

Temperatura de Acoplamiento y Condiciones de Operaciones de un Sistema de Enfriamiento-Termosolar

Alexis Acuña Ramírez, Nicolás Velázquez Limón, Jesús Cerezo Román, Fernando Lara Chávez

Centro de Estudio de las Energías Renovables, Instituto de Ingeniería de la UABC

Calle de la Normal s/n, Col. Insurgentes Este, Mexicali, B. C., 21280.

Resumen

En este artículo se presenta una metodología para encontrar las condiciones óptimas de operación y de diseño de un sistema de enfriamiento-termosolar, mediante la elección de la temperatura idónea del generador para acoplar un arreglo de colectores solares del tipo CPC y una unidad de enfriamiento de absorción difusión que emplea la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$. El estudio está basado en un modelado matemático y un simulador, el cual fue validado con datos experimentales reportados en la literatura. El simulador se compone de dos partes; la unidad de enfriamiento y el sistema de colección solar, los cuales fueron codificados en la plataforma EES y Matlab 7.0 respectivamente. En el caso de estudio presentado, se obtuvo una temperatura de acoplamiento del generador de $96.54\text{ }^\circ\text{C}$, dando como resultado una eficiencia de 0.59 para la unidad de enfriamiento, y una eficiencia 0.60 para el sistema de colección solar. La eficiencia global del sistema de enfriamiento-termosolar resultante es de 0.35.

Abstract

In this article it is presented a methodology to find the optimal operation and design conditions of a solar cooling system based on choosing the right temperature of the generator to couple an array of CPC solar collectors and a diffusion-absorption cooling system that employed the mixture $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$. The study is based on a mathematical model and a simulation, which was validated with experimental data reported in the literature. The simulator consists of two parts, the cooling unit and the array of solar collectors, which were coded on the platform EES and Matlab 7.0 respectively. For the case study presented it was obtained a design generator temperature of $96.54\text{ }^\circ\text{C}$, resulting in an efficiency of 0.59 for the cooling unit and 0.60 of efficiency for the solar collection system. The overall efficiency of the solar cooling system was 0.35.

Palabras clave:

Enfriamiento-termosolar, absorción difusión, concentrador parabólico compuesto, COP, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$.

Keywords:

Solar cooling system, diffusion absorption, compound parabolic concentrator, COP, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$

Nomenclatura

A	área (m^2)
C	concentración geométrica
C_p	Calor específico (J/kgK)
COP	coeficiente de funcionamiento
D	diámetro (m)
G	irradiación en el plano (W/m^2)
h	coeficiente de transferencia de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h	entalpía específica (J/kg)
k	conductividad térmica (W/mK)
L	longitud cubierta (m)
m	flujo másico (kg/seg)
M	masa molar (g/mol)
N	número de moles (mol)
P	presión (bar)
Pr	número de Prandtl
Q	potencia calorífica (kW)
q	calor útil (W)
S	energía absorbida por unidad de área (W/m^2)
r	radio (m)
Re	número de Reynolds
T	temperatura ($^\circ\text{C}$)
W	ancho cubierta (m)

x	fracción de amoníaco en la mezcla líquida
y	fracción de amoníaco en la mezcla gaseosa
V	velocidad del viento (m/s)

Simbolos griegos

α	absortancia
ε	emitancia
ρ	reflectancia
σ	constante de Stefan-Boltzman ($\text{W m}^2\text{K}^4$)
λ	transmitancia

Subíndices

1,2,3...	Puntos del sistema (Fig. 1)
a	absorbedor
a	tubo absorbedor
amb	ambiente
b	radiación directa
c	condensador
c	cubierta
conv	convección
d	radiación difusa
e	evaporador
f	mezcla de trabajo
g	generador

<i>g</i>	radiación reflejada por suelo
<i>h</i>	gas inerte
<i>i</i>	interno
<i>l</i>	fase líquida
<i>o</i>	externo
<i>r</i>	rectificador
<i>rad</i>	radiación
<i>r</i>	reflector
<i>s</i>	cielo
<i>v</i>	fase vapor

Introducción

Un sistema de enfriamiento-termsolar es una tecnología que resulta de acoplar una unidad de producción de frío con un sistema de captación solar. Este último es usado como fuente de energía, ya que brinda la cantidad de calor necesario que permite operar a la unidad de enfriamiento. Independientemente de la tecnología de captación solar que se elija, debe presentar las características necesarias para cumplir las necesidades térmicas que demande la unidad de enfriamiento.

