

## DESARROLLO DE CANALES FABRICADOS CON MATERIALES FOAM PARA ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

Paula Conrat<sup>1\*</sup>, Francisco Comino<sup>2</sup>, Jesús Castillo-González<sup>3</sup>, Francisco J. Navas-Martos<sup>3</sup>  
y Manuel Ruiz de Adana<sup>1</sup>

1: Departamento de Química-Física y Termodinámica Aplicada, Escuela Politécnica Superior,  
Universidad de Córdoba, Campus de Rabanales, Antigua Carretera Nacional IV, km 396, 14071  
Córdoba, España.

e-mail: z12coesp@uco.es

2: Departamento de Mecánica, Escuela Politécnica Superior, Universidad de Córdoba, Campus de  
Rabanales, Antigua Carretera Nacional IV, km 396, 14071 Córdoba, España.

3: Centro Tecnológico del Plástico Andaltec, Calle Vilches 34, Ampliación Polígono Cañada de la  
Fuente, 23600 Martos Jaén, Spain.

**Resumen:** *El objetivo principal de este trabajo fue evaluar el potencial de enfriamiento evaporativo de un canal de aire fabricado con materiales foam mediante técnicas de fabricación aditiva. Este canal, tiene el mismo comportamiento energético que el de un módulo de enfriamiento evaporativo directo (DEC) o los canales húmedos de un módulo de enfriamiento evaporativo indirecto (IEC). El canal fue fabricado mediante un filamento compuesto por ácido poliláctico (PLA) y un agente químico de soplado, el cual permite generar porosidad. La técnica de fabricación aditiva usada fue Fabricación por Filamento Fundido (FFF). Diversos ensayos experimentales fueron realizados para el canal bajo condiciones de laboratorio, con diferentes velocidades ( $V_1 = 4,2$  m/s,  $V_2 = 9,4$  m/s,  $V_3 = 14,6$  m/s,  $V_4 = 19,8$  m/s), y altos valores de temperatura de bulbo seco (40 °C). Los resultados experimentales mostraron alta capacidad de enfriamiento, con reducciones de temperatura de aire entrada-salida de hasta 23,6 °C y una eficiencia de bulbo húmedo hasta 0,86.*

**Palabras clave:** Enfriamiento evaporativo, intercambio de calor y masa, materiales porosos, fabricación aditiva.

## 30 1. NOMENCLATURA

h	entalpía [kJ/kg]
$\dot{Q}$	potencia [kW]
T	temperatura [°C]
$\dot{m}$	flujo másico [kg/s]
P	presión [Pa]
t	tiempo [min]
V	velocidad de paso de aire [m/s]

### *Subíndices*

aire	aire
aux	auxiliar
e	entrada
m	mínima
r	rocío
re	rocío de entrada
rs	rocío de salida
s	salida

### *Acrónimos*

AF	acondicionador de flujo
CA	canal de aire
CBA	agente químico soplador
FFF	fabricación por filamento fundido
HVAC	calefacción, ventilación y aire acondicionado
IEC	enfriamiento evaporativo indirecto
PLA	ácido poliláctico
TP	tubo de pitot
UTA	unidad de tratamiento de aire

31

## 32 2. INTRODUCCIÓN

33 Los sistemas de refrigeración, después de los vehículos eléctricos constituyen la mayor contribución al  
34 aumento global de la demanda mundial de electricidad [1]. La mayoría de los equipos de calefacción,  
35 ventilación y aire acondicionado (HVAC) se basan en ciclos de compresión de vapor convencionales, los  
36 cuales necesitan una alta demanda energética [2]. Se prevé que para 2050 la demanda se triplique debido al  
37 incremento de las temperaturas medias a causa del cambio climático y el crecimiento económico y  
38 demográfico, entre otras [3]. Por ello, se están desarrollando nuevas tecnologías de refrigeración, los sistemas  
39 evaporativos (EC) que pueden reducir la demanda energética y contribuir a la descarbonización de los sistemas  
40 de refrigeración en edificios [4]. Algunos trabajos previos estudiaron viabilidad de esta tecnología, por  
41 ejemplo, se comparó las prestaciones de un sistema de Enfriamiento Evaporativo Indirecto (IEC) de aluminio  
42 con otro sistema IEC de flujo cruzado fabricado con PET y celulosa, dando como resultado un coeficiente de  
43 transferencia de calor de la superficie húmeda y seca mayor para el segundo de ellos [5]. Otra investigación se  
44 llevó a cabo con el objetivo de controlar el aumento de temperatura de los módulos fotovoltaicos, para ello

