

CARACTERIZACIÓN DE UN RECUPERADOR ENTÁLPICO DE PLACAS DE FLUJO CRUZADO

Eloy Velasco Gómez^{1,3}, Ana Tejero González^{1,3}, Manuel Andrés Chicote¹, Julio F. San José Alonso^{1,3}, Fco. Javier Rey Martínez^{1,3}, Javier M^a Rey Hernández^{2,3} y Asmae Boubkari¹

1: GIR de Termotecnia, Escuela de Ingenierías Industriales Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce nº 59, 47011, Valladolid, España; 2: Escuela Politécnica Superior, Universidad Europea Miguel de Cervantes, C. del Padre Julio Chevalier, 2, 47012 Valladolid; 3: Instituto de Tecnologías Avanzadas de la Producción. Universidad de Valladolid

Eloy Velasco Gómez
eloy@eii.uva.es

.....

Resumen: Mantener una ventilación adecuada precisa recuperar la energía contenida en el aire expulsado para evitar un consumo excesivo de energía. Utilizar recuperadores entálpicos permite recuperar calor (energía sensible) y humedad (energía latente) y su caracterización se basa en medir eficiencias de recuperación. Sin embargo, no se tiene en cuenta el riesgo de recirculación del aire procedente del local hacia la corriente de ventilación, que provoca la contaminación cruzada de corrientes, siendo especialmente crítico en el caso del SARS CoV2, ya que puede provocar una dispersión que incrementará el número de contagios. El trabajo presenta los resultados experimentales de la caracterización de un recuperador entálpico de placas en flujo cruzado. donde se han medido la temperatura, humedad relativa y concentración de CO₂ de las corrientes que circulan por el mismo, utilizando Data Loggers de la marca testo con un intervalo de medida de 10 segundos.

Palabras clave: Recuperador entálpico, eficacia de recuperación, by-pass de flujo de aire, CO₂ como gas trazador, reducción de consumo energético.

1. INTRODUCCIÓN

Un recuperador de energía es un dispositivo que permite la reutilización del calor residual de un sistema y cuyo objetivo final es alcanzar la eficiencia máxima de la instalación. La recuperación de calor más importante en climatización consiste en la reutilización del calor residual contenido en el aire viciado expulsado al exterior, siendo un medio ya acreditado para educir el consumo de energía, el impacto ambiental y los costes energéticos [1].

Un recuperador entálpico construido con placas corrugadas permeables al vapor de agua permite recuperar calor sensible asociado a la diferencia de temperaturas y latente consecuencia del intercambio de humedad entre las corrientes. La figura 1 muestra un esquema de este tipo de equipos, con la nomenclatura utilizada para denominar las corrientes de aire que intervienen. Sin embargo, hay que tener especial cuidado en que se minimice la recirculación del aire procedente del local (RA) a la corriente de aire de ventilación (SA). Utilizando los criterios de eficiencia de recuperación [2], definida como indica la ecuación 1:

$$\varepsilon = \frac{P_{OA} - P_{SA}}{P_{OA} - P_{RA}} \quad (1)$$

Donde P es la propiedad de referencia utilizada para medir la eficiencia; por ejemplo, si es la eficiencia térmica, P sería la temperatura de las corrientes de aire.

