



MEMORIAS DEL XXXII CONGRESO NACIONAL DE TERMODINÁMICA

Ciudad de México
11-14 de septiembre de 2017



Trabajo en extenso

DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO PARA SU APLICACIÓN EN CALOR SOLAR PARA PROCESOS INDUSTRIALES

Hernández-Elías, B. N.¹; Ríos-Orozco, C. O.¹; Escobedo-Bretado J. A.²;
Martín-Domínguez I. R.²; Cervantes-Mata M. A.¹

¹ Departamento de Metal – Mecánica, Instituto Tecnológico de Durango
Felipe Pescador 1803 Ote, Nueva Vizcaya, 34080, Durango, Dgo., México.
Teléfono +52 (618) 829 0900

nellyfimee09@gmail.com, c.omar.rios@gmail.com, macervantes_52@hotmail.com.

² Centro de Investigación en Materiales Avanzados, S. C. Unidad Durango
Victoria 147 Norte Zona Centro, 34000, Durango, Dgo., México.
Teléfono +52 (618) 811 3572 y +52 (618) 811 0774

jorge.escobedo@cimav.edu.mx, ignacio.martin@cimav.edu.mx

RESUMEN

En este trabajo se presentan los resultados experimentales del coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área (UA) de un intercambiador de calor compacto automotriz, manufacturado en la ciudad de Durango. Para poder calcular el UA se elaboró un programa en el software Engineering Equation Solver (EES), el cual realiza el cálculo correspondiente mediante el método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD) y el método efectividad-NTU.

Durante el proceso experimental se monitoreó la temperatura del agua y aire a la entrada y salida del intercambiador de calor; flujos de agua y aire a través del intercambiador de calor.

Se muestra una serie de graficas que permiten observar el comportamiento de las variables involucradas en este estudio.

El presente trabajo contribuye al conocimiento del comportamiento térmico de un intercambiador de calor de manufactura local en la ciudad de Durango para su posible aplicación en sistemas de calor solar para procesos industriales.

INTRODUCCIÓN

Investigadores en su intento por realizar un proyecto basado en la obtención de energía solar térmica en donde emplearían intercambiadores de calor compactos, se percataron al realizar la cotización de algunos dispositivos que no es factible desarrollar este tipo de proyectos debido al alto costo de adquisición de los equipos caracterizados (Figura 1), por lo cual buscaron intercambiadores similares, pero sin caracterizar (Figura 2). Encontrando un modelo con un costo accesible en comparación con el equipo que ya se había cotizado. Es por ello que se tomó la decisión de llevar a cabo el estudio correspondiente con el cual se obtendrá la caracterización del intercambiador de calor adquirido.

Desarrollar este proyecto es factible debido a que la adquisición de intercambiadores de calor sin caracterizar es accesible, comparado con el alto costo que tienen en el mercado los intercambiadores de calor ya caracterizados.