En una revisión del estado del arte de las tecnologías de enfriamiento-termsolar presentada por Y. Hwang et al. (2011), menciona que las necesidades de investigación en las tecnologías de enfriamiento-termsolar deben estar encaminadas al desarrollo de colectores solares avanzados de alta eficiencia y alta temperatura, y al desarrollo de tecnologías de enfriamiento de alta eficiencia activadas a bajas temperaturas, ambas a un bajo costo. Aunado a esto debe haber un compromiso por buscar las mejores condiciones de operación que permitan obtener la máxima eficiencia global del sistema a pesar de tener tecnologías de alta eficiencia de forma individual.

Los sistemas de enfriamiento por absorción son unidades que necesitan poca o nula energía eléctrica para operar, esto los vuelve muy atractivos por el hecho de que pueden ser instalados en zonas alejadas a las redes eléctricas. Los sistemas se dividen en dos ramas; ciclos intermitentes y ciclos continuos; los intermitentes son aquellos donde el fenómeno de producción de frío no se presenta al mismo tiempo en que se está suministrando calor a la unidad, caso contrario en los continuos, el fenómeno de producción de frío se da al mismo tiempo que se proporciona calor.

Dentro de los sistemas de absorción continuos se encuentran los sistemas de difusión. Estas tecnologías no necesitan energía eléctrica para operar pues presentan la característica de no utilizar partes mecánicas. La circulación de los fluidos que se utilizan, se lleva a cabo por una bomba de burbujas. La tecnología fue presentada por primera vez por los ingenieros suecos von Platen y Munters (1928).

El primer indicio de los sistemas de enfriamiento-termsolar que se tiene se presentó a mediados del siglo pasado Chinnappa (1962), a raíz de esto se han elaborado diferentes estudios teóricos y experimentales de estos sistemas.

Con respecto a los sistemas experimentales reportados recientemente, Erhard et al. (1998) presentan una máquina de refrigeración con energía solar sin partes móviles que opera con la mezcla $\text{NH}_3\text{-SrCl}_2$. La parte principal del dispositivo es una unidad de absorción-desorción que se monta dentro de un colector solar de concentración. El calor de absorción se transporta fuera del colector solar por medio de dos intercambiadores para cederlo a la unidad de enfriamiento. La eficiencia global del sistema (que es un indicador directamente proporcional al producto de la eficiencia de la unidad de frío por la eficiencia del sistema de colección solar) que se logró fue entre 0.05 y 0.08. Esto principalmente a que el colector se encuentra acoplado de forma indirecta.

Fue propuesto por Tamainot-Telto y Critoph (1999) un diseño de un CPC (concentrador parabólico compuesto) para suministrar calor a una unidad de enfriamiento. El arreglo de colectores se componía de dos CPC con una medida de 2 m de largo y una concentración geométrica de 2.37. El propósito era alimentar una unidad de 120 W de capacidad en el evaporador, cuya demanda térmica en el generador era de 500 W. Este diseño se probó mediante una simulación. No se reporta la mezcla utilizada ni las temperaturas en los componentes de la unidad de enfriamiento, sólo la temperatura máxima alcanzada en el generador de 173 °C.

Rivera y Rivera (2003) presentaron los resultados de un modelo matemático para evaluar un CPC acoplado a una unidad de enfriamiento intermitente que manejó la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Los resultados del modelo obtuvieron una eficiencia del colector entre 0.33 y 0.78 con una temperatura en el generador de 120 °C y una temperatura de condensación de 40 °C. La eficiencia global del sistema reportada se encuentra entre 0.15 y 0.40.

Otro estudio presentado por González y Rodríguez (2007), en donde proponen un arreglo de colectores del tipo CPC utilizado como generador, en una unidad de enfriamiento intermitente de metanol-carbón activado, obtuvo un coeficiente de operación de la unidad de frío (denominada en inglés COP, *Coefficient of Performance*) de forma experimental entre 0.078 y 0.096.

Hay evidencias por parte de Ortega et al. (2008) de un modelado teórico de un concentrador solar usado como generador en un sistema de absorción simple. Se señala que fue necesario una longitud de 25 m del sistema de colectores para lograr una temperatura de -10 °C en el evaporador y una capacidad 3.8 kW en el mismo. El COP obtenido fue de 0.46 y la eficiencia global del sistema de 0.21. Estos sistemas emplearon bombas mecánicas de circulación.