45 desarrollaron una técnica de enfriamiento evaporativo pasivo mediante sustrato de cobre y arcilla [6]. El  
46 objetivo de este trabajo fue evaluar el comportamiento energético mediante la capacidad de enfriamiento  
47 evaporativo de un canal húmedo de paso de aire fabricado con materiales foam, que podría simular el  
48 tratamiento de aire de una unidad de Enfriamiento Evaporativo Indirecto.

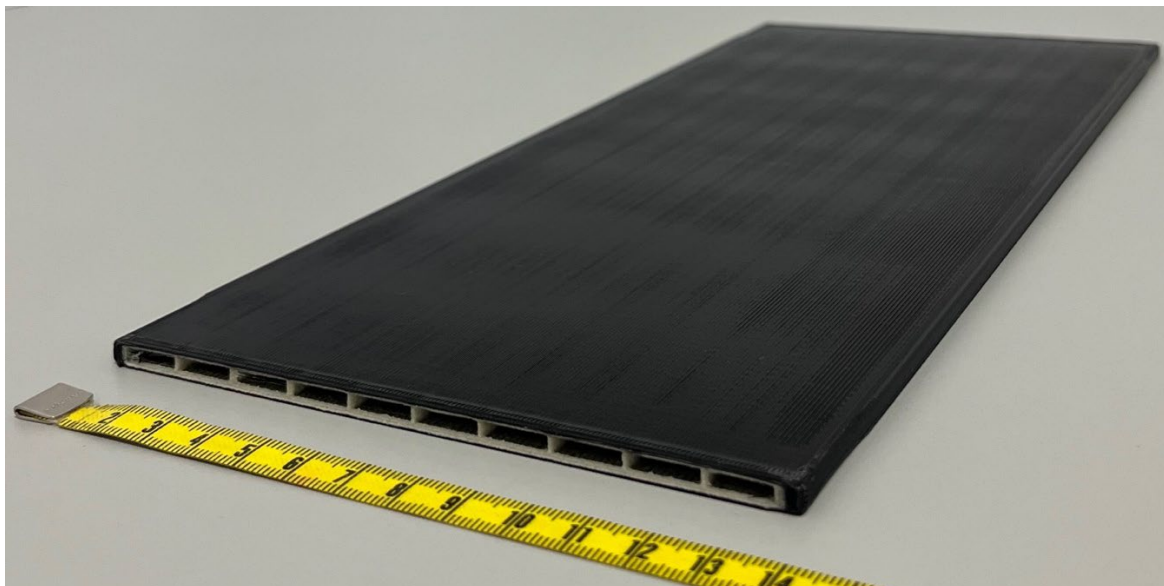
### 49 3. METODOLOGÍA

#### 50 3.1. Fabricación del material foam

51 Un material de espuma fue suministrado por la empresa Filamania KFT (Hungria), estaba compuesto de PLA  
52 y un agente químico soplador (CBA) que se utilizó para crear una estructura porosa. Mediante la tecnología  
53 de fabricación aditiva Fabricación por Filamento Fundido (FFF) se establecieron los siguientes parámetros de  
54 fabricación: (a) Ancho de línea 0,4 mm; (b) Altura de capa 0,2 mm; (c) Flujo 50 %; (d) Velocidad 40 mm/s.  
55 Lo que dio como resultado un material con una porosidad de 1,17 m<sup>2</sup>/g.

#### 56 3.2. Fabricación del canal

57 Se fabricó un canal de paso de aire a partir del material foam, encargado de retener el agua y recubierto por  
58 PLA, material hidrofóbico, con el fin de evaluar el potencial de enfriamiento evaporativo. En la Figura 1 se  
59 muestra el canal fabricado, tiene unas dimensiones de 310 mm de largo, 136 mm de ancho y 4,5 mm de espesor.  
60 Tiene diez divisiones en su interior por donde pasa el aire de 2,5x12,9 mm cada una, lo que resulta en una  
61 sección libre de paso de aire total de 322,5 mm<sup>2</sup>.



