

Modelado y simulación de un sistema de absorción LiBr-H₂O de doble efecto activado con colectores solares de cilindro parabólico

Luis González¹, Nicolás Velázquez¹, Daniel Saucedo², Gabriel Pando¹, Manuel Cervantes¹
Centro de Estudios de las Energías Renovables ¹, Departamento de Electrónica y Comunicaciones²
Universidad Autónoma de Baja California ¹, Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada²
Mexicali, México ¹, Ensenada, México ²

[gonzalezl18, nicolas.velazquez, gabriel.pando, manuel.cervantes]@uabc.edu.mx¹, dsauceda@cicese.edu.mx²

Abstract— This paper presents mathematical modeling, simulation and thermodynamic study of a cooling system LiBr-H₂O absorption which is activated with parabolic trough solar collectors. The simulation was performed in two parts, the solar collection system using EES® platform for the system and absorption cooling Aspen® platform was used. Suitable conditions resulting operation to 16.25 kW load on the evaporator, activation requires a temperature in the high temperature generator approximately 164°C under design conditions, the efficiency of PTC obtained was 0.62, the absorption system COP was 1.2 and the overall efficiency of the system was 0.744.

Keyword— *Mathematical model, Simulation, LiBr-H₂O, Absorption, Solar Collector, PTC.*

Resumen— Este trabajo muestra el modelado matemático, simulación y estudio termodinámico de un sistema de enfriamiento por absorción LiBr-H₂O el cual es activado con colectores solares de cilindro parabólico. La simulación se realizó en dos partes, el sistema de colección solar utilizando la plataforma del EES® y para el sistema de enfriamiento por absorción se utilizó la plataforma de Aspen®. Resultando las condiciones de operación idóneas para una carga de 16.25 kW en el evaporador, requiere una temperatura de activación en el generador de alta temperatura aproximadamente de 164°C bajo las condiciones de diseño, la eficiencia del CCP obtenido fue de 0.62, la COP del sistema de absorción fue de 1.2 y la eficiencia global del sistema fue de 0.744.

Palabras claves— *Modelado Matemático, Simulación, LiBr-H₂O, Absorción, Colector Solar, CCP.*

I. INTRODUCCIÓN

La invención del ciclo de refrigeración por absorción se remonta a los 1700's, para los años de 1859 y 1950 fueron utilizados por primera vez las mezclas de trabajo Amoniaco/Agua y Agua/Bromuro de Litio respectivamente. Recientemente, el incremento en el costo de la electricidad y los problemas medioambientales han hecho que el calor proveniente de fuentes de energías renovables para los sistemas de refrigeración por absorción sea una opción atractiva para aplicar en el sector residencial, comercial e industrial.

Los sistemas de compresión de vapor han sido utilizados en muchas aplicaciones de refrigeración y equipos de aire acondicionado. Sin embargo el aumento del calentamiento global y el efecto ambiental de los clorofluorocarbonos ha estimulado el interés en el desarrollo de los sistemas de absorción. La investigación y desarrollo de nuevas tecnologías eficientes tienen como base fundamental el ser medio ambientalmente amigables. Los sistemas de refrigeración por absorción son atractivos debido a que pueden emplear refrigerantes naturales (agua, amoniaco, etc.) los cuales satisfacen las normativas de los protocolos de Kioto y Montreal, aunado a esto pueden ser impulsados por energía solar, biogás, calor residual o energía geotérmica, por lo tanto evitando el consumo de combustibles fósiles.

Por esta razón, los sistemas de absorción alimentados por energías renovables son vistos como una de las formas más convenientes para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero como el CO₂. Las fuentes de energía disponibles para la operación de los sistemas de absorción se pueden clasificar en dos

grupos: no renovables y renovables. La energía no renovable es la que almacenan los combustibles fósiles: como el carbón, el petróleo y el gas natural. En términos más específicos el sistema propuesto puede utilizar electricidad, combustóleo, diesel, gas LP y gas natural, algunos son derivados del petróleo y otros se obtienen a partir del mismo y están disponibles comercialmente. Las fuentes renovables de energía tienen una larga vida en términos de la existencia humana, y por lo tanto se les considera eternas. Como ejemplos tenemos a la biomasa, solar, eólica, hidráulica y geotérmica, sin dejar de lado el hidrógeno renovable, ya que el sistema de absorción puede ser acoplado a una celda de combustible [1].

Los sistemas de refrigeración de la actualidad utilizan dos pares de Refrigerantes/Absorbentes; Agua/Bromuro de Litio y Amoniaco/Agua. Mientras que el sistema de absorción de Agua/Bromuro de Litio es utilizada comúnmente para aplicaciones de aire acondicionado, el sistema con Amoniaco/Agua puede ser utilizado para aplicaciones donde las temperaturas requieren ser inferiores a los cero grados centígrados, sin embargo tiene la desventaja de la gran miscibilidad del amoniaco y el agua lo que significa que grandes columnas de rectificación se requieren para generar el amoniaco, que se suma a la complejidad del sistema [2].

