

Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal

Experimental determination of heat transfer coefficients of a helicoidal evaporator

SOLÓRZANO, Patricia†*, MORALES, Laura Irene, MONTIEL, Moisés y DEMESA, Noé

Facultad de Ciencias Químicas e Ingeniería, Universidad Autónoma del Estado de Morelos. Av. Universidad 1001, Col. Chamilpa, C.P. 62209, Cuernavaca, Morelos, México

Alianza para el Desarrollo Tecnológico S.A. de C.V. Calle 25 por 22 No. 106-A, Col. México, Mérida, Yucatán, México, C.P. 97125.

ID 1^{er} Autor: Patricia, Solórzano

ID 1^{er} Coautor: Laura, Irene-Morales/ ORC ID: 0000-0001-7500-6202, Researcher ID Thomson: T-6933-2018, CVU CONACYT ID: 45697

ID 2^{do} Coautor: Moisés, Montiel / ORC ID: 0000-0001-6726-9344, CVU CONACYT ID: 230353

ID 3^{er} Coautor: Noé, Demesa

Recibido 9 de Octubre, 2018; Aceptado 5 de Noviembre, 2018

Resumen

Se diseñó, caracterizó y se realizaron pruebas experimentales para determinar los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal, con la finalidad de posteriormente ser adaptado a una máquina de absorción. El diseño interno propuesto incluye 7 serpentines helicoidales concéntricos, anidados en una coraza rígida, conectados en paralelo a través de un *manifold*, el cual distribuye el fluido de servicio hacia el interior de los serpentines. Por la parte externa se realiza el suministro del fluido de trabajo mediante un distribuidor de gota (tipo regadera) con el objetivo de formar una película descendente uniforme sobre los tubos. El material de construcción es acero inoxidable 304 para prolongar su vida útil. Se realizaron 36 pruebas experimentales utilizando agua como fluido de trabajo y de servicio, a 6 diferentes temperaturas y 6 flujos de alimentación de la fuente. Los resultados muestran que el coeficiente total de transferencia de calor esta entre 574 y 1352 W/m² °C. Mientras que los coeficientes convectivos de transferencia de calor están entre 661 y 1650 W/m² °C. Estos valores son superiores a los reportados en la literatura para evaporadores convencionales, lo cual demuestra que el evaporador helicoidal tiene un mejor desempeño de transferencia de calor.

Evaporador helicoidal, Película descendente, Máquina de absorción

Abstract

Experimental tests were designed, characterized and carried out to determine the heat transfer coefficients of a helical evaporator, with the purpose of being adapted to an absorption machine. The proposed internal design includes 7 concentric helical coils, nested in a rigid shell, connected in parallel through a manifold, which distributes the service fluid into the coils. On the outside, the supply of the working fluid is carried out by means of a drop distributor (shower) with the aim of forming a uniform falling film on the tubes. The construction material is 304 stainless steel to prolong its useful life. 36 experimental tests were carried out using water as a working and service fluid, at 6 different temperatures and 6 supply flows from the source. The results show that the overall heat transfer coefficient is between 574 and 1352 W/m² °C. While the convective heat transfer coefficient is between 661 and 1650 W/m² °C. These values are higher than those reported in the literature for conventional evaporators, which shows that the helical evaporator has a better heat transfer performance.

Helical evaporator, Falling film, Absorption machine

Citación: SOLÓRZANO, Patricia, MORALES, Laura Irene, MONTIEL, Moisés y DEMESA, Noé. Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal. Revista de Sistemas Experimentales 2018, 5-17: 1-9

*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: laura.morales@uaem.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Los transformadores térmicos por absorción son un tipo de bomba de calor que tienen la capacidad de recuperar calor de desecho y regresarlo al proceso primario o bien, utilizarlo en un proceso secundario como la purificación de agua o el secado de alimentos [Devotta y Patwardhan, 1989]. Los componentes de las máquinas de absorción son básicamente intercambiadores de calor, los cuales realizan las operaciones de evaporación, condensación, absorción y desorción. Es por eso que su diseño constituye una parte esencial en la configuración de estos sistemas, estos componentes de manera individual permitirán aceptar o rechazar calor para completar el ciclo termodinámico del transformador térmico.