62  
63  
64  
Figura 1. Canal fabricado.

#### 65 3.3. Configuración experimental

66 El montaje experimental se realizó en el laboratorio de Climatización de la Universidad de Córdoba. A partir  
67 de una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) se podía variar la temperatura, la humedad y el caudal de aire,  
68 para fijar las condiciones de entrada deseadas (una temperatura de bulbo seco de 40 °C y una temperatura de  
69 rocío de 10,5 °C). Para la medida de las variables, la planta contaba con sensores de temperatura de bulbo seco  
70 (T), temperatura de rocío (T<sub>r</sub>) y diferencia de presión ( $\Delta P$ ). La ubicación de estos sensores se muestra en la  
71 Figura 2 y las características de éstos se muestran en la Tabla 1.

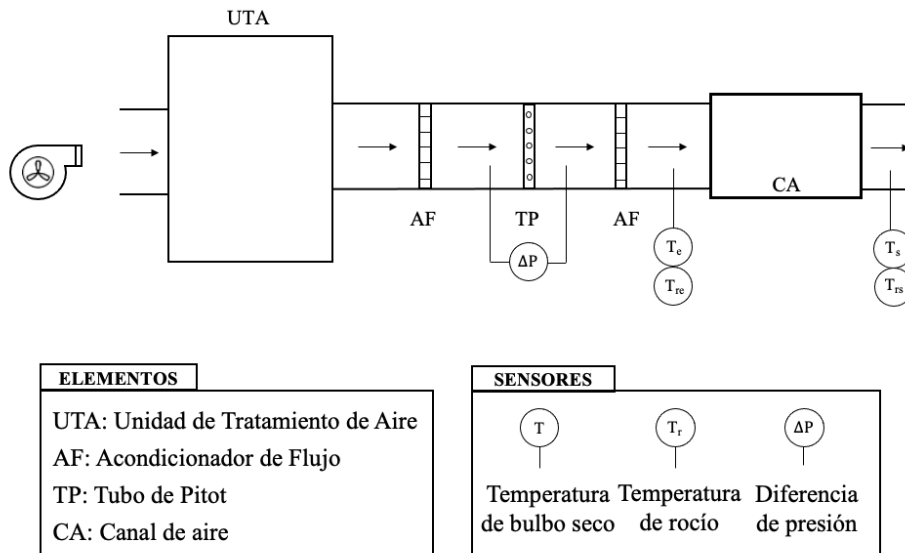


Figura 2. Esquema de la planta experimental.

Tabla 1. Características de los sensores de medida.

Variable	Tipo de sensor	Precisión
T	Termopar tipo T	± 0.5 °C
T <sub>r</sub>	Espejo frío	± 0.15 °C
ΔP	Transmisor de presión diferencial	± 5 %

El procedimiento de ensayo comenzaba cuando se sumerge el canal en agua durante 30 minutos, en paralelo en la planta experimental, se ajustaban las condiciones de entrada hasta que fueran las deseadas ( $T_e = 40\text{ °C}$  y  $T_{re} = 10,5\text{ °C}$ ) y se mantuvieran constantes. Una vez pasados los 30 minutos, se eliminaba exceso de agua del canal y se conectaba al montaje experimental. Finalmente se registraban los valores de entrada y salida en el sistema de registro de datos durante 30 minutos, con una frecuencia de medida de 3 segundos. Se ensayó un canal a cuatro velocidades:  $V_1 = 4,2\text{ m/s}$ ,  $V_2 = 9,4\text{ m/s}$ ,  $V_3 = 14,6\text{ m/s}$ ,  $V_4 = 19,8\text{ m/s}$ .

Para evaluar el comportamiento de los canales se obtuvieron los siguientes parámetros:

- **Potencia sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ):** Se calcula como el flujo másico de aire ( $\dot{m}_{aire}$ ), que se obtiene con el cociente de la densidad del aire y el caudal volumétrico, por la diferencia de entalpías auxiliar y entrada ( $h_{aux} - h_e$ ). El estado auxiliar es el que tiene la misma temperatura de bulbo seco que la entrada y la misma humedad absoluta que la salida. La entrada tiene las condiciones mencionadas anteriormente.