Es por ello la necesidad de estudiar a detalle los sistemas de climatización de espacios mediante absorción y aprovechar las virtudes con las que cuentan sobre los sistemas de compresión mecánica, por lo cual se procedió a la creación de un simulador de carácter específico básicamente es un modelo de gestión orientado a modelar un diseño específico para este caso el sistema de absorción LiBr-H₂O de baja capacidad con la finalidad de investigar su comportamiento bajo diferentes condiciones de operación.

En este artículo se presenta el trabajo de investigación de Modelado, simulación y estudio termodinámico para poder examinar a detalle el comportamiento de un sistema de refrigeración por absorción acoplado a colectores solares térmicos cilindro parabólico.

II. DESCRIPCIÓN DEL CICLO

El sistema de enfriamiento solar está compuesto por dos subsistemas: el primero es el sistema de colección solar térmico que lo forman colectores cilindro parabólico el cual está compuesto por láminas de alta reflectividad que concentran la radiación solar hacia una línea focal a un absorbedor el cual transporta el fluido caloportador. El segundo subsistema es la máquina de absorción de doble efecto la cual se compone de dos generadores de vapor (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor de la disolución, un condensador y un subenfriador de líquido, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor [3].

Los ciclos de doble efecto, como poseen dos generadores, realizan dos separaciones de vapor a partir de un aporte inicial de calor externo, de manera que se consigue un aumento notable en el COP de la máquina respecto a las de simple efecto. Pero ello implica un nivel térmico superior a las de simple efecto en el generador de alta temperatura, con el fin de que el vapor producido en este generador sea a su vez capaz de producir vapor refrigerante en el generador de baja temperatura.

- Descripción operativa

La operación normal de este sistema consiste en captar la radiación solar mediante el colector solar térmico tipo CCP (Colector cilindro parabólico) para generar vapor conforme se vaya captando la radiación solar, esta se irá manifestando como una cantidad de calor transferida al fluido caloportador, por ende la temperatura se incrementará hasta llegar al punto donde comienza a vaporizarse hasta llegar a un estado de vapor saturado, el cual se utiliza para alimentar la máquina de absorción; la disolución contenida en el absorbedor (ver Figura 1) es aspirada por la bomba y transportada, en forma paralela, hacia el generador de Alta temperatura (GAT) y al generador de baja temperatura (GBT).

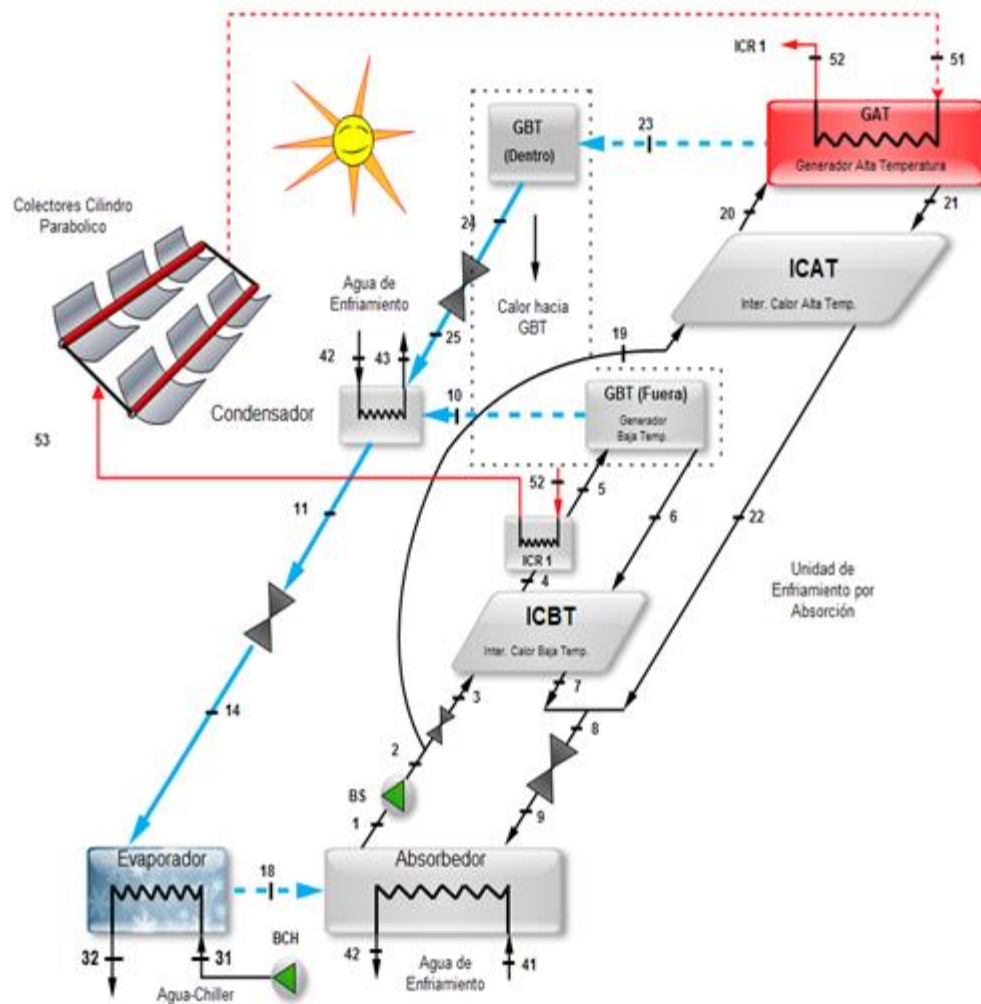


Fig. 1. Diagrama del sistema de absorción de doble efecto.

