc. When the water attempts to follow the ceramic disc’s movements, it is unable to keep up with the high-frequency oscillations. As a result, the water is detached from the disc on the negative oscillations and produces a transitory vacuum, where the water cavitates and changes into steam. Then on the positive oscillation, the steam water is driven by the high pressure wave through the water surface. In this adiabatic process a fine water mist is formed, with droplet diameters on the scale of a few tens of microns, which are easily incorporated into the air flow.

To control the amount of atomized water produced by the ultrasonic mist generator, it is possible to select the number of ultrasonic transducers operating simultaneously and also to regulate the rotation speed of a fan coupled to the tank. This fan generates the necessary positive pressure into the tank to drive the atomized water out of it. This

speed control is carried out by using an Arduino UNO microcontroller board, programmed to make this adjustment by directly operating a potentiometer and displaying the updated rpm on the computer screen.

The open-circuit, subsonic wind tunnel shown in Fig. 1 was used to perform the ultrasound evaporative cooling experimental tests. The nozzle along the honeycomb baffle (anti-turbulence screen) adapted in the entrance (leftmost part of the tunnel), ensures uniform, stable velocity profiles of the air flow. The test section of the wind-tunnel is 5.3 m long with a cross section of 0.492 × 0.712 m. Fig. 2 shows an schematic arrangement of the test section, with dimensions of the wind tunnel and location of anemometer and thermo-hygrometer probes.

The wind tunnel is built with transparent PET (polyethylene terephthalate) 0.6 mm thick sheets. Its structure is detachable and allows to quickly add or remove different types of test sections. Its transparent walls allow the direct visualization of the water mist flow and its evolution along the test section. This feature is essential in order to properly interpret the temperature and humidity measurement fluctuations registered in the different tests.

The induced draft air flow rate is driven by a 0.55-kW axial fan located at the exit of the tunnel, and was maintained at different levels by a Toshiba-Tosvert VF-nC1 variable-frequency drive. It allows to set different air flow speeds in the tunnel, ranging from 0–3 m/s. This results in a maximum available volumetric air flow rate of 3783 m³/h. A full description of the experimental wind tunnel facility can be found in [9–11].

2.2. Experimental procedure

A number of tests have been carried out to assess the performance of the mist generator unit. Firstly, the water mist flow rate that the unit is capable of supplying has been studied. Tests have also been conducted to determine the drop size distribution generated in the atomization process. Finally, the cooling capacity of the water mist when injected into an airstream and the water mist distribution as a function of the air flow speed have been evaluated.

According to the UNE-EN 13741 standard [12], steady-state conditions have been maintained throughout the tests in the wind tunnel and in the mist generation process. The tests have been performed ensuring a maximum variation of ±0.5 °C in the inlet air flow temperature and ±1% in relative humidity. The water temperature supplied to the mist generator unit has been maintained in the same range of variation. The temperature and relative humidity probes have been calibrated by comparison to determine the zero error, before being installed in their final position. Prior to the commencement of each test, a start-up of all equipment is performed with a stabilization period of at least 20 min. The readings of all the probes are considered stable when their fluctuations are in the range of the accuracy indicated by the manufacturer. To ensure the repeatability of the measurements, sensor readings have been taken at intervals of 10 s. The average values of each measurement have been made from a minimum of 50 readings taken consecutively.

Fig. 3 shows the schematic layout and the different types of probes installed both on the wind tunnel and on the ultrasonic mist generator. Table 2 shows the technical specifications and accuracy of all the probes used in the tests. All measurements have been recorded with a Keysight 34970A data acquisition unit that incorporates three Keysight 34901A 20-channel-multiplexer modules.

2.3. Uncertainty analysis

An uncertainty analysis has been made according to the method proposed by Taylor and Kuyatt [13]. The associated uncertainty of the measurements for each probe is calculated using the following expression:

$$u_c = \sqrt{u_{\text{readout}}^2 + u_{\text{datalogger}}^2 + u_{\text{probe}}^2} \tag{1}$$



Fig. 1. Photographic view of the test rig: (a) subsonic wind tunnel, (b) test section, (c) nozzle, (d) diffuser, (e) data acquisition system, (f) ultrasonic mist generator and (g) structure of water mist stream.

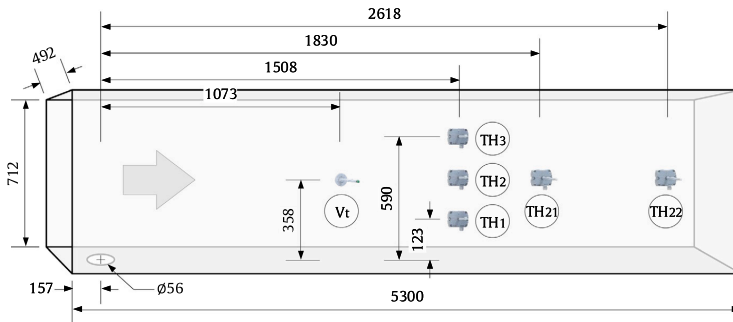


Fig. 2. Schematic arrangement of the test section, dimensions of the wind tunnel and location of anemometer and thermo-hygrometer probes (dimensions in mm).

where u_c is the combined standard uncertainty of the probe; u_{readout} is the standard uncertainty associated with the repeatability of the probe readings; $u_{\text{datalogger}}$ is the uncertainty associated with the reading accuracy of the data acquisition unit; u_{probe} is the standard uncertainty associated with the calibrated accuracy of the probe. A value of 2 for the coverage factor k , corresponding to a level of confidence of approximately 95%, has been used to calculate the expanded uncertainty of each measurement. According to this uncertainty analysis, the maximum relative expanded uncertainties of the measurements taken with the probes have been calculated, the most important of which

are: 0.2% in temperature, 2.3% in relative humidity and 3.4% in air flow velocity. From these values and the probe specifications shown in Table 2, a complete uncertainty analysis of the key performance indicators listed in Section 3.3.2 has been carried out. For this purpose, the uncertainty propagation command of the Engineering Equation Solver (EES) software and the well-known law of uncertainty propagation have been used:

$$U_{\text{KPI}} = k \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f_{\text{KPI}}}{\partial x_i} \right)^2 + u(x_i)^2} \quad (2)$$

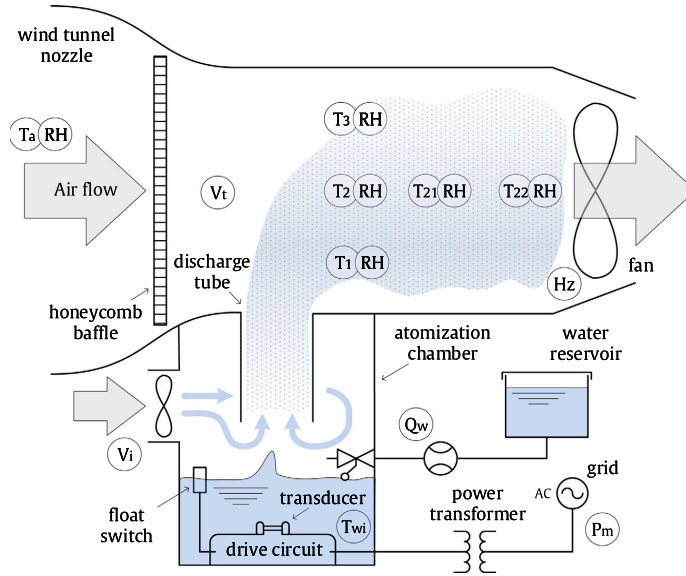


Fig. 3. Schematic layout of the test rig showing the location of the probes and their corresponding type of measurement: (T) temperature, (RH) relative humidity, (V) air flow velocity, (Hz) power supply frequency, (Qw) water flow metre, (P) power consumption.