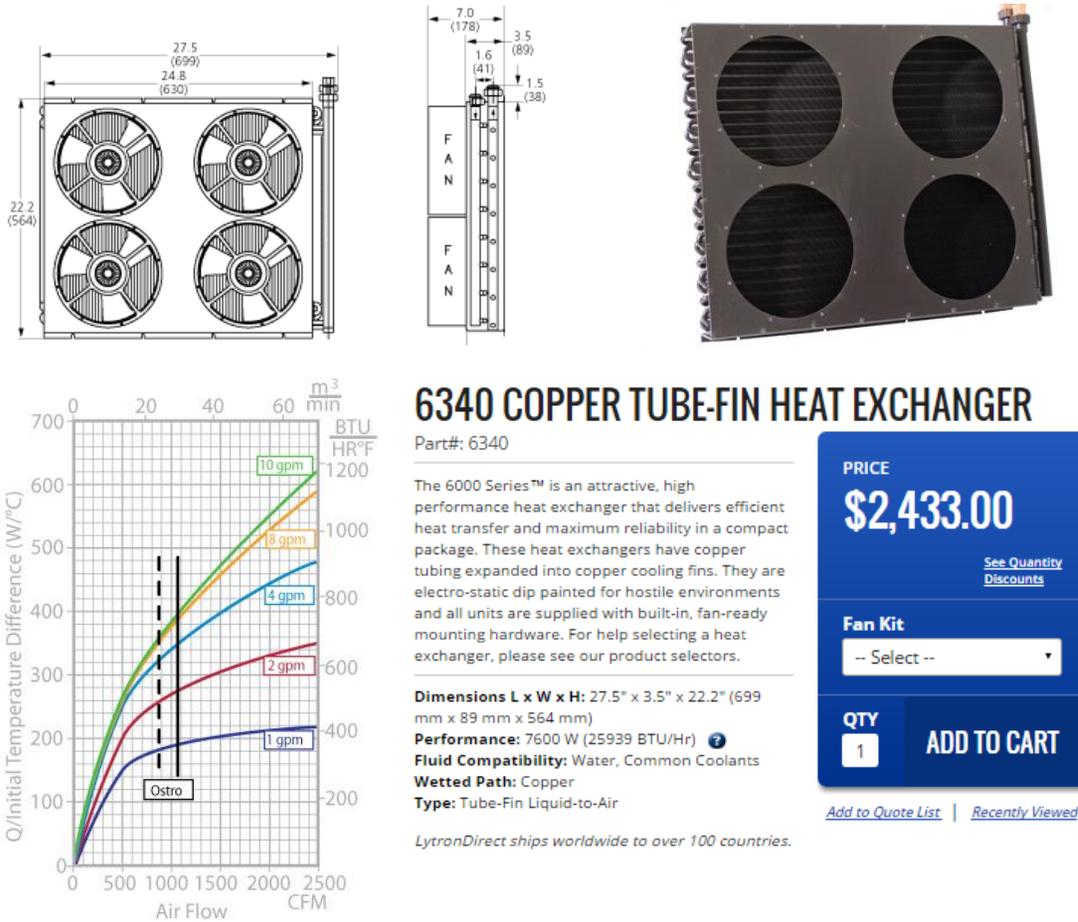


Figura 1. Intercambiador de calor compacto caracterizado.



Figura 2. Intercambiador de calor compacto no caracterizado

METODOLOGÍA DE DISEÑO

El análisis del intercambiador de calor compacto consiste en la determinación del coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área (UA), para lo cual se utiliza el método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD), así como el método de efectividad NTU- ϵ .

La carga térmica total del intercambiador se obtiene a partir de la expresión para el balance de calor:

$$Q = C_{Aire}(T_o - T_i)_{Aire} = C_{Agua}(T_i - T_o)_{Agua} \quad (1)$$

Donde la razón de capacidad calorífica para cada fluido se define como:

$$C_{Aire} = \dot{m}_{Aire}Cp_{Aire} \quad y \quad C_{Agua} = \dot{m}_{Agua}Cp_{Agua} \quad (2)$$

Una vez que se obtienen la carga térmica total, se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área utilizando la ecuación de diseño definida como:

$$Q = UAF\Delta T_{ml} \quad (3)$$

donde la diferencia media logarítmica de temperatura se calcula a partir de la ecuación 4.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{i,Agua} - T_{i,Aire}) - (T_{o,Agua} - T_{o,Aire})}{\ln\left(\frac{T_{i,Agua} - T_{i,Aire}}{T_{o,Agua} - T_{o,Aire}}\right)} \quad (4)$$

Para la determinación del factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica, se utiliza la figura 3 que aparece a continuación:

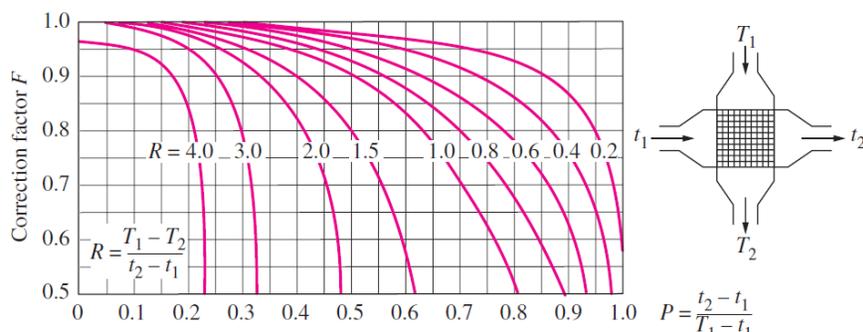


Figura 3 Configuraciones de flujo en intercambiadores de calor de flujo cruzado.

donde:

$$P = \frac{(T_{o,Agua} - T_{i,Agua})}{(T_{i,Aire} - T_{i,Agua})} \quad (5)$$

$$R = \frac{(T_{i,Aire} - T_{o,Aire})}{(T_{o,Agua} - T_{i,Agua})} \quad (6)$$

La segunda metodología (NTU-ε) se basa en análisis de la carga térmica total presentada en la ecuación 1 considerando.

$$Q = \varepsilon Q_{max} \quad (7)$$

Donde el flujo máximo de calor y la efectividad se definen como:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{i,Agua} - T_{i,Aire}) \quad (8)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (9a)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1]\right) \quad (9b)$$

Donde C es la relación de capacidades caloríficas:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (10)$$

Por otro lado, la efectividad se obtiene a partir de la figura 4

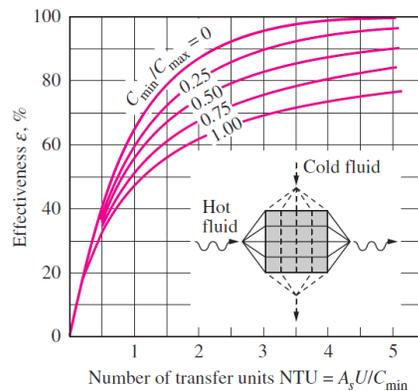


Figura 4 Configuraciones de flujo en intercambiadores de calor de flujo cruzado.

Lo cual permite obtener el valor del coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área a partir de la definición del número de unidades de transferencia de calor definido como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (11)$$

Descripción del funcionamiento del banco de pruebas

La experimentación se realizó en un banco de pruebas, el cual está constituido principalmente por un intercambiador de calor compacto modelo RA 0910. A continuación, se describe la manera en la que opera dicho banco:

Al intercambiador entra agua caliente y de forma perpendicular (flujo cruzado) entra aire a temperatura ambiente. Las Figuras 5 y 6 representan el sistema de flujo caliente, y flujo frío, respectivamente..