Se produce vapor refrigerante en el GAT debido a la transferencia de calor suministrada por el vapor proveniente del colector solar térmico tipo cilindro parabólico, el refrigerante en estado de vapor es el causante de la ebullición de la disolución en el generador de baja, ya que este vapor al transferir el calor al de baja temperatura se condensa por tanto, el generador de baja temperatura el cual es generador y condensador al mismo tiempo. El vapor refrigerante, producido en el GBT, circula después hacia el condensador, donde cede su calor latente al agua de refrigeración y cambia de estado.

El resto retornará al absorbedor, pasando previamente por el recuperador de calor de baja temperatura (ICBT), donde se enfriará la disolución antes de su entrada al absorbedor.

El refrigerante producido en los dos generadores, ya en estado líquido, es conducido hasta la válvula de expansión donde la caída de presión provoca un descenso en la temperatura del refrigerante para posteriormente entrar al evaporador donde es rociado mediante unos pulverizadores sobre un intercambiador de tubos, por el interior de estos tubos circula agua que cede calor sensible al refrigerante, y provoca su ebullición a la presión y temperatura de evaporación. Ya en estado de vapor saturado, el refrigerante vuelve al absorbedor donde entra en contacto con la disolución concentrada

procedente de los dos generadores, resultando absorbido por la misma, diluyéndola (calor de dilución) y transformándose en estado líquido (condensación). El calor de absorción es la suma de estos dos calores: el de dilución más el de condensación.

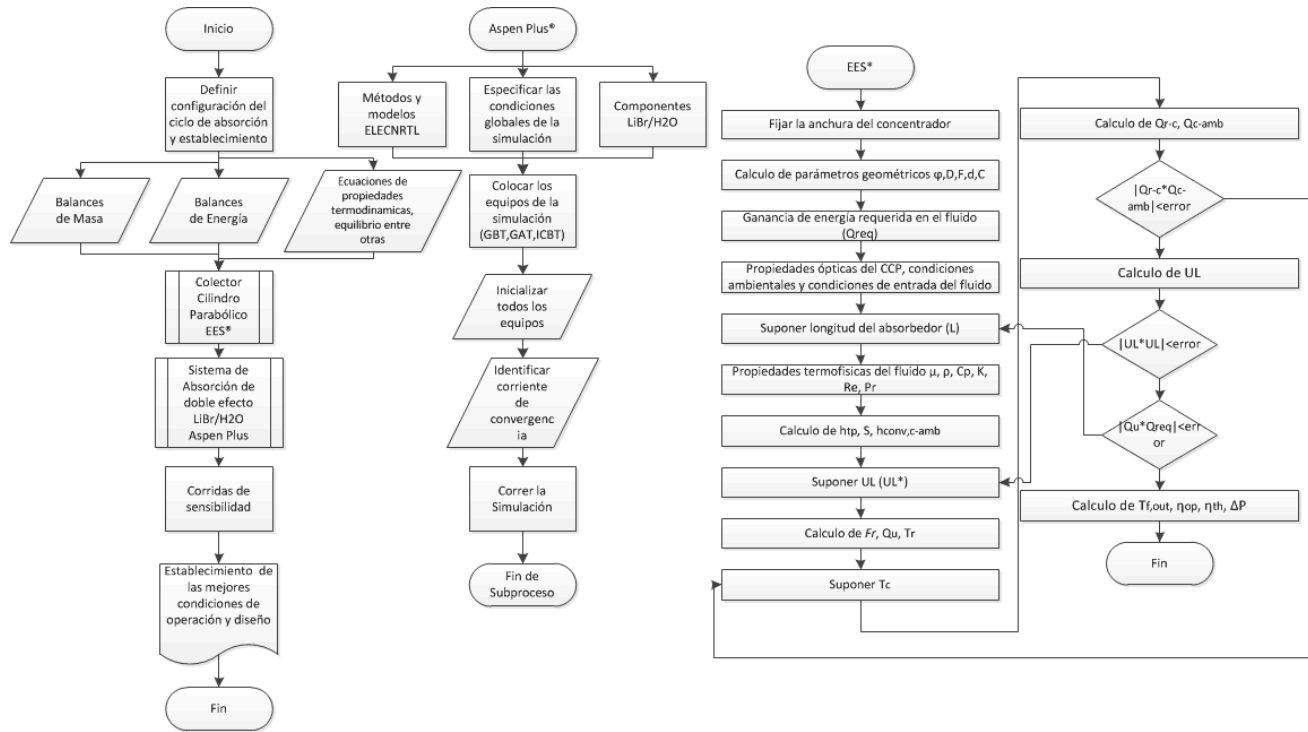


Fig. 2. Algoritmo de solución del sistema de enfriamiento por absorción acoplado a un concentrador cilindro parabólico