Jakob et al. (2007) presentaron un diseño de una unidad de aire acondicionado por absorción difusión usando la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, con una capacidad de enfriamiento de 2.5 kW. La unidad fue construida y probada, logrando un COP experimental de 0.38. El colector que se utilizó fue un colector de placa plana acoplado indirectamente, sin embargo no se reporta información referente a la eficiencia y el área de captación de este.

En un estudio del estado del arte de los diferentes sistemas de absorción termosolar elaborado por Kim e Infante (2008) señalan que los sistemas reportados hasta la fecha de absorción difusión solar con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ no sobrepasan una eficiencia global mayor al 0.25, con una capacidad máxima de 2.5 kW en el evaporador (Gutiérrez (1998) y Kunze (2000)). Ambos utilizan colectores solares planos como generador.

En resumen, los esfuerzos de las líneas de investigación de los sistemas de enfriamiento-termsolar se han dirigido; a mejorar los diseños de los componentes de las unidades, probar nuevos compuestos como mezclas de trabajo, agregar aditivos a las mezclas existentes, buscar nuevas configuraciones de operación, encontrar las mejores condiciones de operación para las diferentes tecnologías y disminuir los costos de la construcción. Hasta ahora en la literatura sólo se han presentado casos de colectores de placa plana acoplados de forma indirecta a las unidades de enfriamiento de absorción difusión, estos colectores, al no ser concentradores solares, no explotan el recurso solar al máximo en relación al área de captación que abarcan, por ende presentan baja eficiencia. Cuando se piensa en acoplar de forma directa un arreglo de colectores con una unidad de enfriamiento debe haber un compromiso de diseño entre ambas tecnologías para poder encontrar las mejores condiciones operativas del sistema en general. Por tal motivo el estudio que se presenta tiene como fin mostrar una metodología para elegir la temperatura de acoplamiento idónea en un sistema de enfriamiento-termsolar con el fin de obtener las condiciones óptimas de operación del sistema y la mayor eficiencia global. El sistema termosolar se compone de una unidad de enfriamiento de absorción difusión que emplee la mezcla de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, la cual es acoplada en forma directa a un arreglo de colectores solares tipo CPC. El estudio se sustenta en una simulación del sistema de absorción difusión y el arreglo de colectores acoplados.

Descripción del sistema

El ciclo de operación se ve conformado por los siguientes componentes: absorbedor, evaporador, condensador, generador, rectificador y bomba de burbujas. Existen tres circuitos dentro del sistema, el circuito del refrigerante, el circuito del gas inerte y el circuito de la solución (Fig. 1).

Para términos de explicación del ciclo termodinámico se comenzará con el generador, en este caso un arreglo de colectores solares. El sistema de colección solar propuesto se compone de un arreglo de cuatro concentradores solares del tipo CPC con cubierta, en una área de 2 m de largo por 1.30 m de ancho, con una altura de 0.29 m por colector. El tubo absorbedor posee un diámetro de 0.038 m. Cada CPC presentaba una concentración geométrica de 2.63, correspondiente a un ángulo de apertura de 42° , esto es resultado de haber truncado a un 50% de altura un CPC con un ángulo de apertura de 40° . El generador se encuentra cargado con la mezcla de trabajo; un refrigerante (NH_3) y una sustancia absorbente (H_2O), esta última con una mayor concentración.

Conforme el colector capta radiación solar, ésta se irá manifestando como una cantidad de calor transferida a la mezcla de trabajo, por consiguiente la temperatura de la mezcla se incrementará hasta llegar al punto donde comienza a vaporizarse. Aunado al generador se encuentra la bomba de burbujas. Debido a su geometría, dentro de ésta se formarán burbujas de solución, las cuales comenzarán a ascender dentro del tubo. Al final este trayecto, el vapor será liberado y pasará al rectificador. Su propósito es eliminar la presencia de la sustancia absorbente, dejando solamente el refrigerante.

El vapor de refrigerante se transporta al condensador en donde se somete a un proceso de enfriamiento a temperatura ambiente y se condensa. El refrigerante condensado fluye hacia una trampa hidráulica, en este punto entra en contacto con el gas inerte (He). La presencia de este gas ocasiona que la presión del refrigerante comience a disminuir, debido a este fenómeno desciende la temperatura del refrigerante para posteriormente entrar al evaporador donde retira calor.