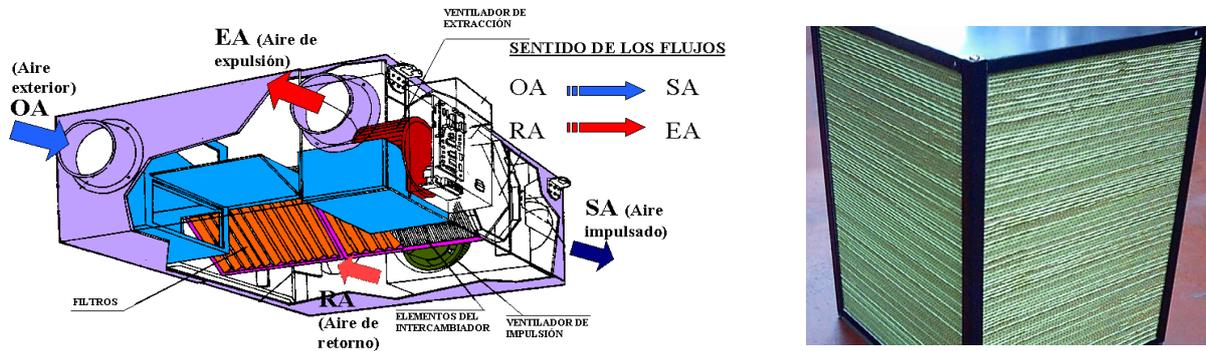


Figura 1. Esquema de operación del recuperador entálpico (izquierda) y conjunto de placas permeables al vapor de agua (derecha).

El análisis de la expresión de la eficiencia muestra que, si todo el aire RA se recircula a la corriente SA y el de OA se elimina por EA, aunque la eficiencia de recuperación medida sería del 100 %, no se conseguiría ventilar el edificio y no se recuperaría la energía del aire expulsado, por lo que es muy importante determinar la capacidad de recirculación de ese aire considerado como viciado. Otro efecto que puede aparecer además de la recirculación, es la posible mezcla de las corrientes de las corrientes de aire, lo que también afectaría en la eficiencia. Para evitar estos efectos siempre se mantienen unas diferencias de presión entre las corrientes de aire, aconsejando que la presión de la corriente de aire limpio (OA y SA) sea superior que la del aire viciado (RA y EA), provocando que el paso del aire sea preferentemente del aire de ventilación al aire de expulsión.

A pesar de todas estas condiciones de operación, durante el periodo de pandemia mundial las instalaciones de climatización se han visto muy afectadas en su manera de operación [3], incrementando los caudales de aire de ventilación con el objetivo de diluir la concentración del virus en el ambiente interior [4] o en el caso de muchos de los sistemas de recuperación [5,6], particularmente los que presentan mayor riesgo de que haya recirculación de aire contaminado y ser una fuente de diseminación del SAR CoV 2, se han parado. El efecto global de ambas medidas, el incremento del caudal de aire de ventilación y la imposibilidad de recuperar energía con los recuperadores existentes, han provocado un incremento en el consumo de energía en estas instalaciones, en muchas ocasiones además sin alcanzar las condiciones de confort necesarias en los locales acondicionados.

2. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Se ha caracterizado un recuperador de calor entálpico comercial de Daikin modelo VAM 800AV1, conectado a dos Unidades de Tratamiento de Aire (UTA) de laboratorio P.A. Hilton Ltd. Serie A573, utilizando cuatro placas orificio para la medida de caudal de los flujos de aire, cuatro *data loggers* para la medida de temperatura y humedad relativa marca Testo modelo 175H1, además de cuatro sondas de medida de la concentración de CO₂ una de ellas modelo 160 IAQ, calibrada con punto fijo de 5000 ppm y otras tres sondas del modelo 0632-1240. En cada conexión del recuperador se ha situado una placa orificio, un *data logger* para medir la temperatura y la humedad relativa y una sonda de medida de la concentración de CO₂.

Para incrementar la concentración de CO₂ en la corriente de aire procedente del local, se han utilizado velas como sistema de generación de dióxido de carbono. En la figura 2 se muestran diferentes fotografías del equipo experimental, de las sondas utilizadas y de la disposición de las mismas.