III. MODELO MATEMÁTICO Y SIMULACIÓN

La secuencia metodológica que se siguió para este trabajo está representada en la Figura 2 y consiste inicialmente en la definición del ciclo a simular para este caso el doble efecto, el establecimiento de las condiciones de operación del sistema, con ello definiendo la capacidad, medios de enfriamiento, fuente de alimentación de energía primaria y la aplicación que será la climatización de espacios. Posteriormente se realiza el modelado matemático de cada uno de los módulos proporcionando los balances de materia, energía, ecuaciones de propiedades termodinámicas, equilibrio y especiales; para alimentar a la plataforma de EES® en el cual se lleva a cabo un procedimiento iterativo exploratorio que por medio de ecuaciones se propone una configuración y se aplica la técnica de trazado de rayos para realizar el dimensionamiento y evaluación del sistema de colección solar tipo CCP posteriormente se determina la temperatura del fluido caloportador para activar al sistema de enfriamiento por absorción simulado en la plataforma de Aspen Plus® en la cual en primera instancia se requiere especificar las condiciones globales de la simulación, métodos, modelos y componentes.

Tabla I. Ecuaciones del sistema de concentración cilindro parabólico

	Autor	Ecuación
Diámetro mínimo requerido en el receptor	Duffie y Beckman	$D = \frac{Wc \sin 0.267}{\sin \phi}$ <p>Dónde: $\phi = \tan^{-1} \left[\frac{8 \left[\frac{f}{Wc} \right]}{16 \left[\frac{f}{Wc} \right]^2 - 1} \right]$</p>
Relación de concentración geométrica	Duffie y Beckman	$C = \frac{Wc - D_{r,ext}}{\pi D_{r,ext}}$
Radiación solar absorbida	Almanza y Muñoz	$S = I_b \rho_o \tau \alpha \gamma K_\alpha$
Eficiencia óptica	Almanza y Muñoz	$\eta_{op} = \frac{S}{I_b}$
Ganancia útil de calor	Duffie y Beckman	$Q_u = Fr(W - D_{r,ext})L \left[S - \frac{U_L}{C} (T_{f,ent} - T_{amb}) \right]$
Coefficiente global de pérdidas por transferencia de calor		$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{conv,c} + h_{rad-cielo})} + \frac{1}{h_{rad-c} + h_{conv,r-c}} \right]^{-1}$

Posteriormente se requiere colocar los equipos de la simulación de acuerdo a sus condiciones y requisitos con la finalidad de ser los más cercano a las condiciones reales, paso seguido se inicializan de acuerdo a las condiciones de operación que tendrá el sistema de doble efecto alimentando con datos previamente recabados en los cálculos termodinámicos para poder pasar a la generación de bloques de ecuaciones y ser resultados por el simulador.

Para el desarrollo del modelo matemático del concentrador cilindro parabólico se utilizaron diferentes ecuaciones reportadas en la literatura las cuales se representan en la tabla I, así mismo las correlaciones utilizadas de cada uno de los componentes que forman el sistema de absorción de doble efecto BrLi-H₂O se presentan en la tabla II.

Para el análisis termodinámico del sistema de absorción los principios de conservación de la masa y energía, se aplican a cada componente del sistema.

La conservación de masa contempla el balance de masa total y de cada material de la solución. Las ecuaciones que gobiernan a la masa para la conservación de un sistema de flujo en estado estable y constante son las siguientes:

$$\sum m_{ent} - \sum m_{sal} = 0 \tag{1}$$

$$\sum m_{ent} \cdot x_{ent} - \sum m_{sal} \cdot x_{sal} = 0 \tag{2}$$

Donde m es el flujo másico y x es la fracción de masa de LiBr en la solución. La fracción de masa de la mezcla en diferentes puntos del sistema se calcula utilizando la temperatura correspondiente y los datos de presión.