En la literatura publicada en revistas internacionales se han reportado tres revisiones bibliográficas exhaustivas sobre transformadores de calor por absorción. Parham et al. [2014] publicó una revisión de 99 referencias con enfoque en transformadores de calor por absorción avanzados, de doble y triple etapa. Donellan et al. [2015] presentaron la revisión de 106 referencias de transformadores de calor por absorción con énfasis en estudios de optimización, análisis de configuraciones, comportamiento de algunos fluidos de trabajo y resultados de estudios de caso, con el fin de recomendar y promover el uso de estos equipos en aplicaciones industriales. Por otra parte, Rivera et al. [2015] realizaron una revisión bibliográfica de 158 trabajos publicados entre 1986 y 2015, la cual incluye estudios teóricos y experimentales en transformadores de calor por absorción simples y avanzados, que operan con mezclas convencionales o alternativas. Además de la recuperación de calor residual de procesos industriales, se han reportado estudios en la industria de plástico [Ma et al, 2003], textil [Horuz y Kurt, 2010] y de papel [Bakhtiari et al, 2010], así como también se mencionan otras aplicaciones como sistemas de cogeneración, desalinización de agua de mar y destilación, entre otros.

Por otra parte, algunos investigadores han mostrado que la geometría del intercambiador de calor influye significativamente en los coeficientes de transferencia de calor, Prabhanjan et al. [2002] estudiaron el beneficio de utilizar intercambiadores de calor de tubos helicoidales en lugar de tubos rectos. Los autores concluyeron que para dimensiones similares, el coeficiente de transferencia de calor es mucho mayor en intercambiadores de tubos helicoidales que en los de tubos rectos, debido a la turbulencia y la vorticidad provocada por las curvas. Por otra parte, Li et al [2007], llevaron a cabo una investigación experimental del proceso de condensación de refrigerante R-134a en intercambiadores de calor de tubos y demostraron que los tubos helicoidales mejoran los coeficientes de transferencia de calor promedio hasta un 13.8% con respecto a los tubos rectos.

Essalhi et al [2017] desarrollaron un modelo de condensador de bobina helicoidal para una potencia de 10 kW y que opera con el par bromuro de litio/agua, el modelo se basa en ecuaciones y correlaciones empíricas para determinar coeficientes de transferencia de calor locales y totales. La configuración propuesta para el condensador de bobina helicoidal tiene un gran potencial en aplicaciones domésticas debido a su tamaño compacto y el peso mínimo de diseño.

Demesa et al [2017] reportaron un estudio teórico-experimental de un evaporador de 2 kW con serpentines anidados conectados en serie, el cual fue operado como tubos inundados y tubos conectados en serie a una temperatura de evaporación del agua de 323.15 K. Los autores obtienen coeficientes locales y globales de transferencia de calor considerando varios parámetros operativos y proponen nuevos parámetros basados en la capacidad térmica y el tamaño, los autores reportan una eficiencia para el evaporador de 83% y coeficientes convectivos de 659 W/m² K.

En cuanto a evaporadores para máquinas de absorción, los estudios experimentales en intercambiadores de tubos helicoidales son escasos, es por ello, que en este trabajo se presenta un estudio experimental para determinar los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal de 5 kW operando por el principio de película descendente y con serpentines conectados en paralelo, con la finalidad de posteriormente ser adaptado a una máquina de absorción. El equipo fue diseñado por Morales y Demesa [2016] para un proyecto de innovación apoyado por Conacyt. A continuación, se describe la metodología experimental y los resultados obtenidos.

Metodología

Descripción del equipo experimental

Se diseñó un equipo compacto Evaporador-Condensador (EVACON) con arreglo vertical y serpentines helicoidales anidados, es decir, ambos componentes comparten disposición en una misma coraza para aminorar las pérdidas de calor por convección y conducción, pérdidas de presión por fricción en tuberías externas y mejorar la estabilidad del proceso. El tipo de diseño se ha denominado equipo dúplex por realizar dos operaciones unitarias diferentes en una misma coraza.

