

## **MEDICIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO AIRE-AIRE PARA APLICACIONES TÉRMICAS**

**José E. Quiñonez<sup>1,2</sup>, Alejandro L. Hernández<sup>1,2</sup>, Andrés E. Díaz<sup>1,2</sup>, Gonzalo H. Ortiz<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, UNSa – CONICET)

<sup>2</sup>Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa), Av. Bolivia 5150, A4400FVY, Salta, Argentina.

Tel. 54-0387-4255579 – Fax 54-0387-4255489. e-mail: jeq1@hotmail.com

**RESUMEN:** En este trabajo se presenta un prototipo de intercambiador de calor aire-aire de flujo cruzado. El empaquetamiento del intercambiador de calor posee un volumen de 12,96dm<sup>3</sup> y un área de transferencia de calor de 3,06m<sup>2</sup>. Las mediciones fueron realizadas en diferentes condiciones de funcionamiento. Se obtuvieron efectividades de 37%, 50%, 64% y 74% y transferencias de calor de 300 W y 1 kW. Además, se presenta un modelo físico-matemático para predecir el comportamiento termoenergético. El modelo funciona a partir de los datos de temperatura de entrada del flujo caliente, frío, flujos máxicos y características constructivas del prototipo. El modelo fue validado con los datos medidos de temperaturas de salidas y comparando las efectividades. Se obtuvieron ajustes satisfactorios en todos los ensayos realizados.

**Palabras clave:** intercambiador de calor, tecnología, aplicación térmica.

### **INTRODUCCIÓN**

Dentro de la calidad ambiental se incluye la calidad del aire interior. La Organización Mundial de la Salud (OMS) reconoce que el aire de los espacios interiores puede llegar a estar de cinco a diez veces más contaminado que el aire exterior. Este hecho no puede obviarse porque la mala calidad del aire genera disconfort y efectos negativos sobre la salud de las personas que lo respiran. Una persona residente en un área urbana pasa entre 58% y 78% de su tiempo en un ambiente interior, los más susceptibles resultan ser los ancianos, niños y enfermos. La mala calidad del aire interior puede ser consecuencia de las malas decisiones tomadas en la etapa de diseño y de las medidas de ahorro de energía implementadas durante la refrigeración y calefacción del edificio. Existen diferentes factores que afectan la calidad, todos ellos se relacionan con la actividad humana en el edificio (uso de productos de limpieza, perfumería, cosméticas, cocinas, maquinarias, procesos de combustión, etc.). En relación a este aspecto, se estima que el ser humano es sensible a los efectos de cerca de medio millón de compuestos químicos.

Todo lo anterior pone de manifiesto la necesidad de garantizar una adecuada calidad del aire interior. La situación actual pandémica por COVID 19 visibilizó aún más la necesidad de renovar el aire en ambientes cerrados. La calidad del aire interior en un edificio debe ser tenido en cuenta en su etapa de diseño y durante su funcionalidad. Para mejorar la calidad del aire es necesario la renovación del mismo, esto permite barrer, o diluir, los contaminantes aéreos (aerosoles, virus, hongos, ácaros, polvo). La técnica más conocida y efectiva es la ventilación cruzada, puesto que, permite generar corrientes de aire natural para ventilar y renovar el aire interior. En un edificio moderno, las pérdidas por ventilación pueden llegar a ser más del 50% de las pérdidas térmicas totales (Routel et al., 2001). No todos los lugares tienen las posibilidades de ventilar, ya sea, porque el edificio fue modificado o no se cuenta con el recurso del viento.

No hay objeciones que la renovación del aire interior es beneficioso para la salud, pero debe tenerse presente que la renovación está asociada a una pérdida o intercambio de energía. Las oficinas y comercios minoristas son los edificios de mayor consumo energético en el sector edilicio, representado el 50% del consumo total de energía en los edificios no domésticos (Pérez et al., 2008). En consecuencia, se debe brindar respuestas a estas situaciones planteadas. Muchos estudios se han centrado en formas de reducir la cantidad de energía utilizada por los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (Nyman, 2005; Charneaux, 2012; Voss, 2009; Besant RW, 2000; Besant RW, 2003).

Los intercambiadores de calor aire-aire comúnmente utilizados se pueden clasificar en dos categorías principales. Una categoría comprende a los intercambiadores rotativos y la otra a los de placa plana fija. Aunque los resultados finales son similares el mecanismo de transporte es muy diferente (ASHRAE, 2004). En este trabajo se presenta un intercambiador de calor (IC) de placa plana fija como una alternativa adaptable al edificio para trabajar como recuperador de aire. El IC aire-aire es de flujo cruzado, los fluidos ingresan al prototipo y no se mezclan. El intercambio de energía se realiza mediante la transferencia de calor de la superficie que divide ambos fluidos. Para esta primera etapa se presenta las mediciones de temperaturas y un modelo físico matemático para predecir la performance del dispositivo.