Tabla II. Ecuaciones del sistema de concentración cilindro parabólico

Componente	Referencia	Proceso	Ecuación
Evaporador	Chun y Seban	Película de agua sobre la superficie del tubo	$\bar{h}_{evp-film} \left(\frac{v^2}{g * k^3} \right)^{1/3} = 3.8 \times 10^{-3} (Re_{evp-film})^{0.4} (Pr_{evp-film})^{0.65}$
	Dittus y Boelter	Agua para ser enfriada en el tubo	$\frac{\bar{h}_{evp-chw} d_{30}}{k_{30}} = 0.023 Re_{evp-chw}^{0.8} Pr_{evp-chw}^{0.3}$
Absorbedor	Vliet et al.	Película de LiBr sobre la superficie del tubo	$\bar{h}_{abs-film} = 0.30 Re_{abs-film}^{0.46} k_{91} \left(\frac{1.5 \mu_{91} \Gamma_{91}}{\rho_{91}^2 g} \right)^{-1/3}$
	Dittus y Boelter	Agua de enfriamiento en el interior del tubo	$\frac{\bar{h}_{abs-chw} d_{40}}{k_{40}} = 0.023 Re_{abs-chw}^{0.8} Pr_{abs-chw}^{0.4}$
	Vliet et al.	Cantidad de vapor absorbido en la superficie del tubo	$\dot{m}_{abs-vapor} = 0.30 Re_{abs-film}^{0.46} \frac{\dot{q}_{abs}}{h_{fg}}$
	Nagaoka et al.	Coefficiente de vapor absorbido en la superficie del tubo	$k_{abs} = 29.571 \Gamma_{91} + 0.405$
Condensador	Kern D.Q.	Condensación de la película sobre la superficie del tubo	$\bar{h}_{cond-film} \left(\frac{v_{11}^2}{k_{11}^3 g} \right)^{1/3} = 1.51 Re_{11}^{-1/3}$
	Dittus y Boelter	Agua de enfriamiento dentro del tubo	$\frac{\bar{h}_{cond-cw} d_{49}}{k_{49}} = 0.023 Re_{cond-chw}^{0.8} Pr_{cond-chw}^{0.4}$
Generador de Alta Temperatura	Jakob y Hawkins	Ebullición sobre la superficie del tubo	$\bar{h}_{htrg-nucleate} = 1042 (T_{51} - T_{21})^{1/3} \left(\frac{p_h}{p_0} \right)^{0.4}$
	Kern D.Q.	Condensación de la película dentro del tubo	$\bar{h}_{htrg-film} \left(\frac{v_{51}^2}{k_{51}^3 g} \right)^{1/3} = 1.51 Re_{51}^{-1/3}$
Generador de Baja Temperatura	Jakob y Hawkins	Ebullición sobre la superficie del tubo	$\bar{h}_{ltrg-nucleate} = 1042 (T_{24} - T_6)^{1/3} \left(\frac{p_m}{p_0} \right)^{0.4}$
	Kern D.Q.	Condensación de la película dentro del tubo	$\bar{h}_{ltrg-film} \left(\frac{v_{24}^2}{k_{24}^3 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4 \Gamma_{24}}{\mu_{24}} \right)^{-1/3}$

La tasa de flujo de masa de refrigerante se obtiene por el balance de energía en el evaporador y se da como:

$$m_9 = \frac{Q_{eva}}{h_{10} - h_9} \tag{3}$$

La Conservación de Energía mediante la primera ley de la termodinámica se obtienen los balances de energía de cada componente (cada componente puede ser tratado como un volumen de control con las corrientes de entrada y salida, transferencia de calor e interacciones de trabajo) del sistema de absorción como se muestra a continuación:

$$\Sigma (\Sigma m_{ent} \cdot h_{ent} - \Sigma m_{sal} \cdot h_{sal}) + (\Sigma Q_{ent} - \Sigma Q_{sal}) + W = 0 \tag{4}$$

En este artículo, el COP que se adoptó para la evaluación del rendimiento del ciclo. Se define como la capacidad de salida dividida por la entrada de calor, dado por:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gat}} \quad (5)$$

Mediante la combinación de las ecuaciones del sistema, el COP puede ser expresado como:

$$COP = \frac{(m_{10} \cdot h_{10} - m_9 \cdot h_9 - m_{27} \cdot h_{27} + m_{28} \cdot h_{28})}{(m_{14} \cdot h_{14} + m_{17} \cdot h_{17} - m_{13} \cdot h_{13} - m_{21} \cdot h_{21} + m_{22} \cdot h_{22})} \quad (6)$$

IV. RESULTADOS NUMÉRICOS

Las máquinas de absorción de doble efecto se han desarrollado con el objetivo de aumentar la eficiencia del ciclo respecto a la que proporcionan las de simple efecto. Se diferencian de éstas, desde el punto de vista estructural, principalmente por la presencia de dos generadores de vapor refrigerante, en lugar de uno solo. Esta configuración permite una mayor producción de refrigerante que se traduce en una mejora en la eficiencia de la máquina. Para lograr dicho propósito, el calor suministrado al ciclo necesita un nivel térmico mayor que en las de simple efecto. Gracias a este nivel térmico superior, el vapor refrigerante producido en el primer generador (denominado de alta temperatura) será capaz de provocar la ebullición del refrigerante contenido en la disolución que circula por el segundo generador (denominado de baja temperatura). Por ello, mientras en las de simple efecto es suficiente una fuente térmica a 70-90°C, en las de doble efecto la fuente térmica puede alcanzar, e incluso superar, los 150°C [4].