El agua que entra al intercambiador de calor se almacena en un termotanque y se calienta por medio de diez resistencias eléctricas de 1100 watts de potencia cada una (*las cuales se pretenden sustituir por colectores solares*), dicho fluido es impulsado hacia el intercambiador de calor por medio de una bomba centrífuga que está conectada a una válvula de control, con la finalidad de regular el flujo.

Finalmente, el agua caliente transfiere su energía al aire que entra al intercambiador a través del ducto de aspiración (Figura 6) elevando su temperatura. Aire caliente sale por el ducto de evacuación, el cual puede ser aprovechado para distintos usos, como, por ejemplo: deshidratación de alimentos, secado de madera, aire acondicionado etc.

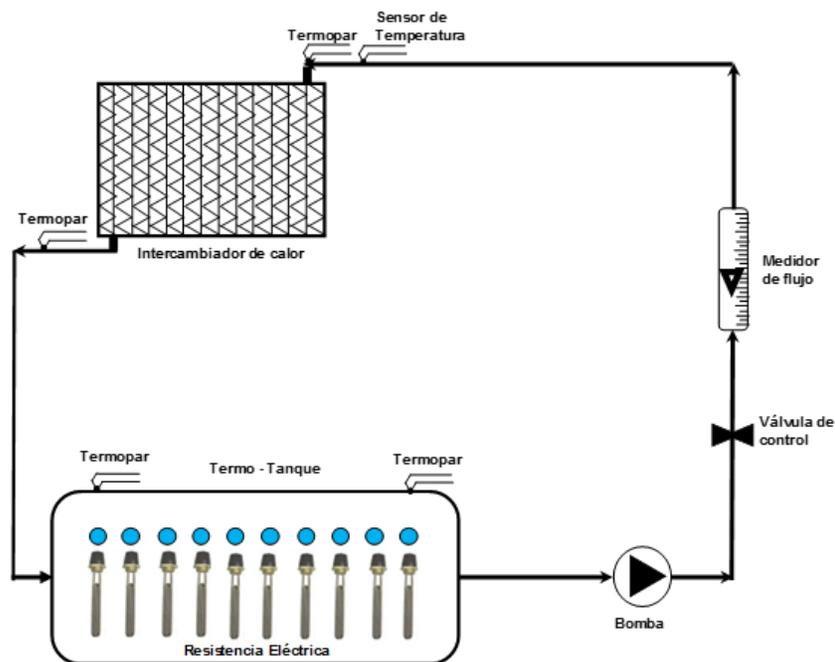


Figura 5 Diagrama esquemático del sistema de flujo caliente.

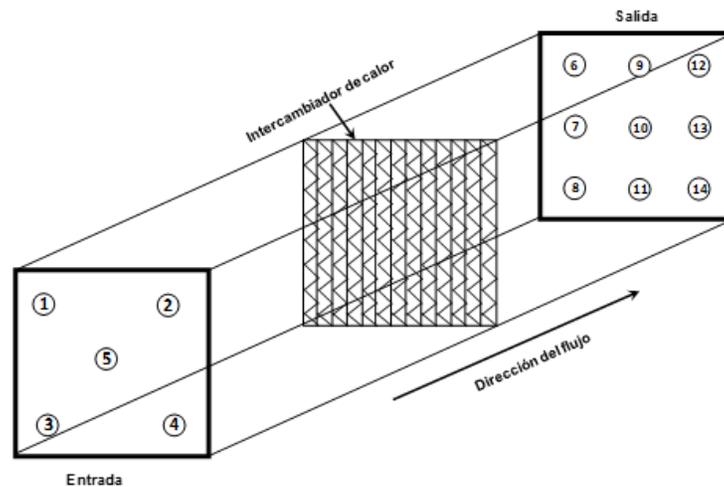


Figura 6 Diagrama esquemático del sistema de flujo frío.

Mediciones

Las mediciones que se llevaron a cabo en la etapa de la experimentación fueron las siguientes:

- La temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador de calor.
- La temperatura del aire a la entrada y a la salida de los ductos.

El conocer la magnitud de estas variables mediante la experimentación, permite realizar el cálculo de otras variables que se requieren conocer para obtener el coeficiente global de temperatura por unidad de área, que es el objetivo principal de esta investigación.

Las mediciones de la temperatura del agua y el aire se realizaron a través de 17 termopares tipo “K”, ubicados en los ductos de entrada y salida del aire, en el termostato y en la entrada y salida del intercambiador de calor. En la Figura 6 se muestra la forma en la que fueron distribuidos.

La lectura de estas mediciones se obtuvo por medio de un adquisidor de datos (Graphtec); en el que también se pueden almacenar todas las temperaturas registradas durante el transcurso en que se realizan las pruebas, para un determinado intervalo de tiempo.

Condiciones de operación

Se realizaron veintidós pruebas con una duración de 25 minutos cada una, un gasto volumétrico de 35 l/min, y una recopilación de datos cada 5 segundos. Las pruebas se dividieron en dos etapas, a) **Etapa 1** a una potencia del 80% en el motor del ventilador, b) **Etapa 2**, a una potencia del 90%.