Table 2
Features and specifications of the probes used in the test rig.

Measurement	Measuring device	Brand	Model	Measuring range	Output signal	Accuracy
Air temperature	Thermo-hygrometer	E+E Elektronik	EE210-HT6xPBFxB	-20 to 80 °C	4-20 mA	±0.2 °C
Air humidity	Thermo-hygrometer	E+E Elektronik	EE210-HT6xPBFxB	0%-100% RH	4-20 mA	± (1.3+0.3% RD)% RH
Air temperature	Thermo-hygrometer	E+E Elektronik	EE210-HT6xPCxx	-20 to 80 °C	4-20 mA	±0.2 °C
Air humidity	Thermo-hygrometer	E+E Elektronik	EE210-HT6xPCxx	0%-100% RH	4-20 mA	± 2.5% RH
Air flow velocity	Anemometer	E+E Elektronik	EE65-VCD02	0-20 m/s	4-20 mA	± (0.2 m/s + 3% RD)
Air flow rate	Flow hood balometer	Testo	0563 4200	40-4000 m ³ /h	USB port	± (12 m ³ /h + 3% RD)
Power consump.	Power quality analyser	Chauvin Arnoux	8334		USB port	± 1% RD
Water flow rate	Electromagnetic flowmeter	Krohne	OPTIFLUX 1050 C	0-10 m/s	4-20 mA	± (2.5 mm/s + 0.5% RD)
Water temperature	RTD-PT100	Desin	ST-FFH PT100	-200 to 600 °C	4-wires	±0.05 °C
Water weight	Benchtop scale	PCE Instruments	PCE-TB 3	0-3 kg	4-20 mA	± 0.1 g

where U_{KPI} is the expanded uncertainty of each key performance indicator, k is the coverage factor, f_{KPI} represents the definition equation of each indicator, $u(x_i)$ are the standard uncertainties of the variables or measurements on which the indicator depends (calculated for the probes according to Eq. (1)) and $\partial f/\partial x_i$ represents the sensitivity coefficients of these variables. The results of this uncertainty analysis for the key performance indicators are shown in Section 3.3.2.

3. Results and discussion

3.1. Measurement of the droplet size and distribution

This section shows the investigation that has been conducted to determine the droplet size and distribution produced by the mist generator unit. Three techniques have been tested in order to collect the droplets in different supports (sensitive papers, microscope slides) and subsequently estimate their diameters.

Firstly, the so-called sensitive paper technique has been used, as described in [14]. This involves placing water sensitive papers at the outlet of the discharge tube, causing the droplets of atomized water to impact onto the surface of the paper and leave a chemical mark on it. The findings of this first test showed that this technique is not suitable for determining the size of droplets as small as those generated in the atomization chamber.

Secondly, the magnesium oxide technique has been used to record the droplets impact, as described by Chaskopoulou et al. [15]. This technique requires the deposition of a very thin layer of magnesium oxide on a microscope slide. In this way, when the droplets impact on the slide they form a crater that can be photographed to account for impacts and diameters. As with the previous method, this magnesium oxide technique was unable to visibly record the impacts of the atomized water droplets.

In view of the previous results, it was finally resolved to discard droplet impact techniques and to adopt a technique of direct photography of the droplets, similar to the method described by Ramisetty et al. [16]. With this photographic technique, it was possible to measure both the size and the velocity of the droplets generated in the ultrasonic atomization process. For this purpose, the droplets ejected through the discharge tube of the test rig have been photographed using a Pentax K-1 camera with a maximum shutter speed of 1/8000 s. A Tamron SP AF 90 mm F2.8 Di Macro 1:1 lens is attached to the camera and an 18 cm extension tube is used to achieve higher lens magnification. Finally, a Pentax AF-360 FGZ auto flash unit has been used to freeze the droplet movement as they are ejected. The TTL flash mode is selected to achieve its fastest 1/2 peak duration time of approximately 1/20000 s. The photographs have been taken by arranging the flash on the opposite side of the camera position and using a remote trigger, whilst keeping the water mist flowing between the two devices. To

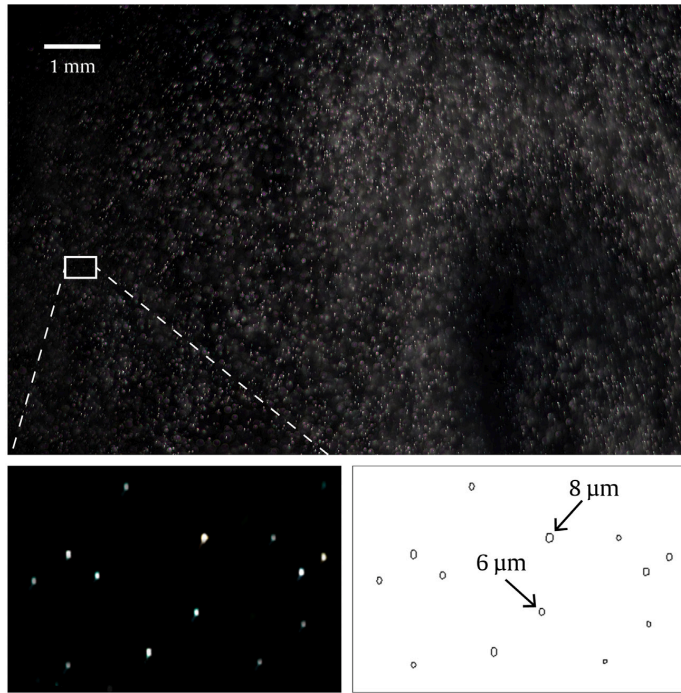


Fig. 4. Example of high shutter speed photography that shows the droplet size and distribution.

simplify the photographic analysis it is necessary to reduce the number of droplets that appear in each shot. For this purpose, the light from the flash has been channelled through a 3 mm slit made by using a plastic sheet, with the objective of producing a narrow illumination plane to isolate the droplets. Only the droplets that pass through that illumination plane will be captured by the camera. An f-stop number of f/2.8 has been used in the camera to boost the isolation of the droplets captured in the shots, producing a very pronounced blurring of the droplets that are out of focus, which allows not to be counted in the subsequent photographic analysis. Photos taken with the camera have a native resolution of 7360 × 4912 pixels and have been processed with a graphic editor to increase contrast and acutance. The uncertainty of this measurement method is estimated by considering a variation of ±1 pixel in the measurement of the droplet diameter by means of the digital image processing. Taking into account the native resolution of the camera and the magnification factor of the lens, the maximum uncertainty is estimated at ±1.6 μm. In Fig. 4 there is an example of high shutter speed photography where the droplets movement is frozen and diameter measurements can be made.