A. Consideraciones del simulador

La simulación del sistema se realiza tomando en consideración las siguientes suposiciones:

- El análisis se realiza bajo condiciones estables.
- El refrigerante (agua) a la salida del condensador es líquido saturado.
- El refrigerante (agua) a la salida del evaporador se encuentra en vapor saturado.
- La solución de bromuro de litio en la salida del absorbedor es una solución fuerte y se encuentra a la temperatura del absorbedor.
- Las temperaturas de salida del absorbedor y de los generadores corresponden con las condiciones de equilibrio de la mezcla y separación, respectivamente.
- Las pérdidas de presión en las tuberías y todos los intercambiadores de calor son despreciables.
- Se considera que no existen pérdidas de calor al ambiente de los distintos componentes del sistema (componentes adiabáticos).
- El sistema rechaza el calor al agua de enfriamiento en el condensador y el absorbedor.

Tabla III. Especificaciones del cilindro parabólico

Parámetro	Valor
Longitud del receptor (L)	7.18 m
Ancho del colector (W)	3 m
Distancia focal (f)	0.75 m
Diametro interno del receptor ($D_{r, int}$)	0.0199 m
Diametro externo del receptor ($D_{r, ext}$)	0.0267 m
Conductividad termica del tubo receptor (K)	55 W/(m K)
Diametro interno de la cubierta de vidrio ($D_{c, int}$)	0.045 m
Diametro externo de la cubierta de vidrio ($D_{c, ext}$)	0.05 m
Absorbancia del receptor (α_r)	0.9
Emitancia del receptor (ϵ_r)	0.35
Transmitancia de la cubierta de vidrio (τ)	0.85
Superficie reflectiva (ρ_o)	0.92
Eficiencia optica (η_{op})	0.70
Angulo de incidencia modificado (K_a)	1.0
Coefficiente de concentracion (C)	35.44
Factor de forma (γ)	1

Se llevó a cabo un análisis numérico con el fin de obtener las dimensiones y describir el comportamiento de la operación de la CCP. La geometría y los materiales fueron determinados con el fin de alcanzar la eficiencia óptica y térmica máxima teniendo en cuenta las siguientes restricciones: a) las condiciones climáticas, b) 14 kW de demanda y las condiciones de operación térmicas del sistema de enfriamiento por absorción LiBr-H₂O, c) colector con un máximo de 3 m de ancho (adecuado para el sistema de seguimiento disponibles en la actualidad en la Universidad Autónoma de Baja California, el cual se puede utilizar en la futura construcción de la CCP) y del receptor y los diámetros de cobertura disponibles comercialmente ver tabla III.

El clima es un factor importante para el correcto dimensionamiento y estudio operativo del CCP. Las condiciones climáticas fueron tomadas de los datos medidos en Mexicali, Baja California, México 2000-2006 [4]. La temperatura ambiente máxima promedio desde mayo 1 a octubre 30 es de 38.3 ° C, el período crítico es en julio y agosto con una temperatura ambiente media de 34.5 ° C y una temperatura media máxima de 41.2 ° C con una velocidad media del viento de 3,0 m/s. En verano, la radiación media diaria máxima es de 866 Wm⁻².

Los coeficientes de transferencia de calor individuales a lo largo de la longitud del receptor se muestran en la figura. 3. El coeficiente de transferencia de calor de fluido se incrementa debido al incremento de la calidad de vapor producido por el proceso de evaporación. El coeficiente de transferencia de calor radiativo entre el receptor y la cubierta presenta un pequeño incremento debido al aumento en la temperatura del receptor lo largo de ella. En la figura. 8, se muestran los perfiles de temperatura de los diferentes componentes del generador de coleccionista. La más alta temperatura se obtiene en el receptor y el menor en la cubierta. También se observó una pequeña disminución en la eficiencia global cuando la longitud del receptor se aumenta debido al aumento en la temperatura del receptor. Como resultado, la pérdida térmica en la unidad fue mayor.

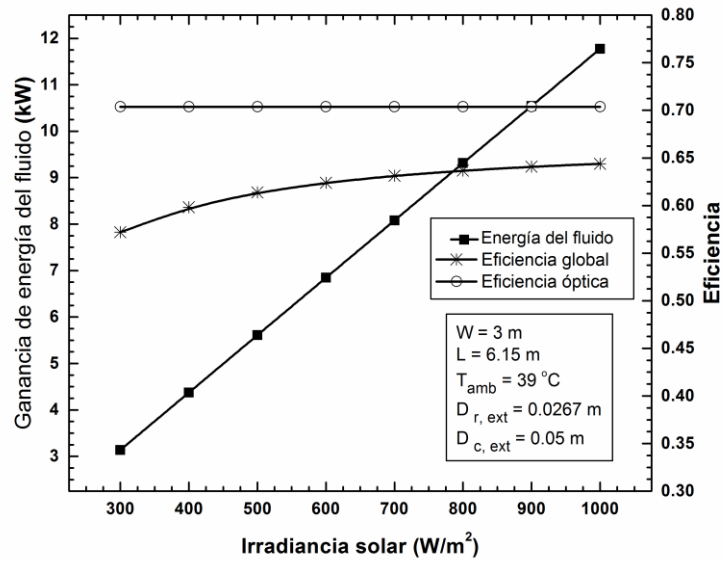


Fig. 3. Coeficiente de transferencia de calor a lo largo del receptor.