Los componentes del EVACON son básicamente intercambiadores de calor, se eligió una geometría de serpentines concéntricos operando mediante el principio de película descendente sobre tubos horizontales, esto permite incrementar el coeficiente de transferencia de calor, en comparación de intercambiadores de calor inundados [Incropera, 1996].

El equipo EVACON (figura 1) se compone por dos corazas unidas mediante dos bridas atornilladas y una campana que permite el paso del vapor de una coraza a otra e impide el retorno del condensado. El evaporador se encuentra en la parte inferior, mientras que el condensador se encuentra en la parte superior, para facilitar el ascenso del vapor. El funcionamiento del EVACON se muestra en la figura 1

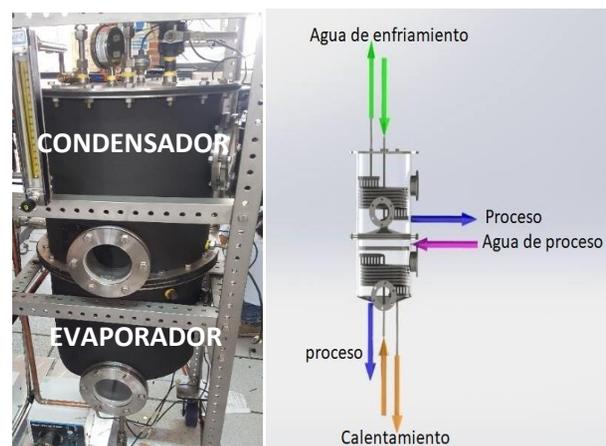


Figura 1 Equipo EVACON
(Solorzano, 2018)

En la tabla 1 se muestran las características del EVACON. 1b.

Dimensiones de diseño del evacon	
Diámetro de coraza	0.33 m
Altura de la coraza	0.62 m
No. Tubos helicoidales	7
No. De vueltas	6
Diámetro externo de tubo	0.127 m
Separación entre tubos	0.003 m
Altura del banco de tubos	0.10 m
Área de transferencia de calor	0.954 m ²

Tabla 1 Características del equipo EVACON
(Solorzano, 2018)

Para llevar a cabo las pruebas experimentales del EVACON se construyó un banco de pruebas (Figura 2) en una estructura de perfil de acero inoxidable 304 con ruedas para su fácil transportación. Las medidas finales del banco son: 1.02 m de largo, 0.51 m de ancho y 1.40 m de alto.



Figura 2 Vista final del banco de pruebas del EVACON (Solorzano, 2018)

Pruebas experimentales

Para controlar las variables de proceso como son flujo, temperatura y presión, se instalaron flujómetros analógicos, termopares tipo J, manovacuumetros y transductores de presión, los cuales fueron previamente calibrados. Para el monitoreo de las variables de proceso se utilizó un adquirente de datos Marca Keysight Technologies y mediante este sistema, se obtuvo comunicación con una computadora a través del software Agilent BenchLink Data Logger 3, registrando lecturas de medición cada 10 segundos. Las características de los instrumentos de medición se presentan en la Tabla 2.

Variable	Sensor	Características
Temperatura	Termopar tipo j marca west	Rango de temperatura 0-120 °c Exactitud ± 0.01 °c
Presión	Transductor de presión	Rango de temperatura -140 a 127 °c Exactitud $\pm 0.25\%$
Flujo	Flujómetros analógicos marca coleparmer de 1200 ml/min, 6 gpm, 12 gpm	Rango de temperatura -26 a 121 °c Exactitud $\pm 0.25\%$

Tabla 2 Características de Instrumentos de Medición (Solorzano, 2018)

Se utilizó una bomba de vacío para operar a condiciones de presión sub-atmosféricas. Se aisló térmicamente con un material de conductividad térmica de 0.039 W/m°C. En la Figura 3 se muestra el diagrama de tubería e instrumentación del banco de pruebas.