Fig. 5 shows a side view of the illumination plane made with a low shutter speed shot, where the light trails of the droplets can be clearly seen. The droplet velocity can be estimated by dividing the light trail length by the camera’s shutter speed (in the case of continuous lighting) or by the flash duration. An image analysis technique has been used to measure the droplet size using the ImageJ and Fiji software. To estimate the droplet diameter, the two-dimensional circular area registered in the photographs and a sphericity filter ranging from 0.8 to 1 have been used to minimize the measuring error. Fig. 6 shows the results of the droplet size and distribution. As can be seen, the arithmetic mean diameter of the droplets produced by the mist generator under the testing conditions is approximately $D_{1,0} = 8.1 \mu\text{m}$ and the calculated Sauter mean diameter $D_{3,2} = 13.2 \mu\text{m}$. The arithmetic mean diameter

($D_{1,0}$) of the droplets produced by the mist generator and the Sauter mean diameter ($D_{3,2}$) were calculated according to the general mean diameter expression from the following equation:

$$D_{p,q} = \left[\frac{\sum_{i=1}^N n_i d_i^p}{\sum_{i=1}^N n_i d_i^q} \right]^{\frac{1}{p-q}} \tag{3}$$

where n_i represents the number of droplets with a diameter d_i .

Droplet diameter measurements are fairly in accordance with the results provided by other authors using more precise methodologies, such as the shadowgraphy technique [17] or the laser diffraction method [18].

The results are in accordance with the well-known equation that relates the droplet diameter to the water properties [18]:

$$D_{NM} = \alpha_g \left(\frac{8\pi\sigma_s}{\rho_s} \right)^{1/3} F^{-2/3} \tag{4}$$

where $D_{NM} = 6 \mu\text{m}$ represents the median droplet diameter for the number distribution (not volume), α_g is a dimensionless constant of the mist generator, σ_s is the surface tension of the water, ρ_s is the water density and F is the resonance frequency of the piezo-electric crystal, approximately 1.6 MHz for the mist maker device. From this equation, a constant $\alpha_g = 0.67$ can be estimated for this mist generator, quite similar to the value of $\alpha_g = 0.65$ reported by [18] for this class of nebulizers. This small value of the droplet diameter justifies that the previous techniques based on the impact of droplets on a support could not be successfully applied. The results also show a characteristic droplet size distribution due to two main factors. On the one hand, there is the characteristic size dispersion that is generated in the environment of the ultrasonic transducers, where a significant agitation of the water surface takes place. On the other hand, there is the effect of droplet growth by coalescence, which depends on how long the droplets are retained in the atomization chamber before leaving

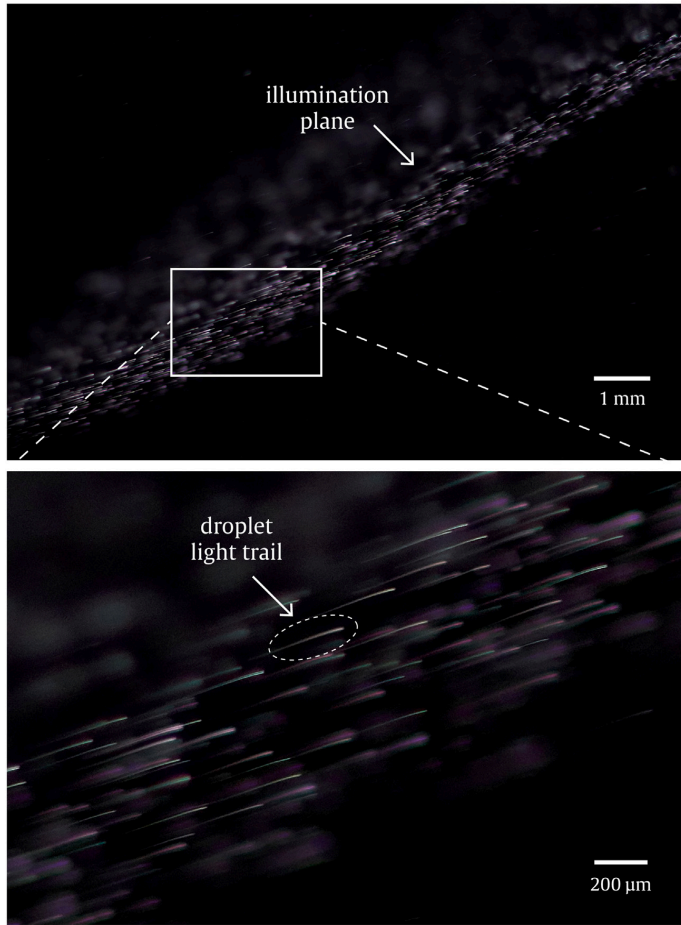


Fig. 5. Low shutter speed photography and magnified view showing the illumination plane and the light trails of the droplets.

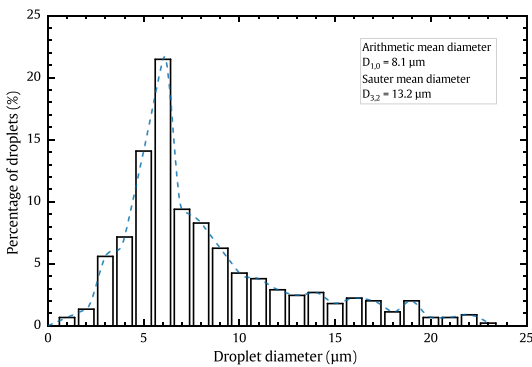


Fig. 6. Droplet size and distribution measured at the outlet of the discharge tube.

through the discharge tube. The results shown in Fig. 6 represent the average conditions established during the tests.

3.2. Water mist flow measurement

Prior to conducting the thermal performance tests on the water mist generator, it was necessary to characterize the range of the atomized water flows that the generator is capable of providing. The atomized water flow depends mainly on two variables: the air inlet velocity in the atomization chamber and the number of transducers operating simultaneously. For the purposes of thermal performance tests, it is interesting to have the maximum possible flow rate to produce a noticeable evaporative cooling in the air flow. For this reason, all the transducers were in operation simultaneously during the water mist flow measurement tests and only the incoming air velocity in the atomization chamber was changed. To adjust the velocity, the fan is provided with adjustable rotation speed selectable through the action on a potentiometer.