## MATERIALES Y MÉTODOS

### *Breve Descripción del Prototipo de Intercambiador*

En la Figura 1 se muestra el esquema de un intercambiador de calor aire-aire de flujo cruzado. El IC posee dos entradas (caliente y fría), y dos salidas de aire (caliente y fría). Los flujos de aire de entrada ingresan al intercambiador y en su interior circulan en sentido perpendicular uno del otro por diferentes canales, no se mezclan. La transferencia de calor se realiza a través de la superficie que está en contacto con las dos corrientes de aire.

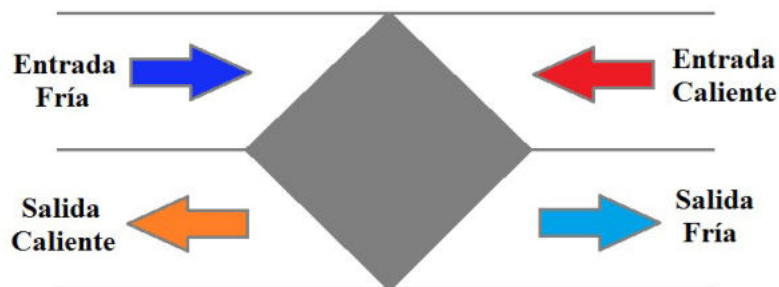


Figura 1: (a) Esquema del intercambiador de calor de flujo cruzado.

El prototipo construido consta de una caja soporte de chapa galvanizada aislada térmicamente en todas sus caras con poliestireno expandido de 1 cm de espesor. Tiene instalados dos ventiladores de 30W para impulsar los flujos frío y caliente desde la entrada, como se muestra en el esquema de la Figura 2. Cada ventilador cuenta con un regulador de velocidad que permite variar las revoluciones por minuto con el fin de obtener diferentes caudales.

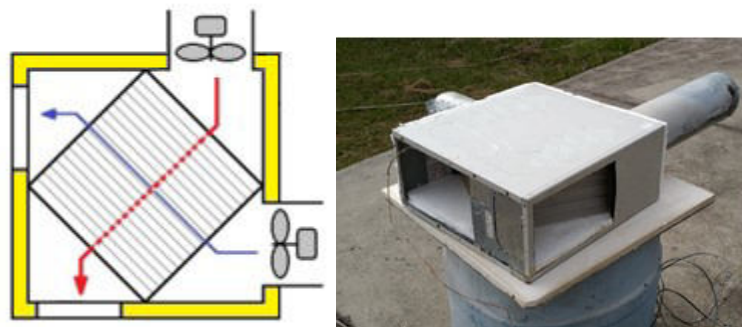


Figura 2: Esquema y fotografía del Intercambiador de calor aire – aire de flujo cruzado.

El “corazón” del intercambiador consta de un empaquetamiento formado con placas de 30 cm de lado de policarbonato alveolar de 4 mm de espesor de simple capa. De acuerdo a las especificaciones técnicas del fabricante los alveolos tienen un ancho de 6 mm. El empaquetado se encuentra ubicado en el interior de la carcasa y la disposición de las placas se detallan en el esquema de la Figura 3a. Contiene 18 placas de policarbonato alveolar separadas mediante un soporte de 4 mm de espesor formando un total de 35 canales de aire, 18 canales para el flujo de aire caliente y 17 para el flujo de aire frío. El área total de transferencia de calor es de 3,06 m<sup>2</sup>. La superficie inferior y superior del empaquetamiento se encuentra en contacto directo con el aislante térmico y no fueron contabilizadas como áreas de transferencias. La disposición de los canales está realizada de tal forma que el paso del canal frío se encuentra intercalado con el canal caliente. El material de policarbonato y la forma del tabicado interior proporcionan una estructura rígida, liviana y un volumen de 12,96 dm<sup>3</sup>. Con la finalidad de mejorar el hermetismo, los cuatro vértices del empaquetado tienen adosado un perfil que mejora el contacto sobre la pared de la caja soporte y permite sellar para evitar el mezclado de los fluidos.

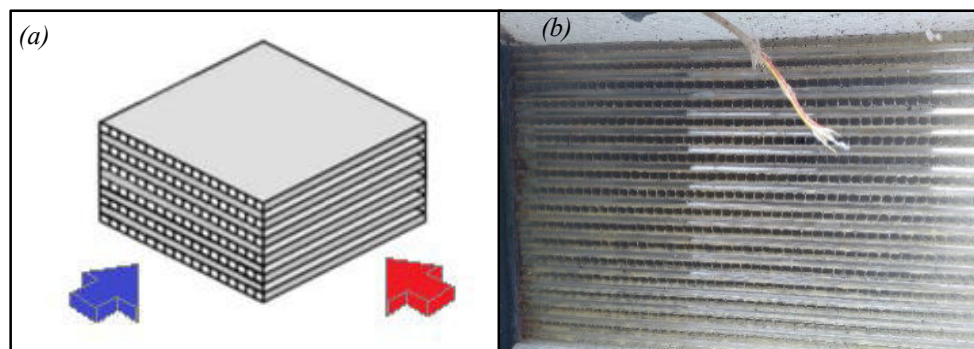


Figura 3: (a) esquema de empaquetado, (b) fotografía del empaquetado.