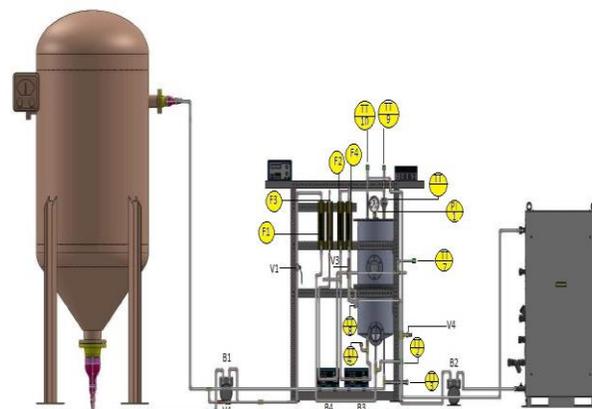


Figura 3 Diagrama de Tubería e Instrumentación del Banco de Pruebas

Como se muestra en la Tabla 3, se probaron 6 temperaturas de la fuente a 6 diferentes flujos, para hacer un total de 36 pruebas experimentales.

Numero de Prueba	T _{fuentes} (°C)	Gasto Fuente (L/min)
1 - 6	65	10
		12
7 - 12	70	14
		16
13 - 18	75	18
		20
19 - 24	80	20
		20
25 - 30	85	20
		20
31 - 36	90	20
		20

Tabla 3 Condiciones de pruebas (Solorzano, 2018)

Los valores de proceso y de servicio en cada componente fueron calculados con las siguientes ecuaciones.

$$Q_{EV,PROCESO} = \dot{m}_{l,s}h_{l,s} - \dot{m}_{l,e}h_{l,e} - \dot{m}_{v,s}h_{v,s} \quad (1)$$

$$Q_{EV,SERVICIO} = \dot{m}_c Cp \Delta T = \dot{m}_c (h_{c,s} - h_{c,e}) \quad (2)$$

$$Q_{CO,PROCESO} = \dot{m}_{l,s}h_{l,s} - \dot{m}_{l,e}h_{l,e} \quad (3)$$

$$Q_{CO,SERVICIO} = \dot{m}_f C_p \Delta T = \dot{m}_f (h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (4)$$

El fluido dentro de tubos está bien tipificado, es decir, existen correlaciones para determinar el coeficiente convectivo interno dependiendo el régimen en el que este se encuentre (laminar, transición o turbulento). Es por eso, que primero se calcula h_i . Se utilizaron las siguientes ecuaciones [Incropera, 1996], [Bergman, 2011]:

$$\text{Número de Reynolds: } Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{int} \mu} \quad (5)$$

$$\text{Número de Prandtl: } Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (6)$$

$$\text{Número de Nusselt: } Nu = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \text{ para } Re \geq 10000, 0.7 \leq Pr \leq 160 \quad (7)$$

Para tubos helicoidales se realizó una corrección del número de Nusselt [Hewitt, 1992]:

$$Nu_{HEL} = Nu \left[1 + 3.5 \left(\frac{D_i}{D_{HEL}} \right) \right] \quad (8)$$

El cálculo del coeficiente convectivo interno se calculó mediante:

$$h_i = Nu_{HEL} \frac{k_f}{D_i} \quad (9)$$

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se utilizó el calor promedio, calculado con la siguiente ecuación.

$$Q_{PROMEDIO} = \frac{Q_{PROCESO} + Q_{SERVICIO}}{2} \quad (10)$$

En el proceso de evaporación, es importante considerar el cambio de fase en el cálculo de la temperatura media logarítmica, como se muestra a continuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_v) - (T_{c,s} - T_v)}{\ln \left(\frac{T_{c,e} - T_v}{T_{c,s} - T_v} \right)} \quad (11)$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor experimental se utilizó la siguiente ecuación [Incropera, 1996]:

$$U_{exp} = \frac{Q_{PROMEDIO}}{A \Delta T_{lm}} \quad (12)$$

A partir de la ecuación 13 podemos calcular h_o , el cual es el coeficiente convectivo experimental [Bird, 2007].

$$h_{o,exp} = \left[\frac{1}{U_{exp}} - \frac{d_o}{d_i h_i} \right]^{-1} \quad (13)$$