Ambas etapas se iniciaron con la temperatura del agua de entrada igual a 90°C; se determinó esta temperatura como límite superior ya que valores más altos a 90°C se aproximan al punto de ebullición del agua presentándose un cambio de fase. El límite inferior se determinó durante la experimentación, es decir, se finalizaron las pruebas cuando se observó que el gradiente de temperatura del agua era

mínimo, esto ocurrió a una temperatura del agua de entrada de 45°C, fijándose este valor como límite inferior para ambos casos.

Durante el transcurso de las pruebas se monitoreo que el sistema permaneciera estable, es decir que la temperatura del agua se mantuviera en el valor establecido, y también se vigiló que se realizara el registro de las temperaturas censadas en el adquisidor de datos correctamente.

Una vez concluidas las pruebas se recopilaron los valores registrados y se calcularon las variables de interés mediante un programa que se realizó en EES. A si como también se graficó el comportamiento de cada una de ellas.

RESULTADOS

Con los datos recabados en la experimentación se realizaron los cálculos correspondientes para el análisis del intercambiador de calor por medio del software EES empleando el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) y el método de la efectividad NTU.

A continuación, se muestra gráficamente el comportamiento que presentan las variables involucradas en el sistema respecto al tiempo. Dichas variables son: la temperatura del agua, la temperatura del aire, el flujo volumétrico, el flujo de calor y el coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área (UA).

Los resultados presentados son para una temperatura de entrada del agua de 80 y 40°C, un flujo de agua de 35 l/min, y una potencia del motor del ventilador del 90 y 80%.

La Figura 7 y 8 muestran el comportamiento de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador de calor respecto al tiempo, en la Figura 7(a), se puede observar un comportamiento característico del gradiente de temperatura, sin embargo, en la Figura 7(b) y Figura 8 (a) y (b) se pierde la tendencia típica debido a que el control presenta fluctuaciones ocasionadas por la respuesta de las resistencias eléctricas.

Evidentemente el gradiente de temperatura mayor se presenta a una potencia de motor del 90%, ya que el flujo de aire transfiere más energía y por lo tanto desciende considerablemente la temperatura del agua. Esto se cumple aun y cuando la temperatura de operación sea menor, como en el caso de la Figura 8.

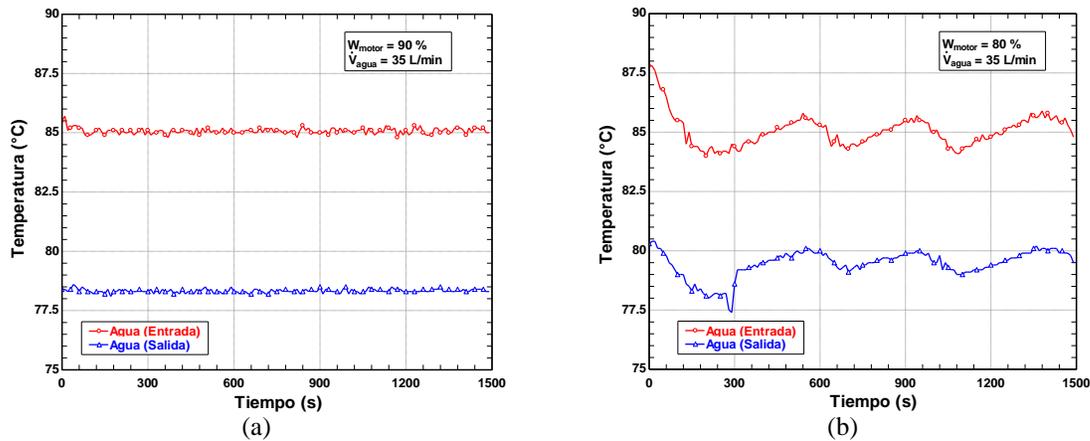


Figura 7 Temperatura del agua vs. tiempo (Límite superior de operación)

En la Figura 8 se puede apreciar que no es recomendable hacer pruebas a una temperatura menor a 40 °C, ya que la transferencia de calor es nula. Es por ello que esta temperatura se tomó como límite inferior. En esta figura también se puede observar que el efecto de las resistencias eléctricas es más significativo, debido a que cuando desciende de manera considerable la temperatura del agua se aproxima más a la temperatura ambiente, tornándose un control más complejo, ya que prende y apaga continuamente.