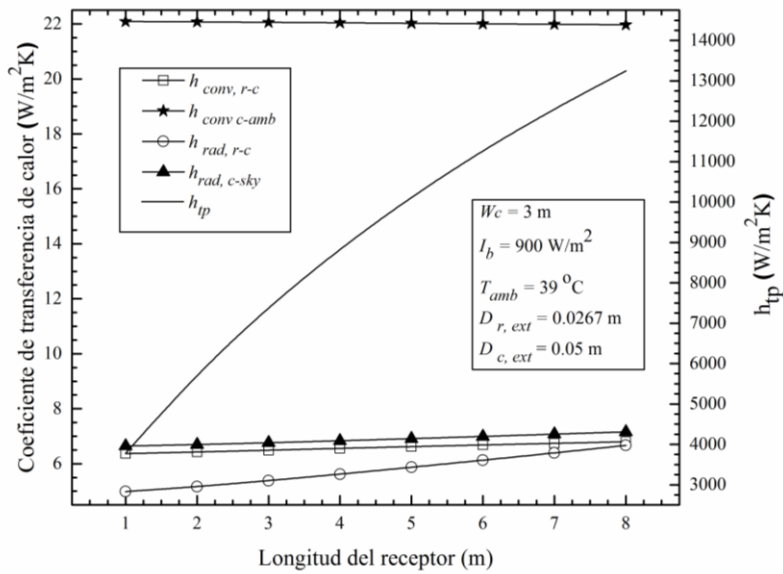


Fig. 4. Ganancia de energía útil y la eficiencia teniendo en cuenta diferentes valores de radiación solar.

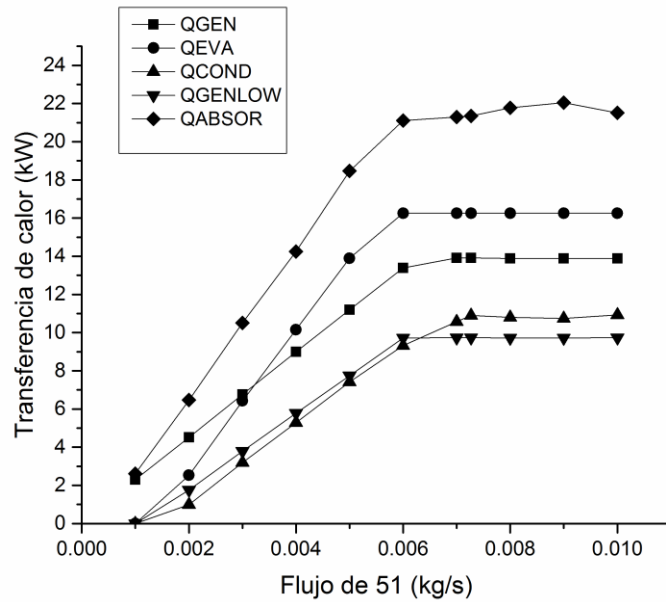


Fig. 5. Transferencia de calor por componente variando el flujo de fluido calorpotador.

De acuerdo a las medidas obtenidas mediante la simulación del CCP se realizó el estudio del comportamiento de componentes principales del sistema de enfriamiento por absorción en el cual se observa que para un flujo de 0.007 kg/s de la corriente 51 provenientes del sistema de colección solar se cuenta con una capacidad de enfriamiento en el evaporador de 16.25 kW, ver figura 5. En medida que se logra suministrar la energía de activación del generador se destaca el aumento del coeficiente de rendimiento obteniendo su máximo en 1.2 ver figura 6.

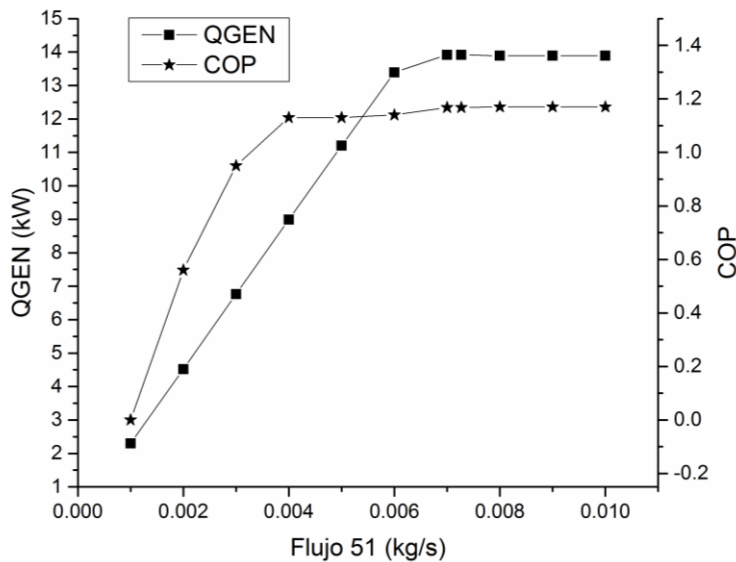


Fig. 6. Coeficiente de rendimiento vs calor del generador.