Al salir del evaporador, la mezcla ya en estado gaseoso, se dirige hacia el intercambiador EHX (Fig. 1), es ahí donde entra en contacto con el gas inerte proveniente del absorbedor. El motivo del EHX es disminuir la temperatura del gas inerte antes de llegar a la trampa hidráulica del evaporador. La mezcla de refrigerante y gas inerte llegan al absorbedor; debido a la afinidad de la sustancia absorbente por el refrigerante este último es absorbido, pero el gas inerte no lo es. La mezcla refrigerante-absorbente resultante se dirige hacia un intercambiador previo al generador, en donde la corriente que proviene del rectificador pobre en refrigerante, intercambia calor con la solución rica en refrigerante, disminuyendo de esta forma las necesidades de calor en el generador. Todo este proceso se dará de forma continua, siempre y cuando se transfiera calor en los diferentes componentes.

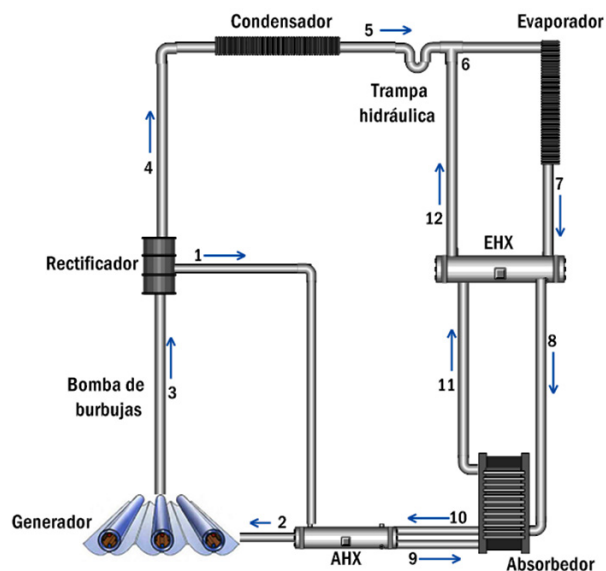


Figura 1. Configuración de la unidad de enfriamiento-termsolar formada por la unidad de absorción difusión y el arreglo de colectores CPC.

Modelo Matemático y Simulación

El modelo matemático que se elaboró para el estudio del CPC se basa en la teoría reportada por varios autores (Rabl (1976), Hsieh (1981) y Ortega et al. (2008)), algunas de las ecuaciones más representativas que rigen el modelo matemático se presentan en la **tabla 1**. Para su codificación se eligió el programa MATLAB 7.0, ya que es una plataforma que permite realizar secuencias de cálculos matemáticos, siendo posible modelar fenómenos físicos en forma de ecuaciones. Como requisito para construir el simulador es necesario ingresar las ecuaciones con sus respectivas nomenclaturas y establecer los criterios a seguir para la resolución de la secuencia de pasos.

El proceso de solución para el colector se dividió en subrutinas que se resuelven de manera individual, las cuales abarcan el análisis geométrico, óptico y térmico del colector. Para el análisis térmico el tubo absorbedor se dividió en volúmenes de control (VC), donde en cada uno se evalúa el coeficiente

global de transferencia de calor hacia al fluido, se calcula la energía ganada por este y se estima la temperatura de salida del VC que lleva el fluido. La resolución de cada uno de los VC se lleva de forma iterativa mediante un método numérico para calcular la temperatura del tubo absorbedor y del fluido, suponiéndose previamente las temperaturas de la cubierta, del reflector y del tubo absorbedor. Con base en un balance global de transferencia de calor se comprueba si las temperaturas propuestas son las correctas, de lo contrario se proponen otras. El modelo llega a la convergencia cuando el balance de energía entre las entradas y salidas de calor del colector obtiene una diferencia menor al 1%.

Para el sistema de enfriamiento el modelo se fundamenta en balances de masa, energía y movimiento para cada una de los componentes que intervienen en el sistema de enfriamiento, así como el cálculo de las propiedades del gas inerte mediante la Ley de las presiones parciales (tabla 2).

Tabla 1. Ecuaciones empleadas en el modelo matemático del sistema de colección solar CPC.