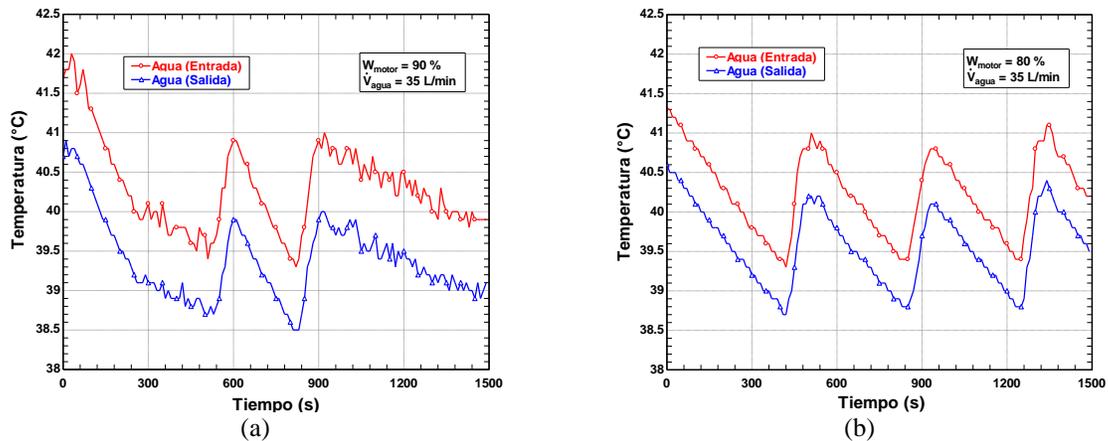


Figura 8 Temperatura del agua vs. tiempo (Límite inferior de operación)

En la figura 9 se presenta el comportamiento del flujo de calor respecto al tiempo. Este flujo representa la energía que el agua cede al aire; el cual debería presentar un comportamiento constante. Sin embargo, como se aprecia en las figuras, el flujo de calor también se ve afectado por las fluctuaciones que se presentan a consecuencia del control. Así mismo se puede observar que el flujo de calor aumenta con una potencia mayor debido a que se incrementa el flujo de aire.

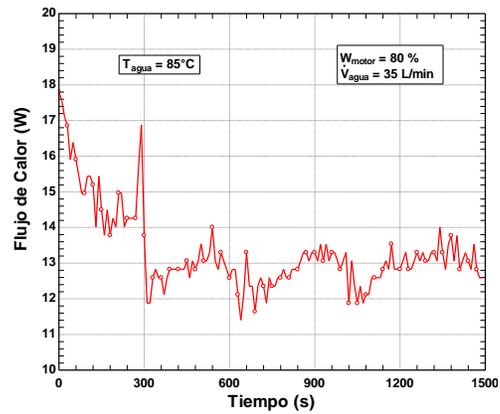
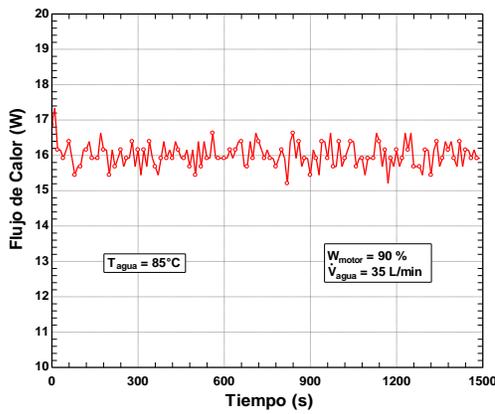


Figura 9 Flujo de calor vs. tiempo (Límite superior de operación)

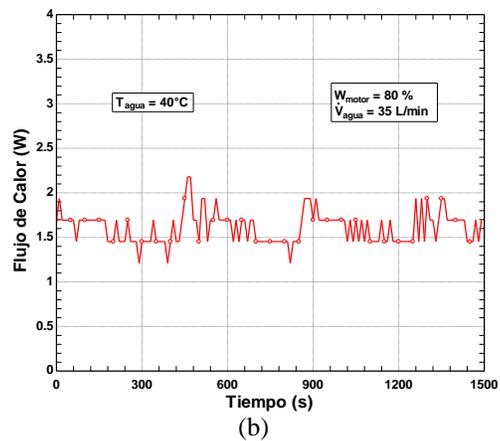
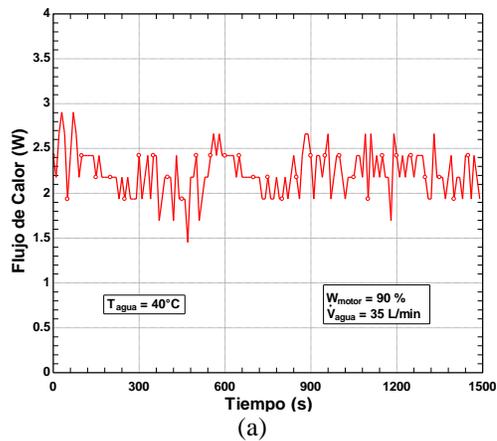


Figura 10 Flujo de calor vs. tiempo (Límite inferior de operación)

Las gráficas de las Figuras 11 y 12 muestran el comportamiento de la temperatura del aire respecto al tiempo. La temperatura de entrada de aire siempre es constante, ya que es la temperatura ambiente. Sin embargo, en las gráficas de la Figura 12 se observan pequeñas fluctuaciones, debido a la sensibilidad que tiene el control de flujo de aire (potenciómetro). Durante la prueba se pudo observar que no se mantiene fijo el valor de la potencia especificada, oscila en $\pm 1\%$.