La fotografía de la Figura 3b se observa una vista frontal de los canales frío y caliente. Los canales están intercalados y la superficie de transferencia de calor es la que separa ambos canales. Para verificar el hermetismo de los canales se realizaron ensayos de humo, y gracias a ello se pudo sellar perfectamente en el interior del intercambiador evitando el mezclado de los flujos. Las características geométricas del canal de flujo se detallan en la tabla 1:

Tabla 1: Características geométricas del canal de flujo.

Ancho (m)	0,3
Alto (m)	0,04
Longitud (m)	0,3
Espesor de pared (m)	0,0005
Conductividad Térmica (W/m °C)	0,2

### Equipo de monitoreo

A fin de evaluar el modelo físico matemático y desempeño termo-energético del IC se realizaron mediciones de temperaturas en la entrada y salida de las dos corrientes de aire. En la Figura 4, se detalla los puntos de medición de las temperaturas y ubicación de la resistencia para precalentar el aire de entrada. La resistencia eléctrica tiene una potencia máxima de 1.200 W y se varía mediante un potenciómetro para obtener diferentes saltos térmicos.

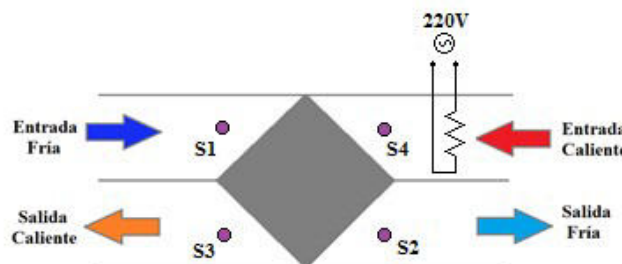


Figura 4: Ubicación de sensores y resistencia eléctrica.

La temperatura del aire de entrada en el circuito frío fue tomada del ambiente en el laboratorio donde se realizaron los ensayos. El equipo de monitoreo consistió en: cuatro termocuplas tipo K para medir las temperaturas de entrada y salida del intercambiador (S1, S2, S3 y S4). Un datalogger ADAM modelo 4018 con 8 canales análogos para medición de temperaturas conectado, a través del conversor ADAM 4520, al puerto serie de una computadora NOTEBOOK encargada del control del monitoreo y el guardado de los datos. Una punta anemométrica unidireccional marca TSI para la determinación de ambos caudales. Una fuente de corriente continua de 12 V para la alimentación de los módulos ADAM 4018 y 4520.

### **Modelización del intercambiador de calor**

Partiendo desde el balance térmico en el interior del intercambiador suponiendo el estado estacionario, la primera Ley de la termodinámica requiere que la transferencia de calor desde el fluido caliente,  $\dot{Q}_c$ , sea igual a la transferencia de calor del fluido frío,  $\dot{Q}_f$ , (Incropera y DeWitt, 1990). Las ecuaciones (1), (2) y (3) determinan la transferencia de calor real en el intercambiador de calor.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,ent} - T_{c,sal}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_{pf} (T_{f,sal} - T_{f,ent}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c = \dot{Q} \quad (3)$$

Los subíndices,  $c$  y  $f$ , hacen referencia al fluido caliente y frío, respectivamente. Los subíndices  $ent$  y  $sal$  se refieren a la posición de entrada y salida del intercambiador de calor.

El producto del flujo másico,  $\dot{m}$ , por el calor específico,  $c_p$ , se define como la capacitancia térmica del fluido.

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (4)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} \quad (5)$$

Reemplazando las ecuaciones (4) y (5) en (1) y (2), respectivamente.

$$\dot{Q}_c = C_c (T_{c,ent} - T_{c,sal}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_f = C_f (T_{f,sal} - T_{f,ent}) \quad (7)$$

Los mecanismos de transferencia de calor involucrados en un intercambiador son la convección y la conducción. Definiendo un coeficiente de transferencia de calor total,  $U$ .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{x_m}{k_m}} \quad (8)$$

donde,  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor convectivo,  $x_m$  es el espesor de la placa y  $k_m$  es la conductividad térmica del material.

Entonces la transferencia de calor también la podemos expresar, como:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta \bar{T}_m \quad (9)$$

donde  $A_s$  es el área superficial total de transferencia de calor y  $\Delta \bar{T}_m$  es la temperatura media logarítmica.

La máxima transferencia de calor se determina reconociendo la máxima diferencia de temperatura y esto sucede cuando se cumple la condición límite, el fluido frío se calienta hasta la temperatura de entrada del fluido caliente ó el fluido caliente se enfría hasta la temperatura de entrada del frío.