Análisis geométrico 13: Concentración geométrica del colector	$C = \frac{1}{\sin\theta_a}$ Donde θ_a = ángulo de aceptación
Ecuaciones para establecer la involuta en plano xy	$x = r(\sin\varphi - \varphi \cos\varphi) \quad y = r(\varphi \sin\varphi + \cos\varphi)$ $0 \leq \varphi \leq \pi/2 + \theta_{\max}$
Ecuaciones para establecer la parábola en plano xy	$x = r(\sin\varphi - A^* \cos\varphi) \quad y = -r(A^* \sin\varphi + \cos\varphi)$ $A^* = \frac{\pi/2 + \theta_{\max} + \varphi - \cos(\varphi - \theta_{\max})}{1 + \sin(\varphi - \theta_{\max})}$ con: $\pi/2 + \theta_{\max} \leq \varphi \leq 3\pi/2 - \theta_{\max}$
Longitud del arco hasta punto xy	$L_{\text{arc}} = \int_0^{3\pi/2} \sqrt{(x')^2 + (y')^2}$
Áreas (cubierta, absorbedor y reflector)	$A_c = L * W \quad A_a = 2\pi * r * L$ $A_r = \frac{L}{2} \left[\sqrt{4h^2 + w^2} + \frac{w}{2h} \ln \left(\frac{2h + \sqrt{4h^2 + w^2}}{w} \right) \right]; \quad w = \frac{\pi D_0}{\sin\theta_{1/2}}$
Análisis óptico [14]: Cantidad de radiación incidente en el tubo absorbedor	$S = G_b \tau_{c,b} \rho_{r,b} \alpha_{a,b} + G_d \tau_{c,d} \rho_{r,d} \alpha_{a,d} + G_g \tau_{c,g} \rho_{r,g} \alpha_{a,g}$ $G_b = G_{b,n} \cos(\theta_i); \text{ Donde } \theta_i = \text{ángulo de incidencia}$
Análisis térmico [14]: Temperatura de fluido	$T_f = \left\{ (T_{f,i} - T_{amb}) - \left[\frac{A_c S}{A_a U_L} \right] \right\} \exp \left\{ - \frac{PU_L F' X}{mCp_f} \right\} + \left[\frac{A_c S}{A_a U_L} \right] + T_{amb}$
Factor de remoción	$F' = \frac{1}{\frac{1}{U_L} + \frac{1}{U_{1/2}}}$
Coefficiente global de pérdidas	$U_l = \left\{ \left(h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c} \right)^{-1} + \left(h_{rad,c-s} + h_{conv,c-amb} \right)^{-1} \right. \\ \left. + \left(h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r} + h_{conv,r-c} + h_{rad,r-c} \right)^{-1} \right\}^{-1}$
Coefficiente global de transferencia de calor hacia dentro del fluido	$U_{1/2} = \frac{1}{\left[\frac{r_0}{h_f r_i} + \frac{r_0}{k} \ln \left(\frac{r_0}{r_i} \right) \right]}$
Coefficiente de transferencia de calor del fluido en una fase Dittus y Boelter [15]	$h_f = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{D}$
Coefficiente de transferencia de calor del fluido en dos fases Mishra et al. [16] y Rivera y Best [17]	$h_p = 65 h_f \left(\frac{1}{x_{ll}} \right)^n Bo^m \quad n = 0.5 \text{ y } m = 0.15.$

Donde: Bo: Número de ebullición, x_{ll} : Parámetro de Lockhart-Martinelli

Tabla 1. Ecuaciones empleadas en el modelo matemático del sistema de colección solar CPC. (continuación)

Coeficientes de convección y de radiación involucrados Hsieh (1981)	Coeficiente de convección de la cubierta al ambiente: $h_{conv,c-amb} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_c}{A_a}$
	Coeficiente de radiación de la cubierta al cielo: $h_{rad,c-s} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2) (T_c + T_{cielo}) \left(\frac{A_c}{A_a} \right)$
	Coeficiente de radiación del reflector a la cubierta: $h_{rad,c-r} = \left\{ \frac{\sigma (T_c^2 + T_r^2) (T_c + T_r)}{\frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} + \frac{1}{F_{c-r}} + \left[\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} \left(\frac{A_r}{A_a} \right) \right]} \right\} \left(\frac{A_r}{A_a} \right)$
	Coeficiente de radiación del absorbedor a la cubierta: $h_{rad,c-a} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_c^2) (T_a + T_r)}{\frac{1}{\epsilon_c} + \left[\frac{1}{\epsilon_a} - 1 \right] \left(\frac{A_c}{A_a} \right)}$
	Coeficiente de radiación del absorbedor al reflector: $h_{rad,a-r} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_r^2) (T_a + T_r)}{\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{F_{a-r}} \left[\frac{1 - \epsilon_a}{\epsilon_a} \left(\frac{A_r}{A_a} \right) \right]}$
	Coeficiente de convección del absorbedor al reflector o cubierta: $h_{conv,a-c} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_c}{4r_0} \right) \quad h_{conv,a-r} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_r}{4r_0} \right)$