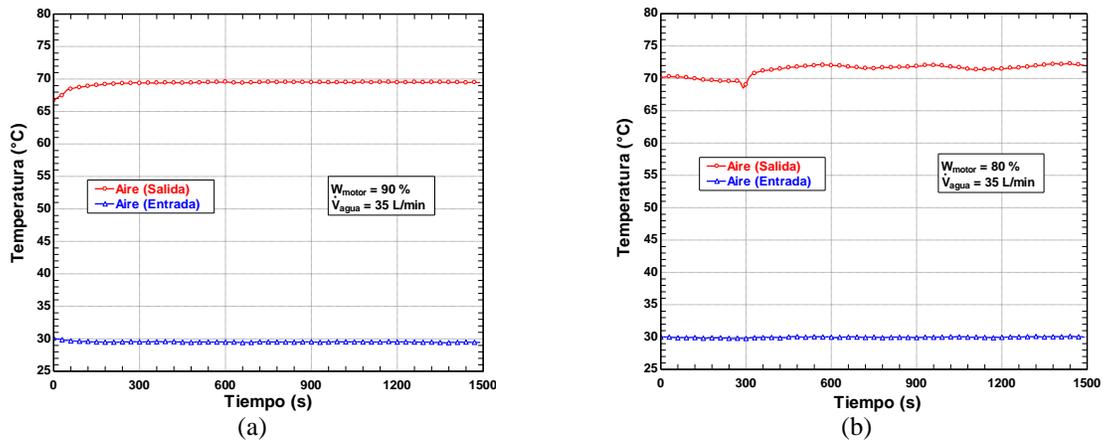


Figura 11 Temperatura del aire vs. tiempo (Límite superior de operación)

En la Figura 12 se puede observar que la temperatura de salida del aire a una potencia de motor del 80% es mayor. Debido a que, al disminuir la potencia del motor se reduce el flujo de aire, por lo tanto, se eleva su temperatura con mayor facilidad. Utilizar potencias menores puede resultar benéfico, siempre y cuando no afecte el consumo de aire requerido.

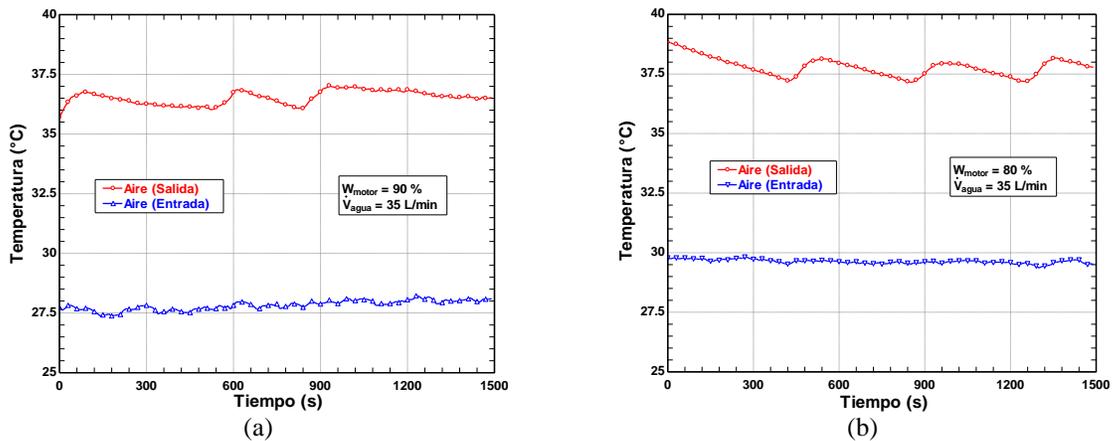


Figura 12 Temperatura del aire vs. tiempo (Límite inferior de operación)

En las gráficas de las Figuras 13 y 14 se muestra el flujo de aire a la salida del intercambiador respecto al tiempo. Se observó que es mejor trabajar con potencias menores para incrementar con mayor facilidad su temperatura, siempre y cuando no afecte el consumo de aire requerido

Las variaciones que se observan en las gráficas se deben como en todos los casos a la inestabilidad del control.

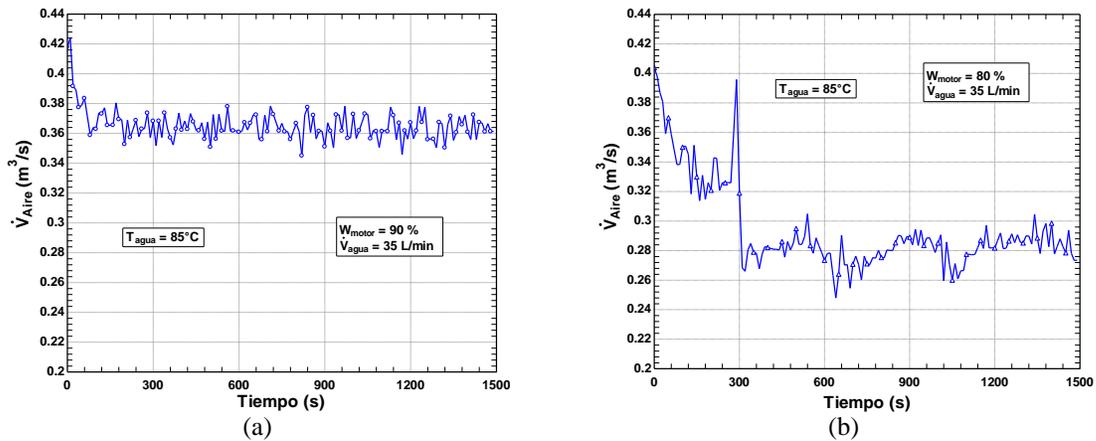


Figura 13 Flujo de aire vs. tiempo (Límite superior de operación)