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{c,ent} - T_{f,ent} \quad (10)$$

Para el caso que  $C_c \neq C_f$ , el fluido con la razón de capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura y será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura. Por lo tanto, la máxima transferencia de calor en un intercambiador es

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} \Delta T_{m\acute{a}x} \quad (11)$$

El subíndice *mín* hace referencia a la capacitancia mínima de las dos corrientes.

La razón entre la máxima transferencia de calor y la transferencia de calor real se denomina efectividad del intercambiador.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (12)$$

Para el análisis del intercambiador es conveniente trabajar con la variable adimensional NUT (números de unidades de transferencia), la cual permite obtener una medida del área superficial de intercambio. Esta variable se relaciona con el dimensionamiento físico del dispositivo. Mientras mayor sea el número de NUT, mayor será el área de transferencia.

$$NUT = \frac{U A_s}{C_{m\acute{i}n}} \quad (13)$$

También resulta útil definir otra variable adimensional, la relación de capacidades.

$$C_r = \frac{C_{m\acute{i}n}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (14)$$

Las propiedades termo-físicas de los fluidos fueron evaluadas con la temperatura media logarítmica. En la ecuación (15) y (16), las temperaturas medias del fluido caliente y frío, respectivamente.

$$\Delta \bar{T}_{m,cal} = \frac{T_{c,ent} - T_{c,sal}}{\ln(T_{c,ent}/T_{c,sal})} \quad (15)$$

$$\Delta \bar{T}_{m,frío} = \frac{T_{f,sal} - T_{f,ent}}{\ln(T_{f,sal}/T_{f,ent})} \quad (16)$$

Las propiedades termo-físicas evaluadas a la temperatura media fueron obtenidas mediante las ecuaciones descritas a continuación:

Densidad

$$\rho_{(T)} = 0,546 * 1,2929 * \frac{273,15}{273,15+T(K)} \quad (kg/m^3) \quad (17)$$

Calor específico

$$c_{p(T)} = 0,0003 * T^2 + 0,0282 * T + 1005,5 \quad (J/(kg \text{ } ^\circ C)) \quad (18)$$

Viscosidad

$$\mu_{(T)} = -0,00000000003 * T^2 + 0,00000005 * T + 0,0000171 \quad (Ns/m^2) \quad (19)$$

Conductividad térmica

$$k_{(T)} = 0,00007 * T + 0,0245 \quad (W/m^{\circ}C) \quad (20)$$

El modelo físico-matemático parte del conocimiento de las temperaturas de entrada de ambas corrientes al intercambiador ( $T_{c,ent}$ ,  $T_{f,ent}$ ), de los flujos máxicos de aire caliente y frío ( $\dot{m}_c$ ,  $\dot{m}_f$ ) y características constructivas del IC. Combinando el conjunto de ecuaciones, se obtiene como resultado de salida las siguientes variables:

- 1- Las temperaturas de salida de ambas corrientes,  $T_{f,sal}$  y  $T_{c,sal}$ .
- 2- La cantidad de calor transferida desde la corriente caliente a la fría,  $\dot{Q}$ .
- 3- La efectividad,  $\varepsilon$

## RESULTADOS

Los datos medidos de temperaturas se presentan en cuatro ensayos, A, B, C y D, variando los caudales de ambos circuitos. Las temperaturas de entrada del aire en el circuito caliente son, alternativamente, de 50 °C y 80 °C. Las mismas se obtuvieron mediante el precalentamiento del aire por medios eléctricos.

En la Figura 5 y 6 se observa el estado transitorio y estacionario durante el ensayo del IC. El tiempo para alcanzar el estado estacionario dependerá de los dos flujos de trabajo, de acuerdo a los ensayos realizados se logró entre 2 y 5 minutos aproximadamente. Analizando los datos en estado estacionario, el salto térmico  $\Delta T_{cal}$  es mayor a  $\Delta T_{frío}$  cuando los flujos de los dos canales son similares (ensayo A). Mientras que el salto térmico  $\Delta T_{frío}$  es mayor cuando el flujo caliente es mucho más grande que el flujo frío (ensayo B), para este caso el  $\dot{m}_c$  es 3,43 veces mayor que  $\dot{m}_f$ .