Resultados

En el gráfico 1 se muestra el comportamiento de las temperaturas de entrada y salida del evaporador así como la presión durante una corrida experimental que duró 4.5 horas. En ella se observa la estabilidad del equipo, las pruebas tuvieron una tolerancia en las variaciones de la temperatura de ± 1 °C. La primera hora es el tiempo que tardó el equipo en estabilizarse, este lapso de tiempo es más corto que en equipos convencionales (coraza y tubos), donde el tiempo de estabilización puede ser de hasta 3 horas. Cada prueba corresponde a un flujo específico (10-12-14-16-18-20 L/min) a una misma temperatura de servicio (65 °C). La variación en la presión se debe a la temperatura ambiente debido a que se alimentaba de tanques de almacenamiento.

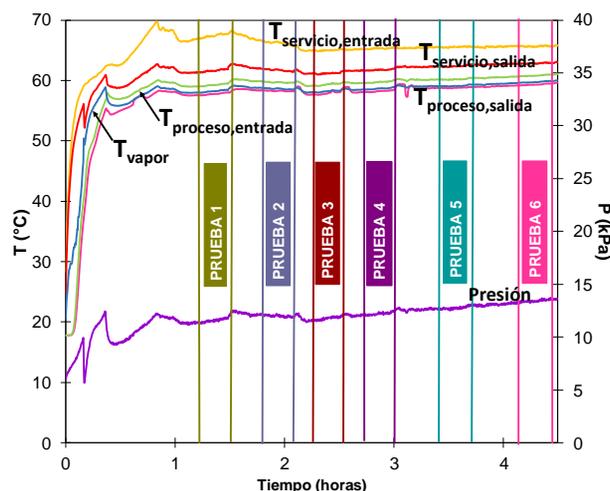


Gráfico 1 Temperaturas experimentales de entrada y salida del evaporador (Solorzano, 2018)

En el gráfico 2 se presenta el comportamiento del calor de servicio en función del flujo de agua caliente suministrado.

Se puede observar que al incrementar el flujo se incrementa la carga térmica suministrada al equipo, esto se debe a que aumenta la turbulencia dentro de los tubos se promueve la transferencia de calor, para esta geometría helicoidal la turbulencia es mayor debido a las vueltas de cada serpentín, y esto se refleja en la corrección al número de Nusselt dado en la ecuación 8.

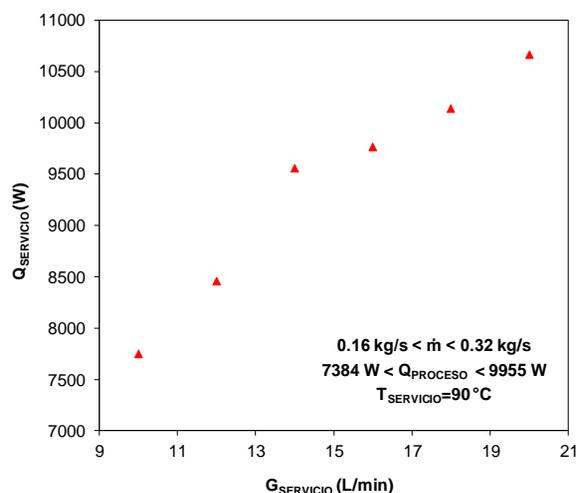


Gráfico 2 Comportamiento del calor de servicio en función del flujo suministrado (Solorzano, 2018)

En el gráfico 3 se muestra el comportamiento de la temperatura de proceso en función del calor de proceso. Se observa una tendencia a incrementar la temperatura del vapor generado en el evaporador conforme aumenta el calor de proceso. Es importante señalar que a partir de los 6200 W de potencia la temperatura del vapor solo incrementa un máximo de 0.5 °C a pesar que el calor de proceso alcanza los 9,955.6 W, por lo tanto, podemos concluir que no es conveniente suministrar más energía una vez superados los 6200 W, esto se puede deber a que el equipo se encuentra en su potencia límite, recordemos que la capacidad de diseño es de 5 kW.