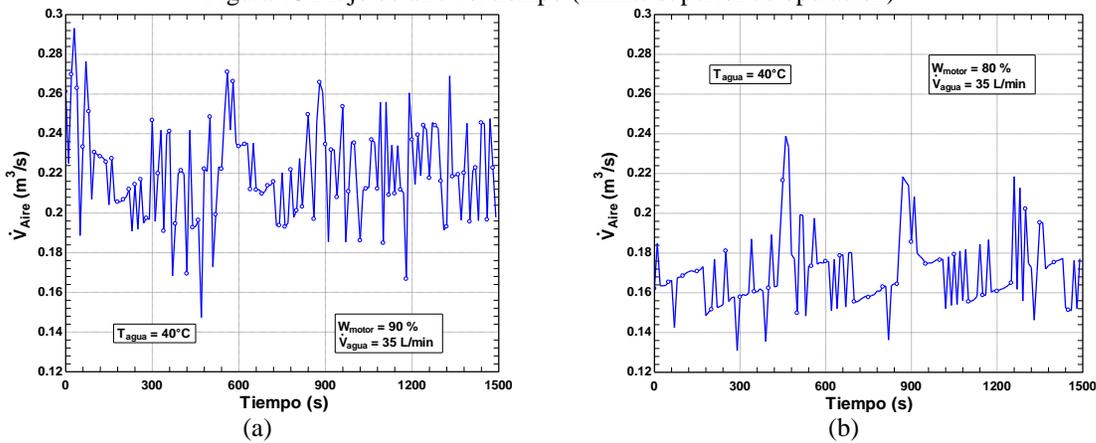


Figura 14 Flujo de aire vs. tiempo (Límite inferior de operación)

En las Figuras 15 y 16 se muestra el coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área (UA), dicho coeficiente representa la velocidad de transferencia de calor por área total, es decir la energía que puede transferir por cada grado en función del tiempo. En ambas figuras, se puede observar que, al disminuir la potencia, la transferencia de energía también disminuye.

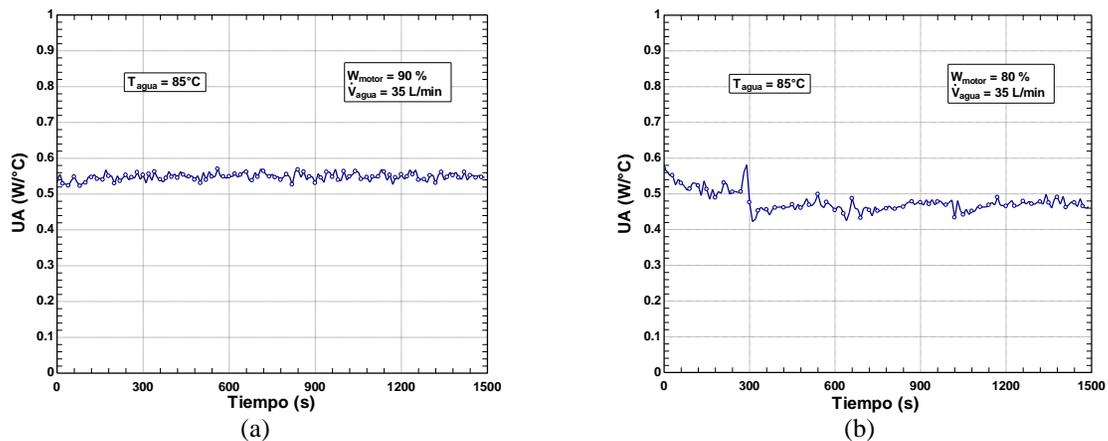


Figura 15 UA vs. tiempo (Límite superior de operación)

A diferencia de la Figura 16 donde se aprecia que el cambio de velocidad a bajas temperaturas, no afecta, pudiéndolo considerar despreciable.

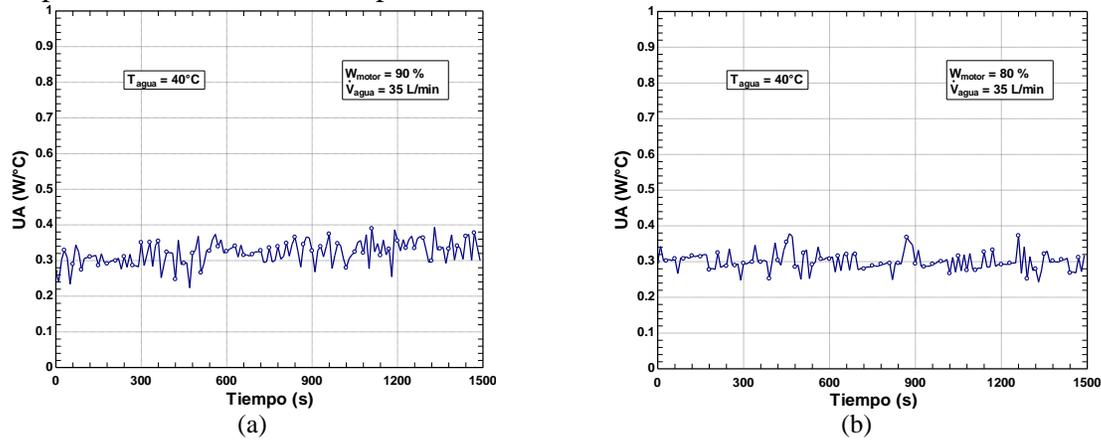


Figura 16 UA vs. tiempo (Límite inferior de operación)