Two main methods of measuring the water mist flow rate have been considered in the tests: a volumetric method and a gravimetric method. Firstly, the volumetric method was used, which consists of calculating the water mist flow rate by measuring the descent of the water level inside the atomization chamber when the make-up water supply valve is closed. By measuring the variation in the water level and the dimensions of the container, the volume of evaporated water

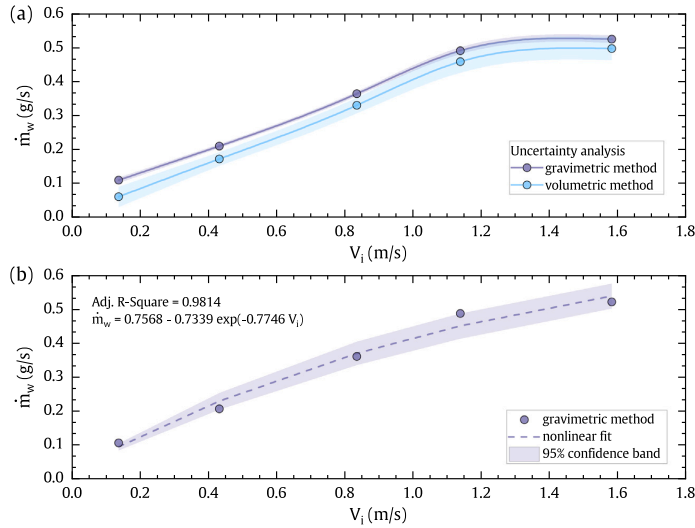


Fig. 7. Water mist mass flow rate as a function of the velocity of the air flow propelled into the atomization chamber: (a) comparison and associated level of uncertainty between the results provided by the volumetric method and the gravimetric method; (b) computed correlation for the results of the gravimetric method.

in a given time can be calculated; the mass flow rate is then calculated taking into account the temperature T_{wi} of the water in the tank. As there is no water supply during the tests, the duration of the tests is limited so as not to significantly change the water level over the ultrasonic transducers and therefore their response. A slanted tube manometer has been connected to the atomizing chamber, to easily visualize the water level inside the chamber. The water level in the tank is measured by visual inspection, by levelling the meniscus that forms the water on a millimetre scale. In order to increase the measurement accuracy, the tube has been arranged with an inclination of 21° above the horizontal. Tests have been completed with five levels of air flow velocity set by the fan and the results are shown in Fig. 7. As shown in the figure, the uncertainty associated with this method of measurement is relatively high, mainly due to the visual error committed when reading the water level.

In order to improve these results, the gravimetric method has finally been used, which consists of measuring the weight of the supply water in a known time interval. In this case the water reservoir has been placed on a PCE-TB-3 benchtop scale and water weight measurements have been taken before and after each test. With this method, a direct measurement of the water mist mass flow rate is obtained. Fig. 7a shows the comparison of the results obtained with both methods, showing the reduced uncertainty of the gravimetric method. Fig. 7b shows the correlation between water mist mass flow rate and the velocity V_i of the air flow propelled into the atomization chamber. As can be seen, the different water mist flow rates that the system can produce are in the range of 0.11 to 0.52 g/s. In addition, the interpolated water mist production curve has an asymptotic character. This suggests that the maximum flow of water mist that the system can produce is being virtually extracted.

3.3. Thermal performance and flow patterns

3.3.1. Test conditions and results

The evaporative cooling capacity of the atomized water flow produced by the mist generator has been evaluated through a set of tests. Additionally, an attempt has been made to identify the flow patterns that result when different mass flow rates are set for air flow and water mist flow. From a fluid dynamic point of view, the mixing process of

the water mist into the air stream takes place according to a turbulent plume pattern of water mist.

A stable reference temperature of 25°C and relative humidity of 52% have been maintained throughout the tests for the inlet air flow. The parameters that have been varied in the experimental tests are the operating conditions that most affect the performance of the pre-cooling process: average air flow velocity (or equivalently, air flow rate) and mass flow rate of sprayed water mist. The average air flow velocity in the wind tunnel was calculated by a correlation between the measured instantaneous velocity in the middle of the cross-section and the actual volumetric air flow rate through the tunnel. This correlation was achieved from a prior air flow calibration test using measures from a balometer.

In practical cases of pre-cooling of the incoming air flow in low to medium power range air-cooled condensers, the average air flow velocity through the condenser is usually in the range of 0.5 to 2.5 m/s, and most commonly 1 to 1.5 m/s. Accordingly, four levels of air flow velocity have been considered: 0.5, 1.0, 1.6 and 2.2 m/s. This variation in average velocity corresponds to an equivalent range of air flow rates between 700 and 2760 m^3/h . Five additional levels of mass flow rate of sprayed water mist, ranging from 0.11×10^{-3} to 0.55×10^{-3} kg/s, have been considered for the tests. The total number of finally conducted tests was equal to 20. Table 3 shows a summary of the experimental measurements registered in some selected probes for all the tests that were conducted.

Fig. 8 shows the results of a preliminary test where it can be seen the temperature drop and the increase of specific humidity of the air, as it passes through the thermo-hygrometers TH2, TH21 and TH22, located on an axial axis in the centre of the wind tunnel. According to this last figure, the maximum temperature drop occurs when the water mist has covered an axial distance of approximately 1.5 m. Exactly in this position is where the thermo-hygrometers of the control section have been placed to carry out the rest of the tests, as can be seen in Fig. 2. Figs. 9–13 show graphically the temperature and relative humidity variations detected by the thermo-hygrometers TH1, TH2 and TH3 in all the tests carried out.

Fig. 9 shows the results for an average air flow velocity of 0.5 m/s, corresponding to a flow rate of 630 m^3/h . With respect to the temperature registered by TH1, a drop of about 2.5°C compared to the ambient

Table 3
Summary of experimental measurements registered on selected probes in the tests carried out.

V_i (m/s)	\dot{m}_w (kg/s)	T_a (°C)	RH_a (%)	T_{TH1} (°C)	RH_{TH1} (%)	T_{TH2} (°C)	RH_{TH2} (%)	T_{TH3} (°C)	RH_{TH3} (%)
0.51	0.12×10^{-3}	24.9	55.5	22.4	69.2	24.5	54.4	24.8	53.7
	0.27×10^{-3}	24.8	55.2	21.9	73.1	22.4	68.7	24.9	53.0
	0.39×10^{-3}	25.0	54.2	21.9	73.1	20.7	83.5	22.6	67.8
	0.47×10^{-3}	25.4	53.4	21.9	74.3	20.5	85.7	20.6	87.0
	0.54×10^{-3}	25.3	53.6	23.1	65.4	20.7	86.0	20.1	94.5
1.05	0.14×10^{-3}	25.5	53.2	23.9	62.9	25.3	51.9	25.4	51.5
	0.27×10^{-3}	25.6	52.6	21.7	81.4	25.4	50.9	25.7	49.9
	0.41×10^{-3}	25.5	53.1	21.2	83.0	23.3	65.1	25.6	50.4
	0.49×10^{-3}	25.6	52.0	22.9	67.0	20.9	82.5	25.5	50.9
	0.53×10^{-3}	25.5	52.7	23.5	61.2	21.3	79.7	23.8	60.9
1.60	0.18×10^{-3}	25.9	51.6	24.3	58.8	25.6	50.7	25.8	50.1
	0.31×10^{-3}	26.0	51.8	21.6	82.0	25.6	50.6	25.9	49.7
	0.42×10^{-3}	25.9	52.0	20.3	93.9	25.4	52.0	26.0	49.6
	0.50×10^{-3}	25.8	51.8	20.4	90.3	23.7	62.3	25.9	49.5
	0.54×10^{-3}	25.9	50.9	21.7	78.0	21.4	78.9	25.9	49.2
2.18	0.21×10^{-3}	25.7	51.9	24.9	54.5	25.9	49.5	26.0	49.3
	0.32×10^{-3}	26.1	50.7	22.5	72.3	25.9	49.1	26.0	48.8
	0.43×10^{-3}	26.2	51.3	20.3	93.1	25.9	49.6	26.1	49.2
	0.51×10^{-3}	25.8	52.2	20.1	94.8	25.6	51.5	26.0	50.0
	0.55×10^{-3}	26.2	51.5	20.5	90.3	23.5	64.4	26.0	50.4