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_{aire} \cdot (h_{aux} - h_e) \quad (1)$$

- **Potencia latente ( $\dot{Q}_l$ ):** Se calcula como el flujo másico de aire ( $\dot{m}_{aire}$ ), por la diferencia de entalpías de salida y auxiliar ( $h_s - h_{aux}$ ). Para la salida se va a tomar el valor en el instante de ensayo en el que la temperatura de bulbo seco de salida es mínima.

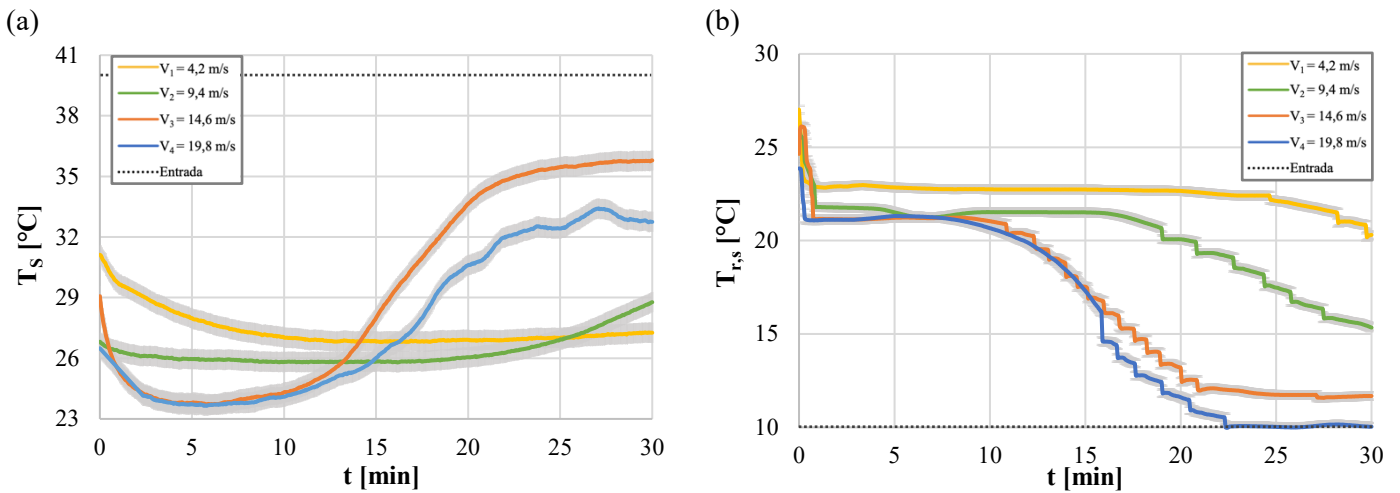
$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{aire} \cdot (h_s - h_{aux}) \quad (2)$$