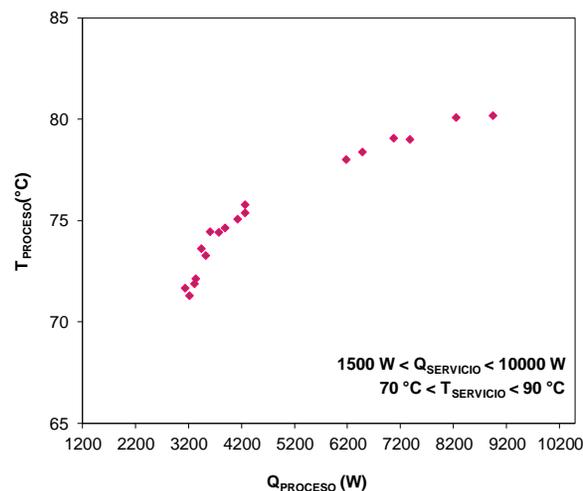


Gráfico 3 Temperatura proceso en función del calor de proceso (Solorzano, 2018)

En el gráfico 4, se muestra el coeficiente de transferencia de calor convectivo experimental ($h_{o_{exp}}$) respecto al calor de proceso ($Q_{PROCESO}$) para tres temperaturas de servicio. En los tres casos se observa que al incrementar el suministro de calor de proceso también se incrementa el coeficiente de transferencia de calor. Esto se debe a que el vapor producido es directamente proporcional al calor suministrado, en efecto, a mayores valores de calor de proceso existe una mayor producción de vapor y en consecuencia se incrementa el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

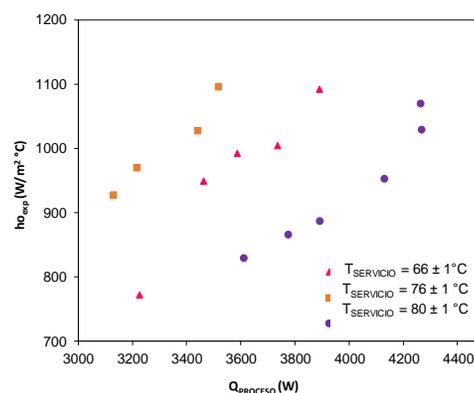


Gráfico 4 Coeficiente convectivo experimental para tres temperaturas de servicio (Solorzano, 2018)

El gráfico 5 muestra el coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_{exp}) con respecto al calor de proceso ($Q_{PROCESO}$) para dos temperaturas de servicio. Teóricamente, se sabe que a mayor potencia, mayor será el coeficiente total de transferencia de calor porque son directamente proporcionales.

Experimentalmente, se observa con claridad el comportamiento esperado, esto es debido a que el evaporador fue operado con agua como fluido de trabajo y como fluido de servicio. Sin embargo, el equipo fue diseñado, dimensionado y construido para integrarse posteriormente a un transformador térmico por absorción y operar con el par de trabajo LiBr-C₂H₂O₂-H₂O, también conocida como Carrol®, este comportamiento térmico permite concluir que el equipo está sobre diseñado para operar con H₂O-H₂O, por lo que se espera que su operación con solución de trabajo sea óptima.

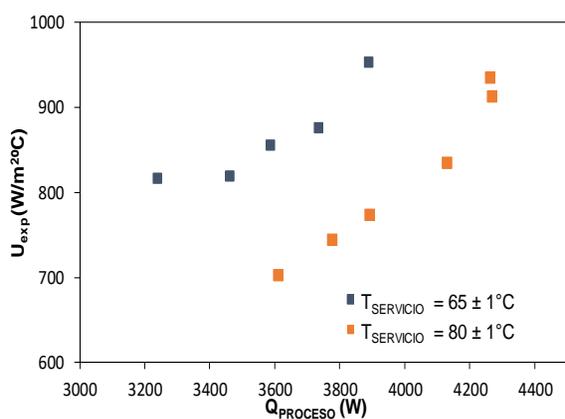


Gráfico 5 Tendencia del Coeficiente Global experimental para dos temperaturas de servicio (Solorzano, 2018)