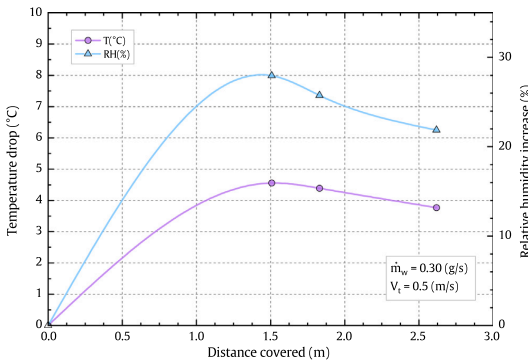


Fig. 8. Temperature drop and relative humidity increase measured on the central axis of the wind tunnel as a function of the distance to the water mist discharge tube.

temperature can be seen when the lowest water flow is sprayed. This drop in temperature is even greater when the flow of water mist is increased. However, for TH2 and TH3 there is no noticeable change in temperature when the lowest flow of water mist is sprayed. This suggests that the sprayed water mist is dragged by the air flow velocity and the atomized droplets path seems to take a parabolic shape, with the dominant component of the velocity in the axial direction of the tunnel. The droplets trajectories do not reach the height position of TH2 and TH3 and, therefore, there is no variation in their measurements. As the flow of water mist increases, it is observed that the thermo-hygrometers TH2 and TH3, located at higher levels, begin to register a decrease in temperature. However, it is also observed that the thermo-hygrometer TH1 begins to measure a higher temperature when the water flow is maximum, because the droplets trajectories now do not impact it so directly. This indicates that, even with high flows, the plume of water mist is not uniformly distributed along the entire section of the tunnel. With regard to relative humidity measurements, the same results are observed for water mist distribution and a similar discussion can be made. Fig. 13 shows the evolution of temperature and relative humidity measurements for the TH2 thermo-hygrometer, located at the centre of the control section, for different air velocities and mass flow rates of sprayed water mist. The thermo-hygrometers that are not affected by the water mist plume do not register any variation in their

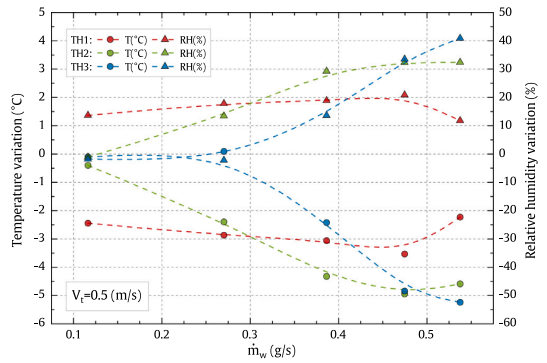


Fig. 9. Temperature and relative humidity measured at the control section for an average air velocity of 0.5 m/s and different mass flow rates of sprayed water mist.

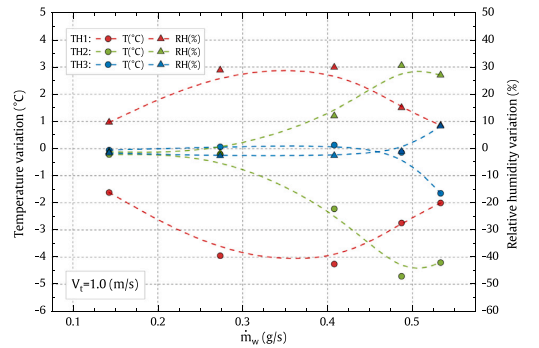


Fig. 10. Temperature and relative humidity measured at the control section for an average air velocity of 1.0 m/s and different mass flow rates of sprayed water mist.

relative humidity and maintain the environmental humidity of about 52%.

From the analysis of the results shown in the graphs it is possible to establish the flow pattern of the water mist plume inside the tunnel.

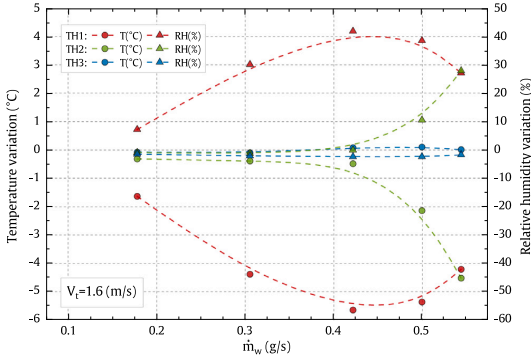


Fig. 11. Temperature and relative humidity measured at the control section for an average air velocity of 1.6 m/s and different mass flow rates of sprayed water mist.

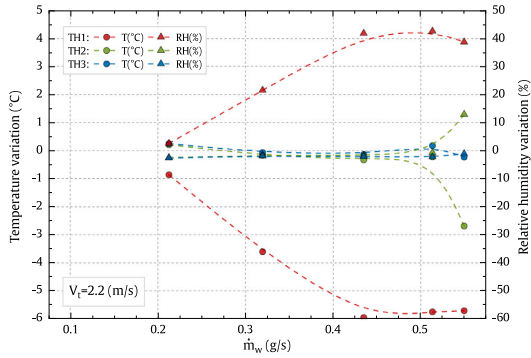


Fig. 12. Temperature and relative humidity measured at the control section for an average air velocity of 2.2 m/s and different mass flow rates of sprayed water mist.

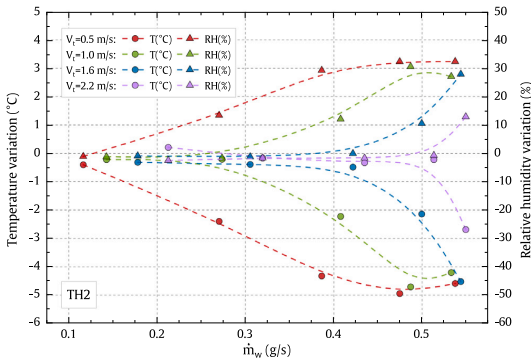


Fig. 13. Temperature and relative humidity measured for the TH2 thermo-hygrometer, located at the centre of the control section, for different air velocities and mass flow rates of sprayed water mist.

Fig. 12 very clearly illustrates the effect of increasing the air flow velocity. In this scenario, the axial component of the droplet velocity is predominant over its tangential component and the plume of water mist is practically trapped at the bottom of the wind tunnel. Virtually

only TH1 detects variations in both temperature and relative humidity when the water mist flow is increased.

In Fig. 14 a flow pattern interpretation of the results of Fig. 12 has been made. The evolution of the flow patterns of the water mist plume is shown as the water mist flow increases. The results in this particular scenario show a narrow plume flow pattern that is not suitable for achieving a uniform distribution of the evaporative cooling process. In the following section, the optimal operating conditions will be examined in order to obtain a more uniform distribution of this flow pattern.