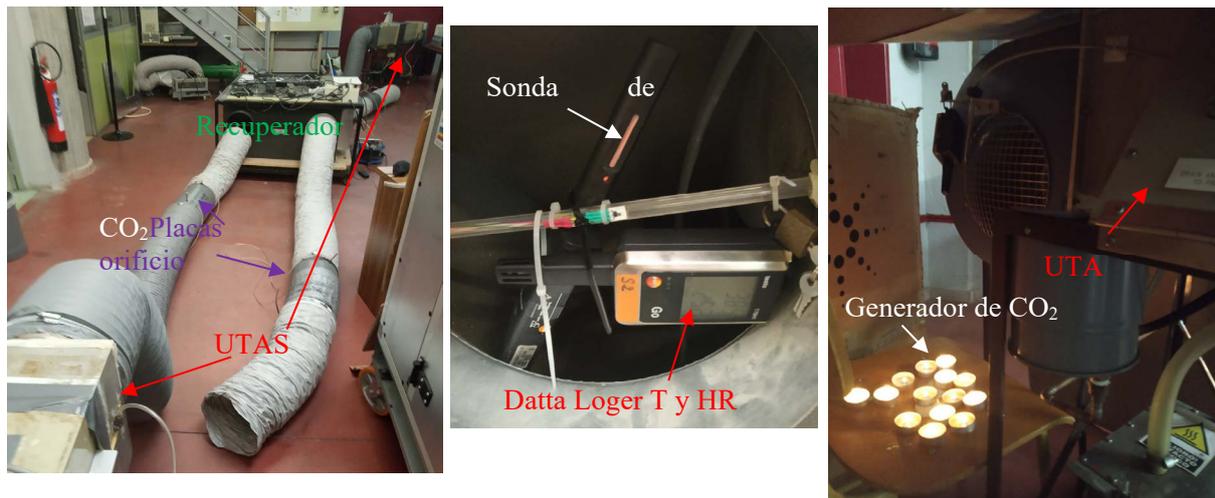


Figura 2. Dispositivo experimental del recuperador entálpico, con dos UTA y placas orificio (izquierda), colocación de sondas de temperatura, humedad y concentración de CO₂ (centro) y sistema de generación de CO₂ en la UTA que simula la corriente del aire del local (derecha).

El dispositivo experimental es capaz de aportar 800 m³/h y dispone de tres posiciones de modificación del caudal de los ventiladores que se encuentran del aire de impulsión (SA) y de expulsión (EA). Los *data logger* de 151H1 de Testo se han calibrado con un horno de la marca FLUKE para calibrar las temperaturas y con un sistema de calibración de humedad de la marca Vaisala mediante soluciones saturadas a 20 °C con los siguientes puntos de calibración 97,6 % - K₂SO₄ / 75,5 % - NaCl, 33,1 % - MgCl₂ y 11,3 - LiCl. Las sondas de CO₂ que no disponen de certificado de calibración, se han calibrado por intercomparación con la de referencia en un ambiente sometido a variaciones de la concentración de CO₂.

Dado que los ensayos se han realizado en el ambiente interior de un laboratorio, las modificaciones de temperatura y humedad de las corrientes de aire exterior (OA) y de retorno del local (RA) se realizan en dos UTAs de laboratorio. Para modificar la concentración de CO₂ del aire de la corriente de retorno, se utilizan velas como sistema de generación de CO₂, que se colocan en la entrada del ventilador de la UTA que simula las condiciones del aire de retorno del local (aire viciado). Las condiciones del aire exterior analizadas son con temperatura superior a la del retorno (modo calor) e inferior (modo frío), siempre utilizando las máximas diferencias de temperatura que las UTAs pueden proporcionar entre las dos corrientes que circulan por el recuperador.

3. RESULTADOS OBTENIDOS E INTERPRETACIÓN

Aunque los ventiladores con los que está equipado el recuperador pueden proporcionar hasta 800 m³/h de aire, debido a las pérdidas de carga de las dos UTAs y de las placas orificio colocadas en las cuatro tomas, los caudales que se han medido son prácticamente constantes de aproximadamente 300 m³/h para todos los ensayos e independientes de la posición del caudal alto, medio o bajo de los ventiladores, con unas diferencias entre flujos inferiores a la precisión con las que se puede medir el caudal de aire con las placas orificio calibradas y proporcionando unos flujos máxicos de aire similares también para las corrientes (OA, RA, SA y EA).

En las gráficas de la figura 3 se presentan las evoluciones de temperatura y humedad relativa para un ensayo en modo calor y otro en modo frío.