## 4. RESULTADOS

### 4.1. Análisis de la temperatura de bulbo seco y rocío de salida

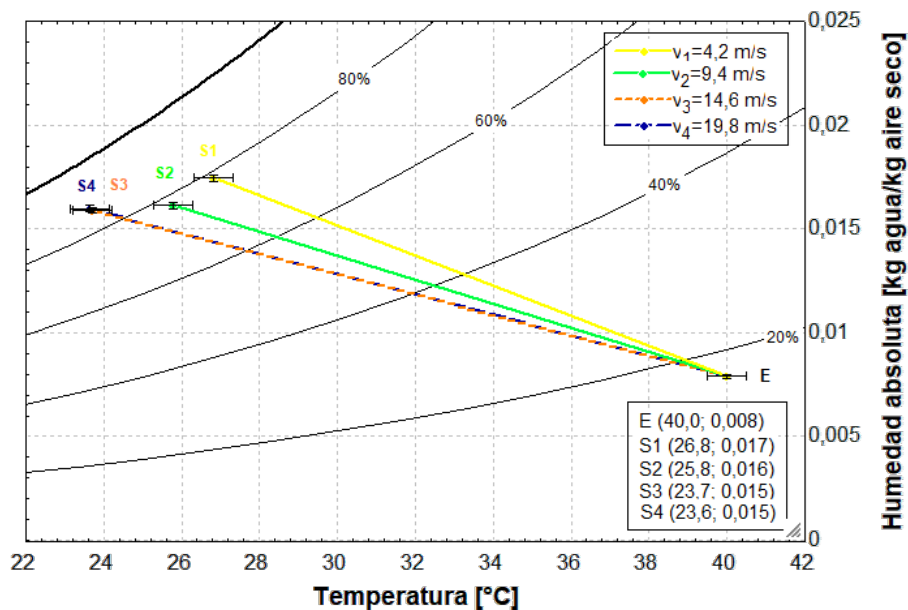
En la Figura 3 se muestran las condiciones de salida para los cuatro valores de velocidad de paso de aire. En la Figura 3 (a) se observa como la temperatura de bulbo seco de salida al comienzo de cada ensayo va disminuyendo hasta alcanzar el valor mínimo para cada velocidad de paso de aire, esto se debe al enfriamiento

99 producido por el agua retenida en cada canal. Posteriormente la temperatura va aumentando hasta estabilizarse,  
 100 que coincide con el secado del canal, como se puede observar para  $V_3$  y  $V_4$ . En el caso de  $V_1$  y  $V_2$  al finalizar  
 101 el ensayo el canal continúa mojado. La temperatura de salida en ningún caso se igualó con la de entrada, esto  
 102 se debe a la transferencia de calor sensible entre las paredes del canal y el flujo de aire. Se espera que la  
 103 temperatura de salida se iguale a la de entrada tras un mayor periodo de tiempo. La Figura 3 (b) muestra la  
 104 temperatura de rocío de salida, inicialmente para todos los casos este valor aumenta debido al agua contenida  
 105 en el canal, que produce la humidificación de la corriente de aire. Después disminuye, se mantiene constante,  
 106 finalmente, va disminuyendo hasta que alcanza la temperatura de entrada de rocío, momento en el que pierde  
 107 el efecto evaporativo y que se produce el secado. A medida que aumenta la velocidad del aire de entrada, el  
 108 secado del canal se produce antes y en el caso de  $V_1$  y  $V_2$  el canal permanece húmedo al final del ensayo.  
 109



110 Figura 3. (a) Temperatura de salida de aire ( $T_s$ ), (b) Temperatura de rocío de salida de aire ( $T_{r,s}$ )

111 En la Figura 4 se muestra un diagrama psicrométrico donde aparecen los valores de entrada y salida para cada  
 112 velocidad de paso de aire estudiada. Los valores de entrada son las condiciones fijadas inicialmente ( $T_e = 40$   
 113 °C y  $T_{re} = 10,5$  °C) y los de salida se tomaron en el instante en el que la temperatura de bulbo seco es mínima  
 114 para cada caso ( $T_s = T_{s,min}$ ), ya que ese valor nos interesa mantenerlo de forma continua si el funcionamiento  
 115 del canal fuese estacionario. Se observa que cuanto mayor es la velocidad del aire, menor es la temperatura de  
 116 bulbo seco mínima que puede alcanzar el canal.