3.3.2. Key performance indicators (KPI)

The following performance indicators have been used to assess the thermal performance and the cooling capacity of the mist generator unit, with respect to different air and water mist input conditions.

r_w : water mist to air mass flow ratio

$$r_w = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \quad (5)$$

ϵ_{DEC} : direct evaporative cooling or saturation efficiency, represents the extent to which the air flow temperature in a particular location (T_i), after a direct evaporative cooling process, approaches the wet bulb temperature (T_{wb}), defined as:

$$\epsilon_{DEC} = 100 \times \frac{T_a - T_i}{T_a - T_{wb}} \quad (6)$$

ϵ_{AEC} : average evaporative cooling, represents the extent to which the average temperature of the air flow (T_{av}) approaches the wet bulb temperature (T_{wb}) of the incoming air or the extent to which it approaches complete saturation, defined as:

$$\epsilon_{AEC} = 100 \times \frac{T_a - T_{av}}{T_a - T_{wb}} \quad (7)$$

ϵ_{LCP} : local cooling performance, denotes the extent to which the temperature in a particular region of the air flow (T_{THi}) approaches the minimum average temperature (T_{min}) that would be reached if all the water mist evaporates, defined as:

$$\epsilon_{LCP} = \frac{T_a - T_{THi}}{T_a - T_{min}} = \frac{1}{r_w} \frac{c_{pa} + \omega_a c_{pv}}{h_{fg}} (T_a - T_{THi}) \quad (8)$$

AER: average evaporation rate, indicates the percentage of incoming water mass flow rate that has been evaporated when the plume of nebulized water reaches the control section, estimates as:

$$AER = 100 \times \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_w} = 100 \times \sum_{i=1}^k \left(\frac{A_i}{A_T} \frac{1}{r_w} \frac{c_{pa} + \omega_a c_{pv}}{h_{fg}} (T_a - T_i) \right) \quad (9)$$

where T_i are the interpolated temperatures in the control section, A_T is the total cross-sectional area of the tunnel and A_i represents the circular sectors into which this section has been divided to calculate the average temperature.

T_{drop} : average temperature decrease, represents the average temperature drop in the air stream at the control section, which is calculated as:

$$T_{drop} = (T_a - T_{av}) = \sum_{i=1}^k \left(\frac{A_i}{A_T} (T_a - T_i) \right) \quad (10)$$

where T_{av} represents the air flow average temperature at the control section.

3.3.3. Thermal performance results

Fig. 15 shows the direct evaporative cooling efficiency (ϵ_{DEC}) for all the tests carried out, calculated at the positions of the thermo-hygrometers TH1, TH2 and TH3, representing the three regions of the tunnel into which the analysis has been divided. Air and water mist flows have been more conveniently represented by the parameter r_w to facilitate the interpretation of the results. As can be seen in the figure, the saturation efficiency values are quite uneven, depending

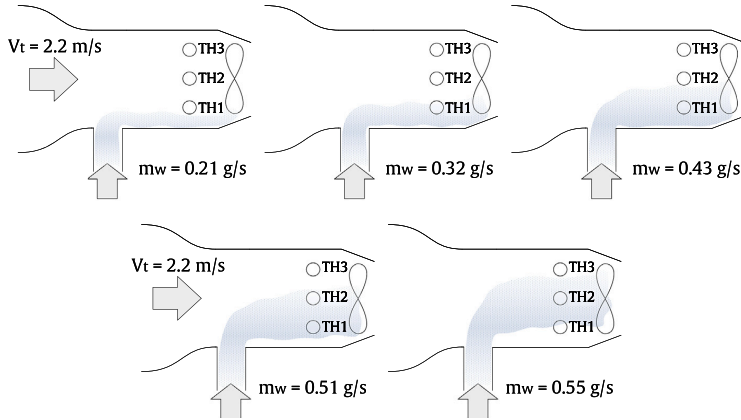


Fig. 14. Schematic interpretation of the flow pattern as a narrow plume of water mist according to the results shown in Fig. 12.

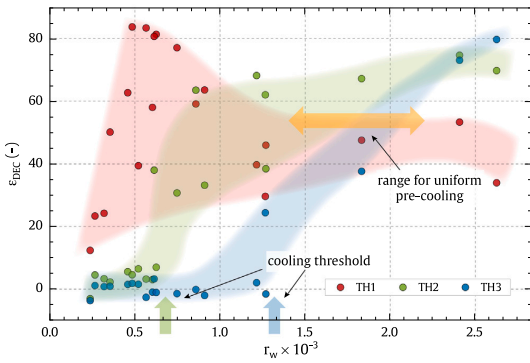


Fig. 15. Direct evaporative cooling efficiency (ϵ_{DEC}) calculated at positions TH1, TH2 and TH3 for all tests carried out. The highlighted range represents the water-to-air flow ratios that produce a more uniform distribution of the evaporative cooling effect.

on if the water mist reaches the measuring region or not. Maximum local saturation efficiency reaches a value of 83.7%, with an expanded relative uncertainty of 4.9% for this performance indicator. Saturation efficiency behaves differently in the three regions examined. In the region corresponding to TH1, the highest values of saturation efficiency are obtained. As can be expected, the lower the r_w ratio, the higher the saturation efficiency value.

However, in Fig. 15 it can be seen that the results in this region are scattered over a wide area (coloured in red), suggesting that the water mist plume has a fluctuating flow pattern. On the other hand, in the TH2 region the results show less dispersion and are grouped in a characteristic S-shaped green area. The figure indicates the threshold value of $r_w = 0.65 \times 10^{-3}$, above which the water mist begins to affect the TH2 region and increase its saturation efficiency. Finally, in the TH3 region a very low dispersion of results is obtained, grouped in a narrow blue area with a threshold value of $r_w = 1.35 \times 10^{-3}$ and a progressive increase of the saturation efficiency until reaching a maximum value of 79.7%. In view of the findings, Fig. 15 indicates the range of r_w values that enables a more uniform distribution of the water mist over the entire wind tunnel section and more homogeneous evaporative cooling. This range is obtained by identifying in the graph the place where the intersection of the three coloured areas almost occurs, yielding an estimated r_w range of 1.4×10^{-3} to 2.3×10^{-3} .

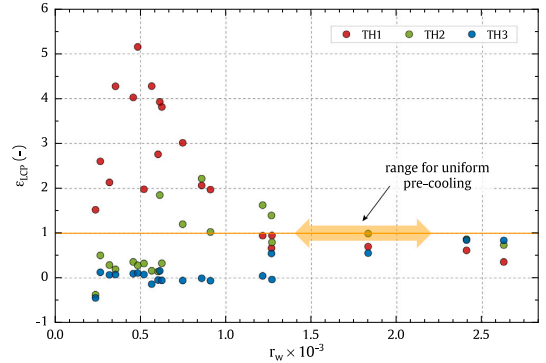


Fig. 16. Local cooling performance (ϵ_{LCP}) calculated at positions TH1, TH2 and TH3 for all tests carried out. The highlighted range represents the water-to-air flow ratios that produce a more uniform distribution of the evaporative cooling effect.