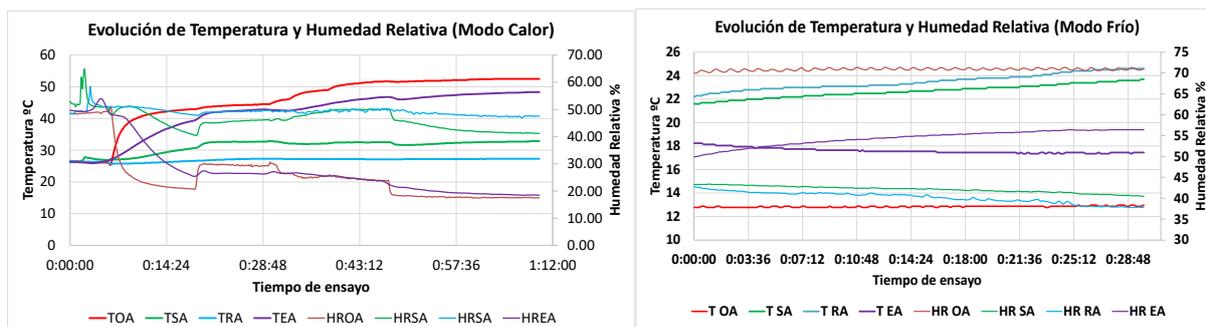


Figura 3. Evolución de la temperatura y la humedad relativa de las corrientes de aire que circulan por el recuperador entálpico de papel, en modo calor y modo frío.

A partir de los valores experimentales y considerando que los flujos máxicos de las corrientes de aire son prácticamente constantes, con las evoluciones de temperatura (T) y calculando la humedad específica (w) y entalpía específica (i) de las corrientes, se han determinado las eficiencias sensibles (ϵ_s), latentes (ϵ_L) y totales (ϵ_T) a partir de las expresiones:

$$\epsilon_s = \frac{T_{OA} - T_{SA}}{T_{OA} - T_{RA}} \quad \epsilon_L = \frac{w_{OA} - w_{SA}}{w_{OA} - w_{RA}} \quad \epsilon_T = \frac{i_{OA} - i_{SA}}{i_{OA} - i_{RA}} \quad (2)$$

En las gráficas de la figura 4 se muestran las gráficas de un ensayo en modo calor con las evoluciones de humedad específica y de entalpía específica para un ensayo en modo calor.

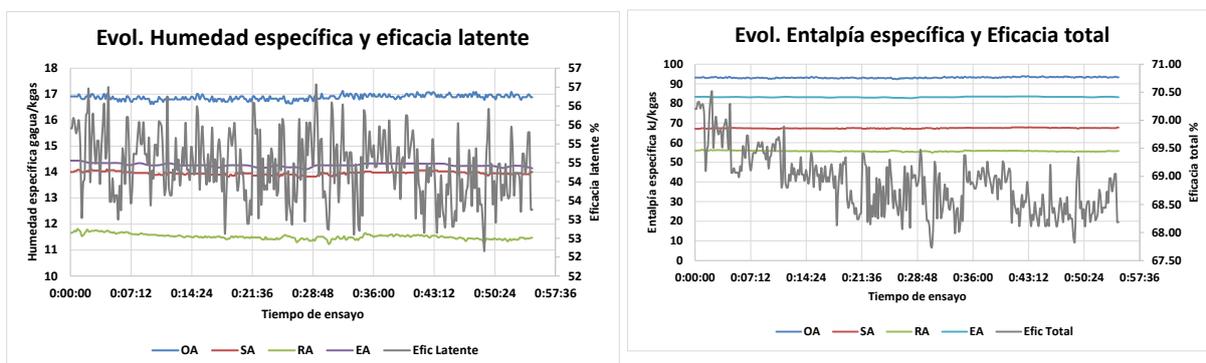


Figura 4. Evolución de la humedad específica y eficiencia latente (izquierda) y de la entalpía específica y eficiencia total (derecha), en un ensayo en modo calor.

En la tabla 1 se presentan los resultados de todos los ensayos, tanto para modo calor como frío.