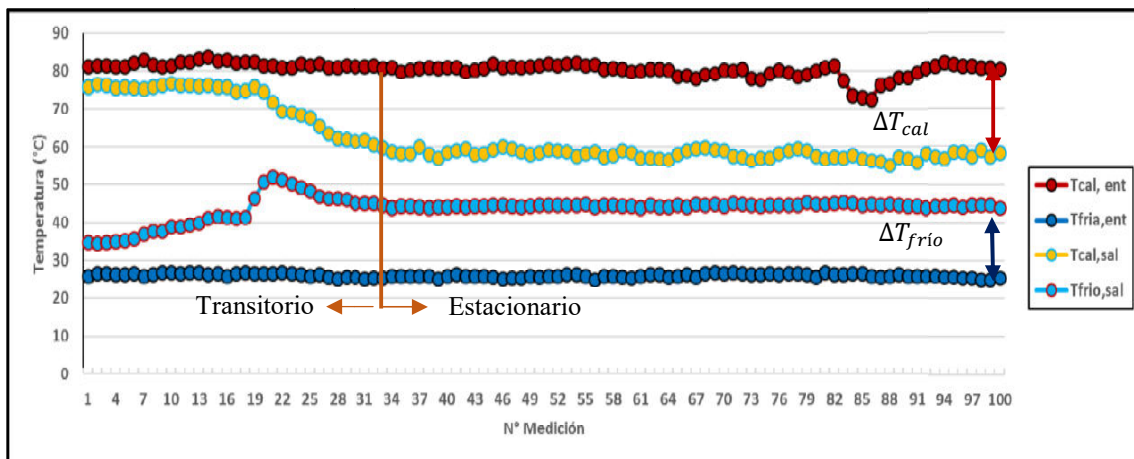


Figura 5: Temperaturas de entradas y salidas del intercambiador correspondientes al ensayo A.

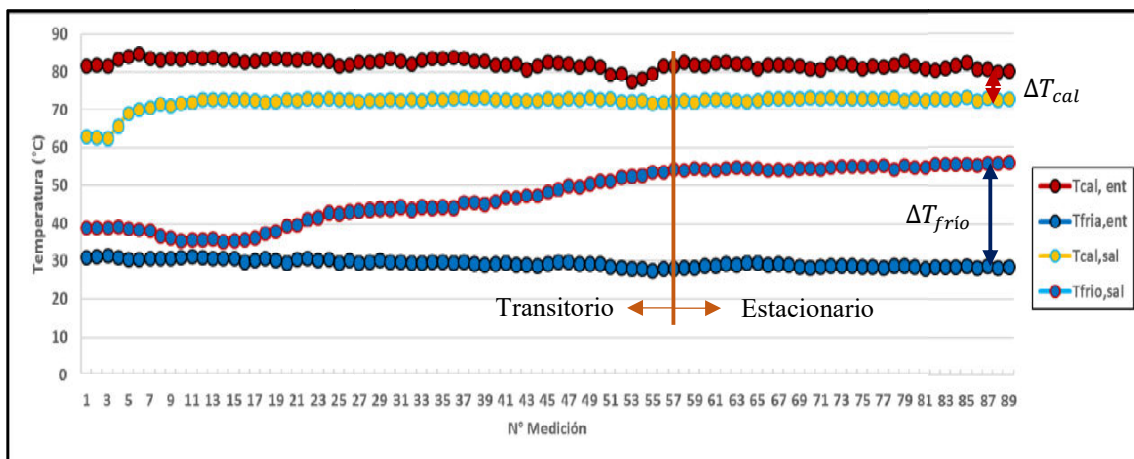


Figura 6: Temperaturas de entradas y salidas del intercambiador correspondientes al ensayo B.

En la Figura 7 y 8, el flujo másico caliente es mayor al frío en 3,15 y 2,6 veces, respectivamente. En ambos casos puede observarse que se obtiene un salto térmico grande en el canal frío. Esto conduce a que la temperatura de salida fría sea mayor a temperatura de salida caliente.

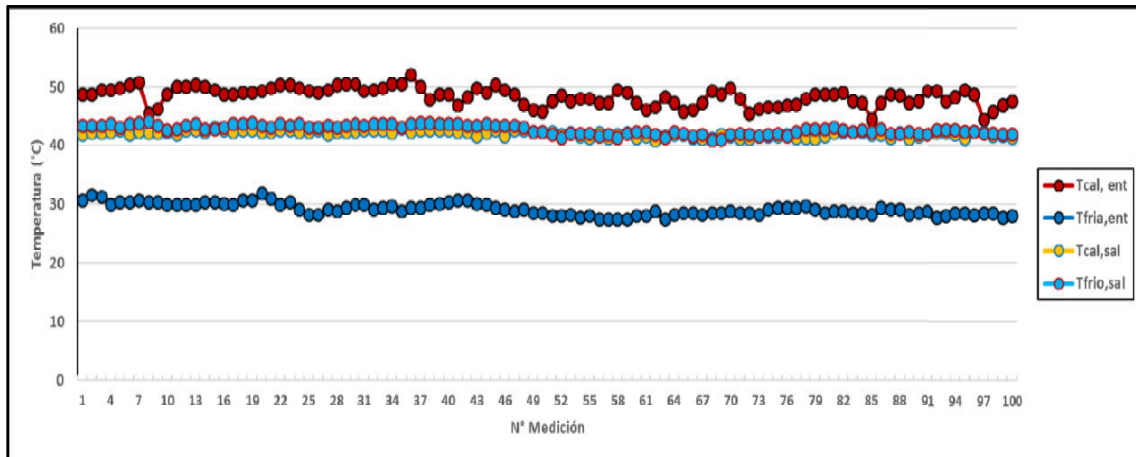


Figura 7: Temperaturas de entradas y salidas del intercambiador correspondientes al ensayo C.