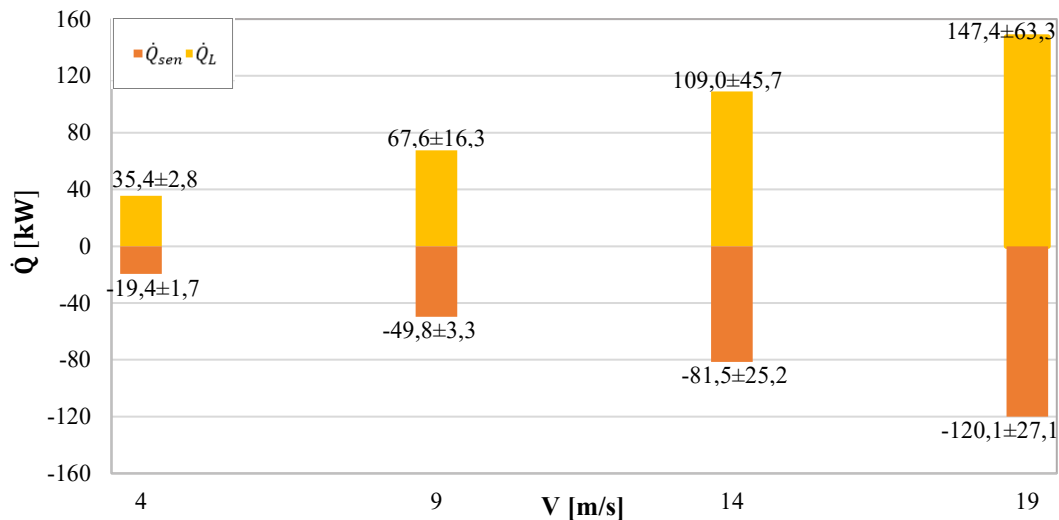


117  
 118 Figura 4. Diagrama psicrométrico para las cuatro velocidades de paso de aire estudiadas.

119

## 120 4.2. Análisis de la potencia sensible y latente

121 En la Figura 5 se muestran los valores obtenidos de potencia sensible y latente para el mismo caso anterior,  
122 cuando la temperatura de salida de aire es mínima para cada velocidad de paso. La potencia sensible está  
123 relacionada con la capacidad de enfriamiento y la potencia latente con la capacidad del aire de evaporar el  
124 agua. La potencia sensible es máxima para ese instante, ya que cuando se alcanza la temperatura mínima, se  
125 necesita la mayor potencia para enfriar el aire. Se observa que cuanto mayor es la velocidad de paso de aire  
126 mayor es la potencia sensible y latente, lo que se traduce como una mayor capacidad de enfriamiento del canal.



127  
128 Figura 5. Resultados de potencia sensible y latente para las cuatro velocidades estudiadas.

## 129 5. CONCLUSIÓN

130 Se concluyó que la variación de las velocidades de paso de aire influye en el comportamiento energético del  
131 canal. Cuanto mayor es la velocidad, menor es la temperatura de bulbo seco de salida que se puede alcanzar y  
132 mayor la potencia sensible y latente obtenida. Siendo la velocidad  $V_4$  con la que más se consigue enfriar el aire  
133 de salida y la que produce un mayor efecto de enfriamiento evaporativo. Para futuros trabajos se pretende  
134 estudiar la caída de presión en el canal.

## 135 6. AGRADECIMIENTOS

136 Los autores agradecen la financiación recibida en el proyecto DCOOL, referencia TED2021-129648B-I00,  
137 financiado por la Unión Europea con fondos NextGenerationEU Plan de Recuperación, Transformación y  
138 Resiliencia y por MCIN/AEI/10.13039/501100011033. También agradecen la financiación recibida de la UE  
139 al proyecto WEDISTRICK, H2020-WIDESPREAD2018-03-857801 dentro del programa Horizonte 2020.

## 140 7. REFERENCIAS

- 141 [1] I. - International Energy Agency, World Energy Outlook 2023, 2023. [www.iea.org/terms](http://www.iea.org/terms).
- 142 [2] Z. Zhang, J. Wang, X. Feng, L. Chang, Y. Chen, X. Wang, The solutions to electric vehicle air  
143 conditioning systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews 91 (2018) 443–463.  
144 <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.005>.
- 145 [3] I. - International Energy Agency, The Future of Cooling Opportunities for energy-efficient air  
146 conditioning Together Secure Sustainable, 2018. [www.iea.org/t&c/](http://www.iea.org/t&c/).
- 147 [4] Y. Wang, X. Huang, L. Li, Comparative study of the cross-flow heat and mass exchangers for indirect  
148 evaporative cooling using numerical methods, Energies (Basel) 11 (2018).  
149 <https://doi.org/10.3390/en11123374>.
- 150 [5] N.H. Kim, Performance of an indirect evaporative cooler (IEC) made of PET/cellulose composite sheet  
151 as wetting media, Appl Therm Eng 186 (2021). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116492>.
- 152 [6] A.H. Alami, Effects of evaporative cooling on efficiency of photovoltaic modules, Energy Convers  
153 Manag 77 (2014) 668–679. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.019>.