Tabla 1. Valores de las eficiencias obtenidas para los diferentes ensayos realizados

Caudales		Eficiencias Modo Calor			Eficiencias Modo Frío		
Impulsión	Expulsión	Sensible	Latente	Total	Sensible	Latente	Total
Baja	Baja	78.6	51.0	66.5	92.4	90.9	93.2
Baja	Media	76.8	54.4	68.9	93.7	99.9	95.8
Baja	Alta	75.4	53.9	67.8	89.2	99.7	92.8
Media	Baja	77.5	55.5	70.1	93.5	100.0	96.3
Media	Media	76.8	55.6	70.2	93.6	100.0	96.7

Media	Alta	75.3	54.5	68.8	93.9	100.0	96.1
Alta	Baja	77.1	56.8	70.9	93.6	100.0	96.2
Alta	Media	76.0	54.1	68.6	93.5	100.0	95.7
Alta	Alta	74.0	51.9	66.4	93.5	100.0	95.9
	Promedio	76.4	54.2	68.7	93.0	98.9	95.4
	Desv. Estand.	1.3	1.7	1.5	1.4	2.8	1.3

Para determinar la posible recirculación y a partir de un balance de masas al CO_2 , considerando que la modificación de concentración solo se produce por mezcla de corrientes, se puede determinar la fracción de aire impulsado (SA) que procede del aire de retorno (RA) y la fracción de aire expulsado (EA) que procede del aire exterior (OA). Las ecuaciones utilizadas para determinar el porcentaje de recirculación son:

$$\% \text{ de RA que hay en SA} = \frac{C_{SA} - C_{OA}}{C_{RA} - C_{OA}} \text{ y } \% \text{ de OA que hay en EA} = \frac{C_{EA} - C_{RA}}{C_{OA} - C_{RA}} \quad (3)$$

En la figura 5 se muestran los resultados de la evolución de la concentración de CO_2 y las fracciones de aire procedentes de las corrientes de entrada en las corrientes de salida, posiblemente ocasionadas por mezcla.

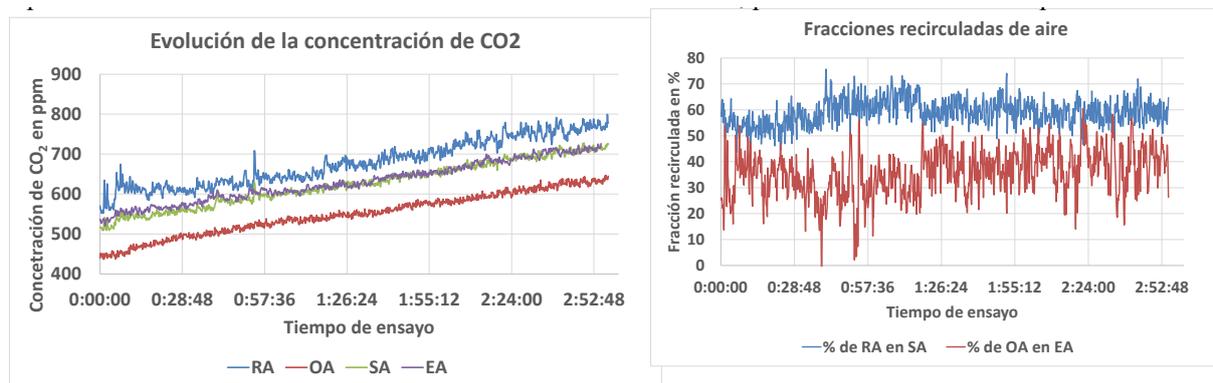


Figura 5. Evolución de la concentración de CO_2 en las corrientes de aire (izquierda) y estimación del porcentaje de aire recirculado entre el aire de retorno (RA) y el de impulsión (SA) y del by-pasado entre la corriente de aire exterior (OA) y el de expulsión (EA) (derecha).