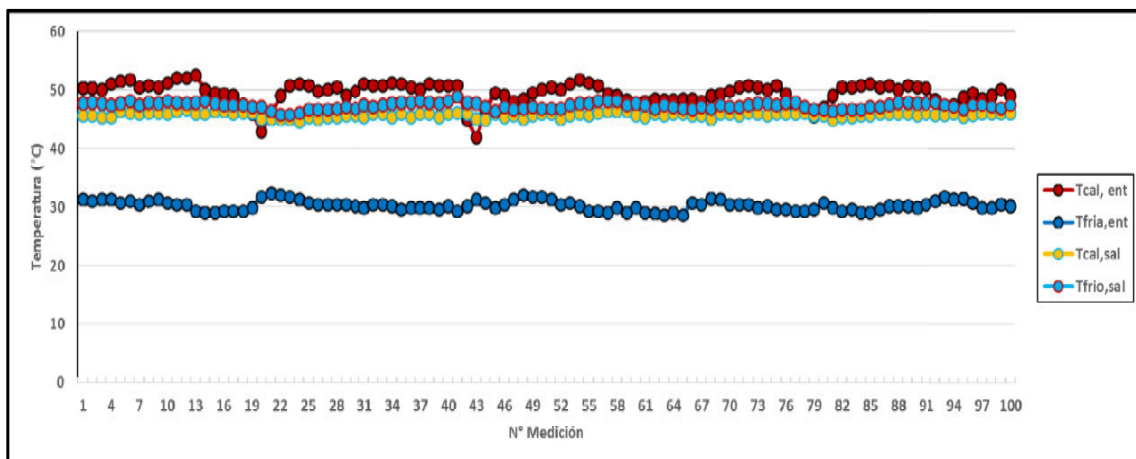


Figura 8: Temperaturas de entradas y salidas del intercambiador correspondientes al ensayo D.

En la Tabla 2 se describen valores medidos para cada ensayo, temperaturas de entrada y salida, y flujo másico, considerando un instante en el estado estacionario. Además, se presenta los resultados obtenidos de energía transferida por segundo y efectividad. De acuerdo a las características geométricas de los canales de aire, ambos flujos cumplen la condición de flujo desarrollado, ya que la razón entre la longitud del canal y el diámetro hidráulico es mayor a 10.

Considerando el estado transitorio del ensayo A, el fluido caliente decrece aproximadamente 20 °C entre la entrada y salida, mientras que el fluido frío incrementa en 18 °C. Para el ensayo B la diferencia entre la entrada y salida del fluido caliente es de 8,5 °C y un incremento de 26,5 °C para el fluido frío. La cantidad de calor transferida por segundo en ambos ensayos es próxima a 1 kW y la efectividad térmica es 37 y 50 %, respectivamente. La mejora en la efectividad se debe a la dependencia del flujo másico de ambas corrientes, siendo mayor cuando uno de ellos supera ampliamente al otro.

Con respecto al ensayo C y D, se observa que la energía transferida por segundo es menor que en los ensayos anteriores y la efectividad es mayor. La disminución de la energía transferida está asociada a la disminución de la velocidad en el canal frío y ello lleva a tener un salto térmico menor entre la entrada y salida. El incremento de efectividad se debe a las temperaturas de entradas de los canales, en este caso se disminuyó la temperatura caliente en 30°C. La máxima transferencia de energía disminuye significativamente debido a la disminución en el salto térmico de las dos entradas de temperaturas.

Tabla 2: Valores de las variables obtenidas en los ensayos experimentales realizados en laboratorio (medidos y obtenidos).

Ensayo	$T_{,ent}(^{\circ}C)$	$T_{c,sal}(^{\circ}C)$	$T_{f,ent}(^{\circ}C)$	$T_{f,sal}(^{\circ}C)$	$\dot{m}_c (kg/s)$	$\dot{m}_f (kg/s)$	$\dot{Q}(W)$	$\dot{Q}_{m\acute{a}x}(W)$	$\epsilon(\%)$
A	79,27	59,37	26,91	44,93	0,0675	0,0646	1161,69	3181,18	0,37
B	81,54	73,01	28,56	55,06	0,1305	0,0380	987,95	1928,32	0,50
C	47,30	41,43	27,46	41,90	0,0600	0,0190	274,54	377,27	0,73
D	50,57	45,49	30,49	46,95	0,0696	0,0267	340,11	529,84	0,64

A partir de los resultados se observa que el prototipo puede funcionar en diferentes puntos de trabajos. Ellos dependen de las condiciones de temperaturas de entradas y flujos máxicos. Las condiciones de funcionamiento establecidas durante los ensayos no logran aprovechar al máximo el prototipo. Un factor importante en la efectividad es el salto térmico máximo teórico que puede obtenerse en el IC. La transferencia de energía obtenida en todos los ensayos, supera a la energía consumida por los dos ventiladores utilizados para la circulación de los flujos. En el ensayo A se obtiene mayor transferencia de energía, pero está muy lejos de la transferencia máxima que se pueda lograr y esto se ve reflejado en la efectividad. Considerando el ensayo C, se obtiene una efectividad alta, ya que las condiciones de trabajo permiten obtener una transferencia de energía cercana al máximo teórico. Una buena performance para un IC se obtiene a partir de un buen diseño y estudio de su comportamiento termoenergético en las condiciones de trabajo.