En el gráfico 6 muestra el comportamiento del coeficiente total de transferencia de calor experimental (U_{exp}) respecto al flujo volumétrico ($G_{SERVICIO}$) para cinco temperaturas de servicio. Las pruebas se realizaron para 6 condiciones de flujo volumétrico, la figura muestra que los coeficientes totales de transferencia de calor más altos se obtienen con la condición de mayor temperatura de servicio. Este comportamiento es debido a que los tubos helicoidales y el aumento del flujo volumétrico favorecen la turbulencia, lo que a su vez incrementa la cantidad de movimiento y a mayores temperaturas de servicio la transferencia de calor también es mayor. Para el caso de la temperatura $T_{SERVICIO}=76 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$, se observa una caída del coeficiente de global para los flujos de 18 y 20 L/min, esto se debe a una caída en la presión del sistema lo cual implica disminución en la potencia suministrada.

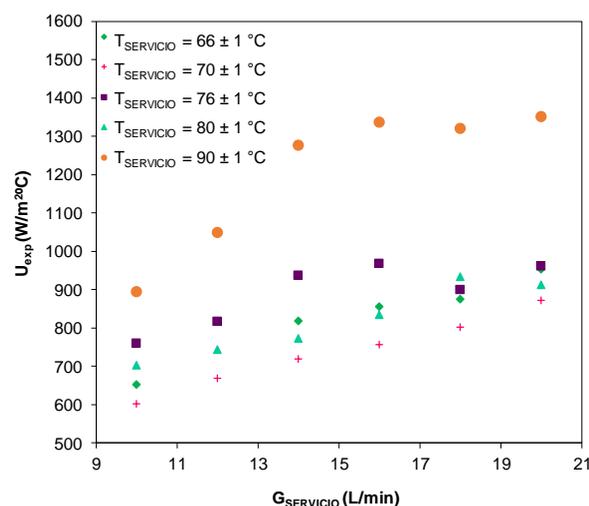


Gráfico 6 Coeficiente global en función del flujo de servicio (Solorzano, 2018)

En el gráfico 7 se muestran los coeficientes convectivos y globales para una temperatura de servicio de 90 °C. Se observa que al incrementar el calor de proceso se incrementa el valor de los coeficientes, esto se debe a que al aumentar la carga térmica se genera más cantidad de vapor en la cámara. A esta temperatura se obtuvieron los valores más altos de ambos coeficientes 1650 W/m² °C para el coeficiente convectivo y 1352 W/m² °C para el coeficiente global. Por lo que podemos concluir que esta geometría es adecuada para el proceso de evaporación.

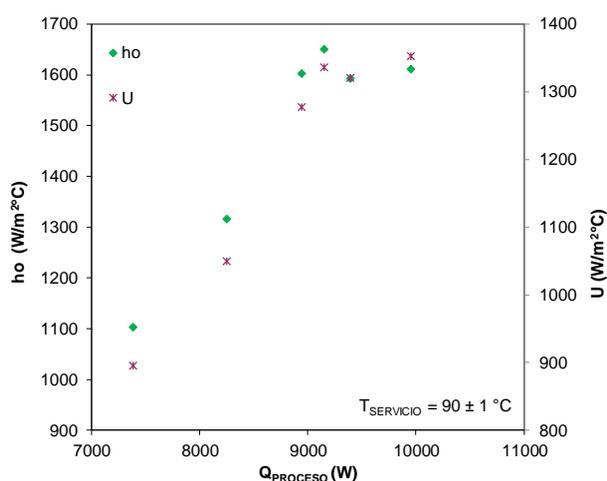


Gráfico 7 Coeficientes de Transferencia de Calor para $T_{SERVICIO}=90 \text{ }^\circ\text{C}$ (Solorzano, 2018)

Agradecimientos

Los autores agradecen a la empresa ALDETEC, CONACyT, al IER-UNAM, al CIICAP-UAEM y al Dr. Roberto Best y Brown por el apoyo proporcionado para la realización del proyecto.