Los valores promedio obtenidos de las fracciones de flujos representados en la figura anterior son del 59.0 % de RA en SA (desviación estándar 4,9 %) y del 35.8 (desviación estándar de 9.0) para la fracción de OA expulsada con EA. Para estas estimaciones se ha considerado que no hay variación de concentración de CO_2 por intercambio de masa a través de las placas del recuperador entálpico. Si se acepta que puede haber intercambio asociado a la diferencia de presiones de vapor del CO_2 entre los flujos de aire, como ocurre con la humedad, también podría producirse el intercambio de compuestos orgánicos volátiles (VOC's) contenidos en el aire viciado que se expulsa al exterior con el aire de ventilación. Para evitar los problemas de recirculación y By-pass se suele operar siempre con niveles de presión en la zona de del aire limpio de ventilación superiores a las del aire viciado, pero eso no siempre se consigue, pues depende de las pérdidas de carga que tengas en las corrientes de descarga, las posiciones de los ventiladores, etc. En la figura 6 se muestra ese efecto que se pretende evaluar y los valores medios de las presiones en mm de columna de agua medidos en los ensayos realizados para los caudales de ensayo, que como se ha indicado, permanecen prácticamente constantes.

P_{OA}	-10.1 mmcda		
P_{SA}	14.8 mmcda	$P_{OA}-P_{RA}$	1.2 mmcda
P_{RA}	-11.3 mmcda	$P_{SA}-P_{EA}$	1.1 mmcda
P_{EA}	13.7 mmcda		

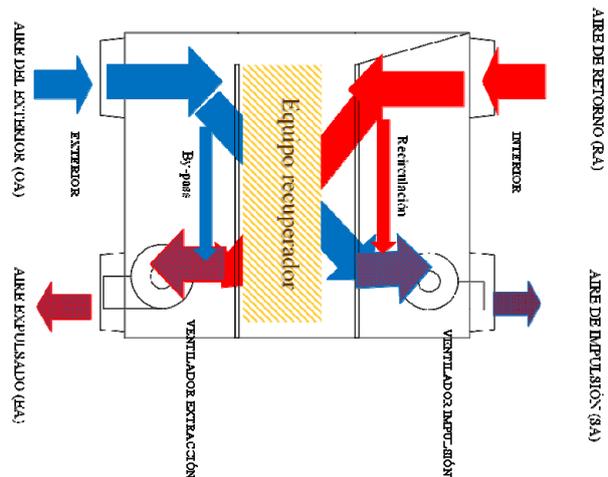


Figura 6. Valores de presión en las tomas del recuperador y esquema de los posibles flujos de recirculación y By- pass en el recuperador de calor.

Como se ha indicado, los caudales que circulan por el recuperador son inferiores a los de diseño, pero los niveles de presión medidos en las tomas del recuperador y las diferencias de presión entre corrientes, muestran que son acordes con los valores que tienen que tener para favorecer el paso del aire limpio hacia la zona del aire viciado, pero en el interior del recuperador pueden no mantenerse estas diferencias permitiendo el paso de flujo de aire viciado hacia la corriente de aire de impulsión.

Un análisis de los resultados de temperatura de la figura 3 muestra que el recuperador intercambia de manera muy eficiente calor sensible. En la tabla 1 se observa que el valor de eficiencia sensible es de 76,4 % para modo calor donde se presenta la mayor diferencia de temperaturas entre las corrientes de aire OA y RA, siendo del 93 % para el modo frío que al tener menor diferencia de temperaturas entre OA y RA, con menor flujo de calor intercambiado permite alcanzar mayor eficiencia, pero este análisis no permite saber si la eficiencia se debe al intercambio de calor o a la recirculación de la corriente RA hasta SA.

Los valores de la humedad específica, presentados en la figura 4 y para todos los ensayos en la tabla 1, se comprueba que las corrientes de salida del recuperador SA y EA poseen un valor muy próximo. Este efecto podría ser debido a una parte de mezcla de las corrientes o bien del intercambio de humedad a través de las paredes de las placas de cartón, atendiendo a los criterios de funcionamiento de este tipo de dispositivos. La eficiencia latente para modo calor alcanza el valor medio de 54,2 % y de 98,9 % en modo frío. El valor para modo calor es muy inferior al obtenido para la eficiencia sensible, mientras que en el modo frío las eficiencias siempre son muy superiores, pero no son representativas del proceso de recuperación, dado que las humedades específicas de las corrientes OA y RA son muy similares y no puede haber prácticamente intercambio de humedad. Los valores de entalpía específica son consecuencia de la combinación de los efectos del intercambio de calor y humedad analizados, proporcionando eficiencias intermedias a las de los valores de sensible y latente.