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se propone una metodología para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área (UA) de un intercambiador de calor compacto, para lo cual se desarrolló un programa a través del software EES. Esta metodología consiste en el cálculo de algunas variables físicas tales como: el flujo másico y volumétrico de aire, así como el flujo de calor; empleando el método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD) y el método efectividad-NTU. Además, se desarrolló un trabajo experimental para analizar el comportamiento térmico del sistema. Para el desarrollo de la experimentación se montó un banco de pruebas para dicho equipo. Las conclusiones obtenidas de este proyecto se exponen a continuación:

1. El coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área (UA) no se mide, se calcula. Para poder determinar dicho coeficiente mediante los métodos antes mencionados, fue necesario conocer las temperaturas de entrada y salida del agua y del aire, así como el flujo del agua; a través de la experimentación.
2. Gracias a que el sistema cuenta con un control de temperatura y potencia, se pudieron realizar varias pruebas con diferentes condiciones de operación; y con ello determinar el punto en el que este se comporta de manera estable. Concluyendo que a una mayor potencia se obtuvieron mejores resultados, ya que no presentaban variaciones, como las pruebas que se realizaron a menor potencia. Sin embargo, se considera que se podría tener un mayor dominio sobre algunas variables, empleando un control más preciso. Así como también se concluye que no es recomendable trabajar a temperaturas cercanas a la temperatura ambiente, ya que la transferencia de calor no es considerable.
3. El intercambiador se seleccionó en base al costo, ya que resultó ser económico en comparación con uno ya caracterizado. Al ser un dispositivo de bajo costo no se generarán gastos de mantenimiento, si se requiere, resulta mejor sustituirlo por un equipo nuevo. Lo que resultó costoso fue la

instrumentación, sin embargo, el proyecto sigue siendo rentable ya que se pretende que el banco se caracterice para diferentes tipos de intercambiadores de calor.

RECOMENDACIONES

1. Una de las principales recomendaciones es extender la investigación para analizar y determinar la manera de cómo lograr que el flujo de aire sea uniforme a la salida.
2. Realizar las pruebas en un lugar donde no se concentre el calor, ya que, al realizarse en un lugar cerrado, existe la posibilidad de que la temperatura ambiente aumente y no sea la misma en todas las pruebas, afectando significativamente los resultados.
3. Emplear un control de mayor precisión, como por ejemplo un Control PID.
4. También se recomienda para que el proyecto sea totalmente sustentable, que no solo se sustituyan las resistencias eléctricas por colectores solares si no también que la bomba, el ventilador y el equipo de cómputo se alimente a través de energía fotovoltaica.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. Hesselgreaves, J. E. Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation. Editorial Pergamon Press. Estados Unidos de América (2001).
- [2]. Kays, W. M., London, A. L. Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill. Tercera Edición (1984).
- [3]. F-Chart Software. Engineering Equation Solver (EES). Box 44042, Madison, WI 53744. info@fchart.com Tel. (608) 255-0842 FAX (608) 255-0841
- [4]. Incropera, F. P. y DeWitt, D. P Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Editorial Wiley-Interscience. Quinta Edición (2002). Estados Unidos de América.
- [5]. Bejan A. Heat Transfer. Editorial John Wiley & Sons, Inc. Estados Unidos de América 1993.
- [6]. Mills, A. F Heat Transfer. Editorial Prentice Hall, Inc. Segunda Edición (1999). Estados Unidos de América pp 68-82 y 276-366
- [7]. Kern, Donald Q. Process Heat Transfer. Editorial McGraw-Hill. (1965).
- [8]. Gupta J. P. Working whit heat exchangers questions and answers Hemisphere. Publishing Corporation a member of Taylor & Francis Group.1992.
- [9]. Kuppan. T. Heat exchangers design handbook Marcel Dekker, In.
- [10]. Holger Martin. Hemisphere Publishing Corporation a member of Taylor & Francis Group.1992.
- [11]. Cengel, Y. A. Heat Transfer Editorial McGraw-Hill. Segunda Edición (2004). México D.F.
- [12]. Fox, R. W. y Mc Donald, A. T. Introducción a la Mecánica de Fluidos. Editorial McGraw-Hill. Cuarta Edición (2000). México D.F.
- [13]. White, F. M. Mecánica de Fluidos. Quinta Edición (Español) (2004). Madrid España.
- [14]. Streeter, V. L.; Wylie, E. B. y Bedford, K. W. Mecánica de Fluidos. Editorial McGraw-Hill. Novena Edición (2000).
- [15]. José A. C. González, Roque C. Pérez, Antonio C. Santos, Manuel-A.C. Centrales de energías renovables: Generación eléctrica con energías renovables. Editorial Pearson. (2009) Madrid España.