Fig. 16 gives the local cooling performance (ϵ_{LCP}) calculated in the three regions of the analysis and for all the tests carried out. As can be seen in the figure, the values of ϵ_{LCP} are scattered over a wide range from 0 to 5.2, with an expanded relative uncertainty of 9.6%. A horizontal line representing $\epsilon_{LCP} = 1$ has been plotted on the graph indicating the operating conditions that provide a local evaporative cooling equivalent to the average cooling of the entire control section. It is remarkable to note the very high values of ϵ_{LCP} that occur in the TH1 region, for low r_w flow ratios. These values indicate that the local cooling is up to 4 or 5 times higher than the average cooling. This behaviour is compatible with the presence of a narrow plume flow pattern of water mist located near the bottom of the tunnel, which enhances evaporative cooling in that region. As in the previous case, the findings of this performance indicator can also be used to identify the range of r_w flow ratios that produce a more homogeneous distribution of water mist and evaporative cooling. In this case, the operating conditions resulting in a value of $\epsilon_{LCP} = 1$ are the most suitable for obtaining homogeneous evaporative cooling over the entire control section. As can be seen in the graph, the three regions analysed are close to $\epsilon_{LCP} = 1$ in the range of r_w from 1.4×10^{-3} to 2.3×10^{-3} .

Finally, the utilization of the sprayed water mist has been evaluated through the average evaporation rate (AER). In this case, AER is a performance indicator that indicates the percentage of the water mist

that has evaporated at a distance of 1.5 m from the discharge tube. AER has been estimated from an approximate average of the temperature distribution at the control section of the tunnel, so the values are not very accurate and have to be assessed from a qualitative point of view. This indicator informs whether the system has achieved its maximum evaporative cooling, when AER=100%, or whether the air flow will be further cooled beyond the control section. Similarly, this indicator provides information on the effective cooling distance, that is, the distance the water mist has to travel to evaporate completely and provide maximum evaporative cooling of the air flow. A theoretical calculation can be made of the distance that a droplet, with a known diameter, travels until it evaporates completely under certain ambient conditions. For this purpose one can use the Holterman's equation of a droplet lifetime [19]:

$$t_d = \frac{2}{q_1^2 q_0 \Delta T} [q_1 D_0 - \ln(1 + q_1 D_0)] \tag{11}$$

where D_0 is the initial droplet diameter, ΔT is the air wet-bulb depression and the rest of the terms are calculated with the following set of equations:

$$q_0 = \frac{8\gamma M_w D_{vf}}{\rho_w R T_a} (1 + b s_0) \tag{12}$$

$$q_1 = \frac{b r_0}{1 + b s_0} \tag{13}$$

$$b = 0.276 \left(\frac{\rho}{\mu D_{vf}^2} \right)^{1/6} \tag{14}$$

$$D_{vf} = 22.5 \times 10^{-6} \left(\frac{T_a}{273.15 K} \right)^{1.8} [\text{m}^2 \text{s}^{-1}] \tag{15}$$

where M_w : molecular weight, ρ_w : density and μ_w : dynamic viscosity are water properties, T_a : air absolute temperature, D_{vf} : vapour diffusion coefficient, R : ideal gas constant, $\gamma = 67 \text{ Pa/K}$, $r_0=64.65 \text{ s}^{-0.5}$ and $s_0 = -1.117 \times 10^{-3} \text{ m s}^{-0.5}$

In the present study, with Sauter mean diameter $D_{3,2} = 13.2 \mu\text{m}$ and ambient conditions of 25 °C and relative humidity 52%, the use of the above equation gives a residence time of the droplets in the air of about $t_d = 0.26 \text{ s}$. Considering the maximum air velocity achieved in the tests, the above result translates into an equivalent distance of 57 cm at which all the water droplets should theoretically evaporate. However, this result differs significantly from what was visually observed during the tests, where the plume of water mist reaches distances of more than 2 m before vanishing. This is partly explained by the concentration of droplets, when the plume has a small characteristic size, that makes the evaporation process more difficult and makes the droplet lifetime much longer. Fig. 17 presents the average evaporation rate results evaluated in the control section for all tests performed. As can be seen, there is a wide range of evaporation rates from 43% to 92%. For the same air flow rate, AER generally increases as r_w increases. This is due to the higher droplet dispersion that produces a higher water flow, which makes the evaporation process easier.

Finally, Fig. 18 shows the results of average cooling efficiency (ϵ_{AEC}) and average temperature decrease (T_{drop}) calculated at the control section. As can be seen, both indicators are directly related and show the same evolution in the different tests. The arrangement of the data suggests a clear dimensionless relationship between ϵ_{AEC} and r_w , and the same applies to the indicator T_{drop} . As can be noticed, the highest values of both indicators are given for low air flow velocities, obtaining their maximum values of $\epsilon_{LCP} = 65\%$ and $T_{drop} = 4.3 \text{ }^\circ\text{C}$ for a flow rate ratio $r_w = 2.41 \times 10^{-3}$ and $V_f = 0.5 \text{ m/s}$. In practical cases of pre-cooling of the incoming air flow in low to medium power range air-cooled condensers, the average air flow velocity through the condenser is usually in the range of 1 to 1.5 m/s. In this situation, the maximum efficiency of this water mist system is close to 40% and the temperature decrease is about 3 °C. Increased cooling efficiency can be achieved by providing a higher flow of water mist and more effective dispersion of the droplets in the air stream, to enhance their complete evaporation.

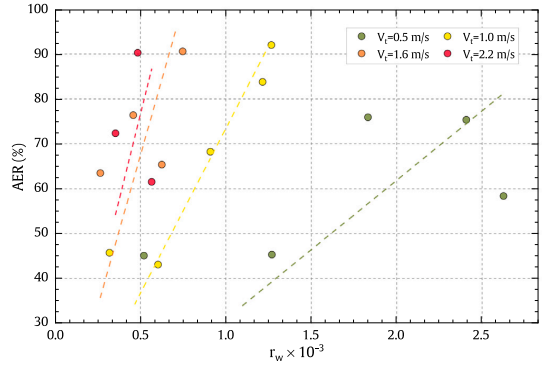


Fig. 17. Percentual value of the average evaporation rate (AER) calculated at the control section for all tests carried out.

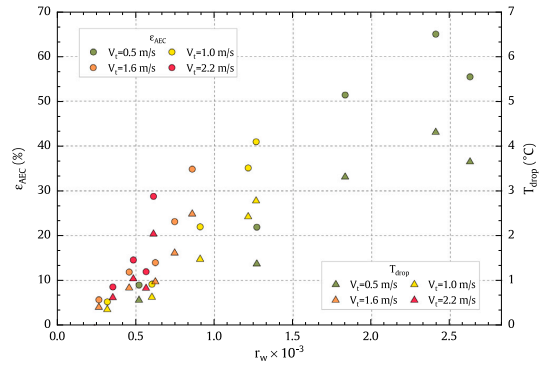


Fig. 18. Average evaporative cooling efficiency (ϵ_{AEC}) and average temperature decrease (T_{drop}) calculated at the control section for all tests carried out.

4. Conclusions

In this work, a water mist generation unit using ultrasonic transducers has been designed, built and tested for its behaviour and performance. The performance of this equipment to produce evaporative cooling in an air stream, under different test conditions established in a wind tunnel, has been investigated by means of different key performance indicators. The application of this system is aimed at increasing the performance of air conditioning systems, by means of evaporative pre-cooling of the incoming air flow into the air-cooled condensers. The literature review reveals virtually no studies on the use of ultrasonic nebulizers for pre-cooling processes on condensers. The most relevant results of this study are reported hereinafter:

- It has been found that the evaporative cooling process is not homogeneous throughout the air flow at many operating conditions, so a novel performance indicator called ϵ_{LCP} (local cooling performance) has been defined to specifically evaluate this phenomenon.
- Average evaporative cooling efficiency (ϵ_{AEC}) and average temperature decrease (T_{drop}), rise when the atomized water flow is increased and the air flow rate is reduced, obtaining their maximum values of $\epsilon_{AEC} = 65\%$ and $T_{drop} = 4.3 \text{ }^\circ\text{C}$ for a water-to-air ratio $r_w = 2.41 \times 10^{-3}$ and air flow rate $630 \text{ m}^3/\text{h}$; $\epsilon_{AEC} = 41\%$ and $T_{drop} = 2.8 \text{ }^\circ\text{C}$ when $r_w = 0.13 \times 10^{-3}$ and air flow rate $1261 \text{ m}^3/\text{h}$.