La concentración de CO_2 se utiliza como parámetro de control de caudal de ventilación, considerando que este gas es representativo de lo viciado que se encuentra el aire del interior de los locales. Como puede verse en la figura 5, las corrientes de salida del recuperador EA y SA, presentan valores a lo largo de toda la experimentación prácticamente coincidentes, similar a lo ocurrido con los resultados de humedad específica en modo calor de la figura 4, por lo que el efecto sería equivalente a haber mezclado las corrientes de ventilación (OA) y retorno (RA). El modo de operación del recuperador se justifica por el intercambio de CO_2 indeseado en las placas por las que circulan los flujos de aire, o bien debido a la no estanqueidad entre las zonas de paso de estas corrientes. Se produce una recirculación de RA a SA y un by-pass de OA a EA que mediante un balance de masas se ha estimado en el 60 % de RA a SA y del 35,8 de OA a EA.

El análisis de operación de recuperador en cuanto a recirculación y by-pasado de aire, debería ser verificado utilizando algún gas trazador que no exista en ambas corrientes de aire como ocurre con el CO₂, como por ejemplo mediante un analizador de compuestos volátiles (VOCs) si el aire viciado se está recirculando al exterior; mientras que, con un generador de aerosoles en la corriente RA, se podría analizar si por efecto de la mezcla pasan a la corriente de impulsión (SA), lo que posibilitaría la recirculación de agentes patógenos mediante el aire de ventilación (SA).

4. CONCLUSIONES

Como conclusiones del trabajo se pueden indicar las siguientes:

El equipo de recuperación entálpico de flujo cruzado construido con placas permeables al vapor de agua presenta eficiencias de recuperación sensible, latente y total elevadas, que dependen de la diferencia de temperatura y humedad específica entre las corrientes de aire y que permite reducir el consumo de energía utilizada en el acondicionamiento del aire de ventilación.

La expresión utilizada para definir la eficiencia, no permite distinguir si los valores alcanzados son consecuencia del calor y humedad específica intercambiados en el recuperador o son consecuencia de una indeseable mezcla entre las corrientes.

Como se indica en las recomendaciones de las autoridades sanitarias [5], es imprescindible inspeccionar aquellos recuperadores que, como el caso analizado en este trabajo, pueden permitir la recirculación del aire que debe ser expulsado de nuevo al interior de los edificios, lo que les convertiría en un sistema de dispersión de enfermedades. En el caso de que no se pueda asegurar que no hay recirculación, se recomienda apagar el equipo, aunque eso suponga un incremento en el consumo de energía asociada a la ventilación.

REFERENCIAS

- [1] Francisco Javier Rey Martínez, Julio Fco. San José Alonso Eloy Velasco Gómez y Mario Álvarez Guerra. DTIE 8.01 Recuperación de energía en sistemas de climatización. Atecyr. Madrid 1996.
- [2] Rey, Javier; Maillo, Agustín y Velasco, Eloy. Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización. IDAE – Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, 2012, Madrid.
- [3] Ashraf Mimi Elsaid, Hany A. Mohamed, Gamal B. Abdelaziz, M. Salem Ahmed. A critical review of heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) systems within the context of a global SARS-CoV-2 epidemic. Elsevier. Process Safety and Environmental Protection. 2021.
- [4] ATECYR. Las instalaciones de climatización, SARS CoV2 y la calidad del aire. ISBN 978-84-95010-71-1. Madrid 2020.
- [5] Ministerio de Sanidad y Ministerio de Transición Ecológica y Reto Demográfico. Recomendaciones de operación y mantenimiento de los sistemas de climatización y ventilación de edificios y locales para la prevención de la propagación del SARS-CoV-2. Madrid 2021. https://www.sanidad.gob.es/profesionales/saludPublica/ccayes/alertasActual/nCov/documentos/Recomendaciones_de_operacion_y_mantenimiento.pdf
- [6] FEDECAI. Guía de recomendaciones preventivas en calidad del aire interior, para edificios de pública concurrencia frente al coronavirus (SARS-CoV-2).