V. CONCLUSIONES

En este artículo se presentó el modelado matemático, simulación y estudio termodinámico de un sistema de enfriamiento por absorción LiBr-H₂O de doble efecto de baja capacidad para integrarse al sector residencial, comercial e industrial a través de la activación por energía solar térmica mediante colectores solares térmicos tipo cilindro parabólico. De acuerdo a la simulación realizada las condiciones de operación idóneas para una carga de 16.25 kW en el evaporador, requiere una temperatura de activación en el generador de alta temperatura aproximadamente de 164°C bajo las condiciones de diseño; la eficiencia del CCP obtenido fue de 0.62, el COP del sistema de absorción fue de 1.2 y la eficiencia global del sistema fue de 0.744. El resultado numérico también demuestra que la disponibilidad de la radiación solar tiene un efecto insignificante en la COP del sistema, pero afecta significativamente la capacidad del sistema de colección solar y el ciclo de refrigeración.

De acuerdo con el análisis numérico, el diámetro del receptor juega un papel clave en el rendimiento térmico CCP. Con el fin de seleccionar este diámetro, fue necesario hacer un compromiso entre la térmica, la óptica y las pérdidas de fluido-dinámicas. El diámetro de la tapa de cristal es otro parámetro importante que afecta el rendimiento CCP influenciando directamente el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el receptor y la cubierta. Sin embargo, la velocidad del viento y la temperatura ambiente no tienen ninguna influencia significativa sobre la eficiencia del sistema. De hecho, la variación de la eficiencia fue menor que 1% en el rango estudiado.

Las dimensiones de CCP obtenidos (7.18 m de largo x 3 m de ancho) en un arreglo de 2 colectores en serie, no sólo son suficientes para abastecer la demanda de energía de la unidad de absorción de refrigeración de 14 kW, sino que también permiten la instalación del sistema de refrigeración sobre un techo de la residencia.

RECONOCIMIENTOS

Fue posible la finalización de este artículo por el apoyo del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) a través del proyecto con clave CB-2011-01-167794, gracias igualmente a la Universidad Autónoma de Baja California (UABC) y al Centro de Estudios de Renovables Energías (CEENER).

REFERENCIAS

- [1] Velázquez, N. (Julio de 2002). Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar. México, D.F., México.
- [2] Al-Dadah, R. (2011). Solar powered vapor absorption system using propane and alkylated benzene AB300 oil. *Applied Thermal Engineering*, 1936-1942.
- [3] L. González, N. Velázquez, A. Ruelas, G. Pando, M. Nakasima (2014). Modelling and Simulation of a Double Effect Absorption System LiBr-H₂O of Low Capacity Activated with Solar Energy. *International Journal of Advanced Research in Computer Science and Software Engineering*, Volume 4, Issue 7, 2014, p. 13-17.
- [4] R. Gallegos, A. Luna, N. Velázquez, and G. Bojorquez. A Simulation Study on the Limitations of the Use of Evaporative Cooling for Air Conditioning in Hot Arid Climate of Mexicali, Mexico. in XXX Mexican National Solar Energy Week Conference. ANES/ASME2006-0001. 2006. Veracruz, Mexico. R. Nicole, "Title of paper with only first word capitalized," J. Name Stand. Abbrev., in press.
- [5] R. Almanza and F. Muños, *Ingeniería de la Energía Solar*, El Colegio Nacional, D. F. México, (1994)
- [6] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *University of California Publications in Engineering* 2 (1930), 443-461.

- [7] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Process*, Second ed., Wiley-Interscience, New York, (1991).
- [8] M. Eck and E. Zarza, Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs, *Solar Energy* 80(11) (2006), 1424-1433.
- [9] V. Flores and R. Almanza, Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers, *Energy* 29(5-6) (2004), 645-651.
- [10] S. Kalogirou, S. Lloyd and J. Ward, Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system, *Solar Energy* 60(1) (1997), 49-59.
- [11] Henning, H. (2007). Solar assisted air conditioning of buildings. *Applied Thermal Engineering*, 1734-1749.
- [12] Karamangil, M. (2010). A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1969-1978.
- [13] Kim, D. (n.d.). Air-cooled solar absorption air conditioning. Research funded in part by Senter Novem in the framework of the BSE-NEO.
- [14] Pátek J, Klomfar. J. (2006). A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range. *International Journal of Refrigeration*, 566-578.
- [15] Herold, K. (1964). University of Maryland based on data from: Uemura, T., Hasaba, S., *Tech. Repr. Kansai Univ.*, 6, 31-55, 1964.