### Resultados del Modelo Termoenergético

Utilizando como datos de entrada para el modelo, los datos medidos de temperatura entrada y flujos máxicos, se obtienen los resultados de la Tabla 3. Al comparar los valores estimados y medidos se observa una buena correlación. Por ejemplo; en los valores de transferencias máxicas se tienen diferencias inferiores a 9 W, entre lo medido y estimado. Con respecto a las temperaturas de salida de ambos fluidos, se observa una diferencia próxima a los 2 °C. Las efectividades demuestran que el modelo tiene un buen ajuste para poder predecir resultados, difieren en dos puntos con los valores estimados.

Tabla 3: Resultados obtenidos con el modelo físico a partir de los datos medidos de temperatura y velocidad de los flujos.

Ensayo	$Cr$	$NUT$	$\Delta T_{m\acute{a}x}(^{\circ}C)$	$\dot{Q}_{m\acute{a}x}(W)$	$\dot{Q}_{real}(W)$	$U(W/m^2^{\circ}C)$	$T_{c,sal}(^{\circ}C)$	$T_{f,sal}(^{\circ}C)$	$\epsilon(\%)$
A	0,94	0,57	52,36	3172,10	1101,09	11,24	61,09	43,97	0,35
B	0,32	0,94	51,74	1925,46	1066,78	11,42	70,78	56,96	0,55
C	0,33	1,76	19,84	377,05	282,01	10,92	42,44	42,30	0,75
D	0,39	1,27	20,08	532,56	338,14	10,99	45,50	43,24	0,63

La Figura 9 muestra una familia de curvas de la variación de la efectividad en función del NUT parametrizadas a través de relaciones de capacidad,  $Cr$ . Todas las curvas muestran una variación exponencial creciente. La tasa de crecimiento de la efectividad es grande para los primeros valores de NUT. Mientras que, a partir de tres unidades de NUT la efectividad varía muy poco. Este límite de crecimiento proporciona información importante desde el punto de vista constructivo. El NUT es directamente proporcional al área de transferencia de calor, ecuación (13). Por lo tanto, el incremento del área de transferencia podría resultar innecesario a partir de ciertos valores y será conveniente realizar un análisis de costo-beneficio.

El coeficiente de transferencia de calor,  $U$ , fue obtenido a partir de la ecuación (8). Si bien depende de la conductividad térmica del material (0,2 W/m°C), ésta no tiene mucha influencia porque es constante. Los coeficientes de transferencia de calor convectivos se obtienen mediante correlaciones que dependen del número de Reynolds y Nusselt. De acuerdo a las condiciones de flujos establecidas durante los ensayos, no tienen una variación importante para provocar grandes cambios de  $U$ . Es conveniente mejorar  $U$  para obtener mayor NUT, esto se logra incrementando las velocidades de circulación en los canales. Es recomendable que la velocidad del canal de flujo caliente sea mayor al del canal frío para mejorar la transferencia de calor.



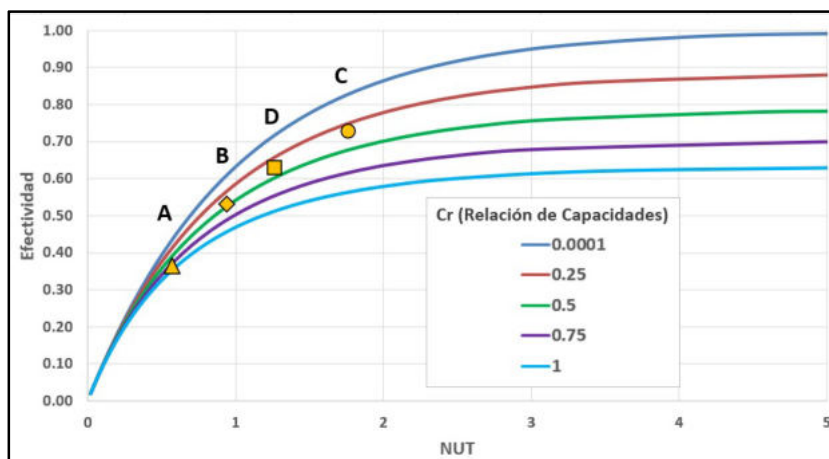


Figura 9: Curvas paramétricas de la efectividad en función de NUT.