Conclusiones

En el presente trabajo se realizó la operación de un equipo dúplex EVAPORADOR-CONDENSADOR con geometría helicoidal utilizando una solución H₂O-H₂O como fluido de trabajo. El equipo mostró una buena estabilidad durante las pruebas experimentales, realizando hasta 6 condiciones experimentales en una prueba con duración de 5 horas con variaciones de temperatura de ± 1 °C. Se obtuvieron los coeficientes de transferencia de calor experimentales convectivos y globales del evaporador, el cual opera mediante el principio de película descendente sobre tubos helicoidales. Los resultados muestran valores máximos del coeficiente convectivo de 1650 W/m² K y de 1352 W/m² K para el global, lo cual es superior a los reportados por equipos con geometría de coraza y tubos. En cuanto a la sensibilidad del equipo, se pudo observar que la transferencia de calor se promueve a temperaturas de servicio de 90 °C y flujos de 20 L/min, lo cual se ve reflejado también en la eficiencia del equipo. Por lo que podemos concluir que al integrarse este equipo a un transformador térmico por absorción para realizar las operaciones de Generación y Condensación tendrá un buen desempeño.

Referencias

- Bakhtiari B., Fradette L., Legros R., Paris J., (2010). Opportunities for the integration of absorption heat pumps in the pulp and paper process. *Energy*, 35, 4600-4606.
- Bergman, T, Lavine, A, Incropera, F, DeWitt, D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Séptima Edición. John Wiley and Sons.
- Bird B., Stewart W., Lightfoot E. (2007) *Fenómenos de Transporte*. Segunda Edición. Limusa Wiley.
- Demesa N., Huicochea A., Hernández J.A., Siqueiros J. (2017). Heat transfer coefficients for evaporator with nested helical coils. *International Journal Thermal Science*, 121, 390-397.
- Devotta S., Patwardhan V. S. (1989). *Short course and workshop on heat pumps and energy conservation* Chemical Engineering Division, National Chemical Laboratory, NCL and University of Salford (U.K.). pp 1.1-1.4, 4.7-4.8.
- Donnellan P, Cronin K, Byrne E (2015). Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 42, 1290-1304.
- Essalhi N, Fguiri A, Marvillet Ch, Razak M.J. (2017). *International Journal of Hydrogen Energy*, 42, 8888-8897.
- Hewitt G.F, G.L. Shires, F.R. Bott (1992) *Process Heat Transfer*, CRC.
- Horus I., Kurt B. (2010). Absorption heat transformers and an industrial application. *Renewable Energy*, 35, 2175-2181.
- Incropera F.P., De Witt D.P., (2002). *Fundamentos de Transferencia de Calor: Cuarta Edición*. Prentice Hall.
- Li S., Ji-tian H., Guo-ping S., Ji-hong P. (2007). Condensation heat transfer of R-134a in a horizontal straight and helically coiled tube-in-tube heat exchangers. *Journal of Hydrodynamics*, 19, 677-682.
- Ma X., Chen J., Li S., Sha Q., Liang A., Li W., Zhang J., Zheng G., Feng Z. (2003). Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant. *Applied Thermal Engineering*, 23, 797-806.
- Mohamed E. Ali. Experimental investigation of natural convection from vertical helical coiled tubes (1994). *International Journal Heat and Mass Transfer*, 37, 665-671.

Morales L.I., Demesa N. (2016). Reporte Técnico del Proyecto “Diseño y desarrollo de un Transformador Térmico Por Absorción (TTA) a nivel piloto para el ahorro energético de la Industria Textil”. ALDETEC, CONACyT.

Parham K., Khamooshi M., Tematio D., Yari M. (2014) Absorption heat transformers—a comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 34, 430-452.

Prabhanjan D.G, Raghavan G.S.V, Rennie T.J. (2002). Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*; 29, 185-191.

Rivera W, Best R, Cardoso MJ, Romero RJ, (2015). A review of absorption heat transformers. *Applied Thermal Engineering*. 91, 654-670.

Solorzano P. (2018). Determinación de los Coeficientes de Transferencia de Calor de un Generador-Condensador Compacto para un Transformador Térmico. Tesis de Licenciatura. FCQeI-UAEM.