- The size and distribution of the water droplets that this equipment is capable of producing has been determined, resulting in a Sauter mean diameter $D_{3,2} = 13.2 \mu\text{m}$.
- It has been identified that in the range of $r_w = 1.4 \times 10^{-3}$ to 2.3×10^{-3} there is a better distribution of the water mist throughout the control section and a more homogeneous and effective evaporative cooling process.
- The water atomization capacity of the system has been measured by a gravimetric method and the range of water flow rates that the system can produce is between 0.11×10^{-3} and $0.52 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$.
- A maximum direct evaporative cooling efficiency $\epsilon_{\text{DEC}} = 83.7\%$ is obtained for a water-to-air ratio $r_w = 0.35 \times 10^{-3}$ and air flow rate $630 \text{ m}^3/\text{h}$.

From the findings of this study, it is concluded that an ultrasonic mist generator is a promising alternative to conventional evaporative cooling systems based on cooling pads. This system can be used to pre-cool the incoming air flow in a condenser with the following advantages: there is no pressure loss in the air flow; no maintenance and cleaning or replacement of the evaporative pads is required; hydraulic circuit is simpler, no water recirculation is required and the water tank is significantly smaller; no accumulation of salts and other substances in the tank or in the cooling pads.

There are a number of issues that still need to be addressed in further research. In the future, we plan to optimize the design of the ultrasonic mist generation system from an energy perspective (minimizing electrical consumption and maximizing cooling capacity) along with minimizing the impact of droplets on the condenser heat exchanger. Another issue that has to be solved in the evaporative pre-cooling process is the difficulty of achieving homogeneous cooling in the whole air stream. It is therefore important to investigate other methods of water mist spraying. A possible extension of the research is to carry out a CFD based numerical simulation of the evaporative cooling phenomenon, to explore different geometries and operating conditions in order to enhance the pre-cooling process. Another area of interest is the energy and exergy efficiency analysis of the generation and use of water mist, with the objective of optimizing the use of ultrasound technology and even exploring other applications in the field of air conditioning.

Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper. The funders had no role in the design of the study; in the collection, analyses, or interpretation of data; in the writing of the manuscript, or in the decision to publish the results.

Acknowledgements

This research is funded by FEDER/Ministerio de Ciencia e Innovación – Agencia Estatal de Investigación, Spain through Spanish research projects ENE2017-83729-C3-1-R and ENE2017-83729-C3-3-R, supplied by FEDER funds.

The authors wish to acknowledge the collaboration of E. Sánchez and recognize his amazing work as a lab technician. Anonymous reviewers have provided insightful comments that have helped improving the manuscript.

References

- [1] P. Martínez, J. Ruiz, C. Cutillas, P. Martínez, A. Kaiser, M. Lucas, Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser, *Appl. Therm. Eng.* 105 (2016) 1041–1050, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067>.
- [2] M. Mehrabi, D. Yuill, Generalized effects of faults on normalized performance variables of air conditioners and heat pumps, *Int. J. Refrig.* 85 (2018) 409–430, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.017>.
- [3] F. Yu, W. Ho, K. Chan, R. Sit, Theoretical and experimental analyses of mist precooling for an air-cooled chiller, *Appl. Therm. Eng.* 130 (2018) 112–119, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.046>.
- [4] 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*, in: Woodhead Publishing Series in Energy, Woodhead Publishing, 2017, pp. 179–212, <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-100516-3.00009-5>.
- [5] Y. Yao, Research and applications of ultrasound in HVAC field: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 58 (2016) 52–68, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.222>.
- [6] J. Nie, S. Yuan, L. Fang, Q. Zhang, D. Li, Experimental study on an innovative enthalpy recovery technology based on indirect flash evaporative cooling, *Appl. Therm. Eng.* 129 (2018) 22–30, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.139>.
- [7] B. Arun, V. Mariappan, Experimental study of an ultrasonic regenerative evaporative cooler for a desiccant cooling system, *Buil. Serv. Eng. Res. Technol.* 40 (2) (2019) 151–175, <http://dx.doi.org/10.1177/0143624418810934>.
- [8] Y. Yao, Y. Pan, S. Liu, Power ultrasound and its applications: A state-of-the-art review, *Ultrason. Sonochem.* 62 (2020) 104722, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ultrasonch.2019.104722>.
- [9] J. Ruiz, *Experimental Characterization and Modelling of the Binomial Distribution System-Drift Eliminator in Cooling Towers* (Ph.D. thesis), Technical University of Cartagena, 2014.
- [10] 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, *Appl. Therm. Eng.* 138 (2018) 675–685, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.065>.
- [11] J. Ruiz, C. Cutillas, A. Kaiser, B. Zamora, H. Sadafi, M. Lucas, Experimental study on pressure loss and collection efficiency of drift eliminators, *Appl. Therm. Eng.* 149 (2019) 94–104, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.023>.
- [12] UNE EN 13741 2004, UNE-EN 13741:2004 Thermal Performance Acceptance Testing of Mechanical Draught Series Wet Cooling Towers, Spanish Standardization, 2004.
- [13] B.N. Taylor, C.E. Kuyatt, Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, Technical Report, United States Department of Commerce Technology Administration, National Institute of Standards and Technology, 1994, <http://dx.doi.org/10.6028/NIST.tn.1297>.
- [14] 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, <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2012.12.014>.
- [15] A. Chaskopoulou, M.D. Latham, R.M. Pereira, P.G. Koehler, Droplet sampling of an oil-based and two water-based antievapaporant ultra-low volume insecticide formulations using teflon- and magnesium oxide-coated slides, *J. Am. Mosquito Control Assoc.* 29 (2) (2013) 173–176, <http://dx.doi.org/10.2987/12-6305r.1>.
- [16] K. Ramisetty, A. Pandit, P. Gogate, Investigations into ultrasound induced atomization, *Ultrasonics Sonochem.* 20 (2012) 254–264, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ultrasonch.2012.05.001>.
- [17] M. Muoz, S. Goutier, S. Foucaud, G. Mariaux, T. Poirier, Droplet size prediction in ultrasonic nebulization for non-oxide ceramic powder synthesis, *Ultrasonics* 84 (2018) 25–33, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ultras.2017.10.001>.
- [18] S. Kooij, A. Astefanei, G. Corthals, D. Bonn, Size distributions of droplets produced by ultrasonic nebulizers, *Sci. Rep.* 9 (2019) <http://dx.doi.org/10.1038/s41598-019-42599-8>.
- [19] H. Holterman, Kinetics and Evaporation of Water Drops in Air, in: *IMAG rapport, 2003-12, IMAG, 2003*.