Con la finalidad de estudiar la zona de trabajo del prototipo. Se representa en la figura a los cuatro ensayos mediante los puntos, A, B, C y D. De acuerdo a estos resultados se observa que en todos los casos es posible mejorar la efectividad incrementando el número de NUT. Para ello será necesario incrementar el área de transferencia hasta lograr el punto de trabajo deseado. Al comparar los puntos de trabajos, se observa una gran diferencia en las efectividades, obteniendo un mejor resultado en las condiciones de funcionamiento del ensayo C. En C, el flujo másico caliente es tres veces mayor que el frío y su efectividad resulta ser del 75%. En D, la efectividad lograda es del 63%. En ambos ensayos el salto térmico máximo teórico es de 20°C, ecuación (10). Mientras que para A y B el salto térmico máximo es de 52°C y sus efectividades son de 35% y 55%, respectivamente.

## CONCLUSIONES

Se construyó un prototipo de intercambiador de calor aire-aire de flujo cruzado, con un empaquetamiento de 36 canales de aire. El prototipo es compacto, rígido y hermético. El área total de transferencia de calor es de 3,06 m<sup>2</sup> formando un volumen de 12,96 dm<sup>3</sup>. Con respecto a lo constructivo lo más complicado es lograr el hermetismo entre las dos corrientes de aire para que no se mezclen en el interior del prototipo. Se realizaron pruebas de humo a fin de visualizar el mezclado y se obtuvieron resultados satisfactorios.

Se evaluó el prototipo de intercambiador de calor en diferentes condiciones de funcionamiento. Los resultados fueron evaluados una vez que el prototipo alcanzó el estado estacionario. Se obtuvieron efectividades de 37%, 50%, 73% y 64%. Las efectividades más bajas están asociadas al rango de trabajo entre las dos temperaturas de entrada, caliente y fría. Mientras mayor sea la diferencia de temperatura ( $T_{c,ent} - T_{f,ent}$ ), menor será la efectividad del prototipo. Por lo tanto, debe modificarse los flujos para incrementar la efectividad.

La cantidad de calor transferida depende de los flujos másicos de ambas corrientes. De acuerdo a los datos medidos de temperatura de entradas y salidas, se obtienen valores transferidos de 300W y 1kW. Siendo mayor la transferencia cuando los flujos son similares.

Se planteó y describió un modelo físico para predecir el comportamiento termoenergético del intercambiador de calor de flujo cruzado. El modelo funciona a partir de los datos de temperaturas,  $T_{c,ent}$ ,  $T_{f,ent}$ , y datos geométricos del IC. Se comparó los datos medidos y estimados de,  $T_{c,sal}$ ,  $T_{f,sal}$ , los resultados muestran una buena correlación con una diferencia de inferior o igual a 2°C. Al comparar las efectividades “medidas” (calculadas) y estimadas, también muestran una buena concordancia. Es importante contar con una herramienta para predecir y obtener un mejor rendimiento térmico del equipo.

## REFERENCIAS

- ASHRAE. HVAC Systems and equipment. Atlanta: ASHRAE; 2004.
- Besant RW, Simonson CJ. Air-to-air energy recovery. ASHRAE J2000; 42: 31–42.
- Besant RW, Simonson CJ. Air-to-air exchangers. ASHRAE J2003; 45: 42–54.
- Charneux R. CH-12-C052-toward net-zero energy labs in northern climate-montreal examples. ASHRAE Trans 2012; 118:42–54.
- Incropera F. y DeWitt D., 1990. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd edition. John Wiley & Sons, New York.
- L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, C. Pout, A review on buildings energy consumption information, Energy and Buildings 40 (3) (2008) 394–398.
- Nyman M, Simonson CJ. Life cycle assessment of residential ventilation units in cold climate. Build Env 2005; 40:15–27.
- Roulet CA, Heidt FD, Foradini F, Pibiri MC. Real heat recovery with air handling units. Energy Build 2001;33:495–502.
- Voss K, Riley M, Athienitis A, Boonstra C, Crawley D, Donn M, et al. IEA Joint Project: towards Net Zero Energy Solar Buildings (NZEBs); 2009.

## MEASUREMENT AND MODELING OF A COMPACT AIR-AIR HEAT EXCHANGER FOR THERMAL APPLICATIONS

**ABSTRACT:** In this work a prototype of a crossflow air-to-air heat exchanger is presented. The heat exchanger packing has a volume of  $12.96 \text{ dm}^3$  and a heat transfer area of  $3.06 \text{ m}^2$ . Measurements in different operating conditions were performed. Effectiveness of 37%, 50%, 64% and 74% and heat transfers of 300 W and 1 kW were obtained. Also, a physical-mathematical model to predict thermal energetic performance, is presented. The model works with input data of hot and cold flow inlet temperature, mass flows and constructive characteristics of the prototype. The model was validated with the measured data of outlet temperatures and comparing the effectiveness. Satisfactory adjustments were obtained in all the tests carried out.

**Keywords:** heat exchanger, technology, thermal application.