El modelo se codificó en la plataforma EES (Engineering Equation Solver), el cual tiene preestablecido un método numérico para resolver el modelo planteado. Tanto el programa de MATLAB 7.0 y EES permiten establecer una conexión para poder intercambiar datos, lo cual hace posible poder resolver el modelo matemático del simulador y proporcionar los resultados obtenidos al otro simulador para ser empleados como datos de entrada. En la figura 2 se presenta el algoritmo de solución del sistema de enfriamiento-termsolar, compuesto por los procesos más destacados dentro de la resolución del modelo matemático de la unidad de enfriamiento y el sistema de captación solar.

Resultados y Discusión

Validación del simulador

Para validar el simulador propuesto se tomó como referencia el artículo publicado por Jakob et. al (2007), pues este presenta resultados de una simulación y un estudio experimental de una unidad de absorción difusión. El simulador se alimentó con las consideraciones que maneja la referencia, se evaluaron los resultados y posteriormente se llevó a cabo un análisis comparativo. En la tabla 3 se presentan los valores numéricos de la energía calorífica que transfiere cada uno de los componentes, tanto los reportados por la referencia, como los obtenidos por el simulador. Otro punto

Tabla 2. Ecuaciones empleadas en el modelo matemático de la unidad de enfriamiento de absorción difusión

Componentes	Balances de energía	Balances globales de masa	Balances parciales de masa (NH4)
Generador-Bomba de burbuja	$(m_2)(h_2) + Q_g = (m_3)(h_3)$	$m_2 = m_3$	$(m_2)(x_2) = (m_3)(y_3)$
Separador	$(m_3)(h_3) = (Q_r) + (m_4)(h_4) + (m_1)(h_1)$	$m_3 = m_4 + m_1$	$(m_3)(y_3) = (m_4)(y_4) + (m_1)(x_1)$
Condesador	$(m_4)(h_4) = (Q_c) + (m_5)(h_5)$	$m_4 = m_5$	$(m_4)(y_4) = (m_5)(x_5)$
Trampa hidráulica	$(m_5)(h_5) + (m_{h12})(h_{h12}) = (m_6)(h_6) + (m_{h6})(h_{h6})$	$m_5 = m_6$ $m_{h12} = m_{h6}$	$(m_5)(x_5) = (m_6)(x_6)$
Evaporador	$(m_6)(h_6) + (m_{h6})(h_{h6}) + Q_e = (m_7)(h_7) + (m_{h7})(h_{h7})$	$m_6 = m_7$ $m_{h6} = m_{h7}$	$(m_6)(x_6) = (m_7)(y_7)$
Intercambiador #1	$(m_7)(h_7) + (m_{h12})(h_{h12}) + (m_{h7})(h_{h7}) = (m_8)(h_8) + (m_{h8})(h_{h8}) + (m_{h11})(h_{h11})$	$m_7 = m_8$ $m_{h12} + m_{h7} = m_{h8} + m_{h11}$	$(m_7)(y_7) = (m_8)(x_8)$
Absorbedor	$(m_8)(h_8) + (m_{h8})(h_{h8}) + (m_9)(h_9) = (m_{10})(h_{10}) + (m_{h11})(h_{h11}) + Q_a$	$m_8 + m_9 = m_{10} + m_{11}$ $m_{h8} = m_{h11}$	$(m_8)(x_8) + (m_9)(x_9) = (m_{10})(x_{10}) + (m_9)(x_9)$
Intercambiador #2	$(m_1)(h_1) + (m_{10})(h_{10}) = (m_9)(h_9) + (m_2)(h_2)$	$m_{10} = m_2$ $m_1 = m_9$	$(m_1)(x_1) + (m_{10})(x_{10}) = (m_9)(x_9) + (m_2)(x_2)$
Gas inerte		$P_h = P_g - P_e \quad M_h = P_h / P_g \quad m_h = (M_h)(N_h)$	

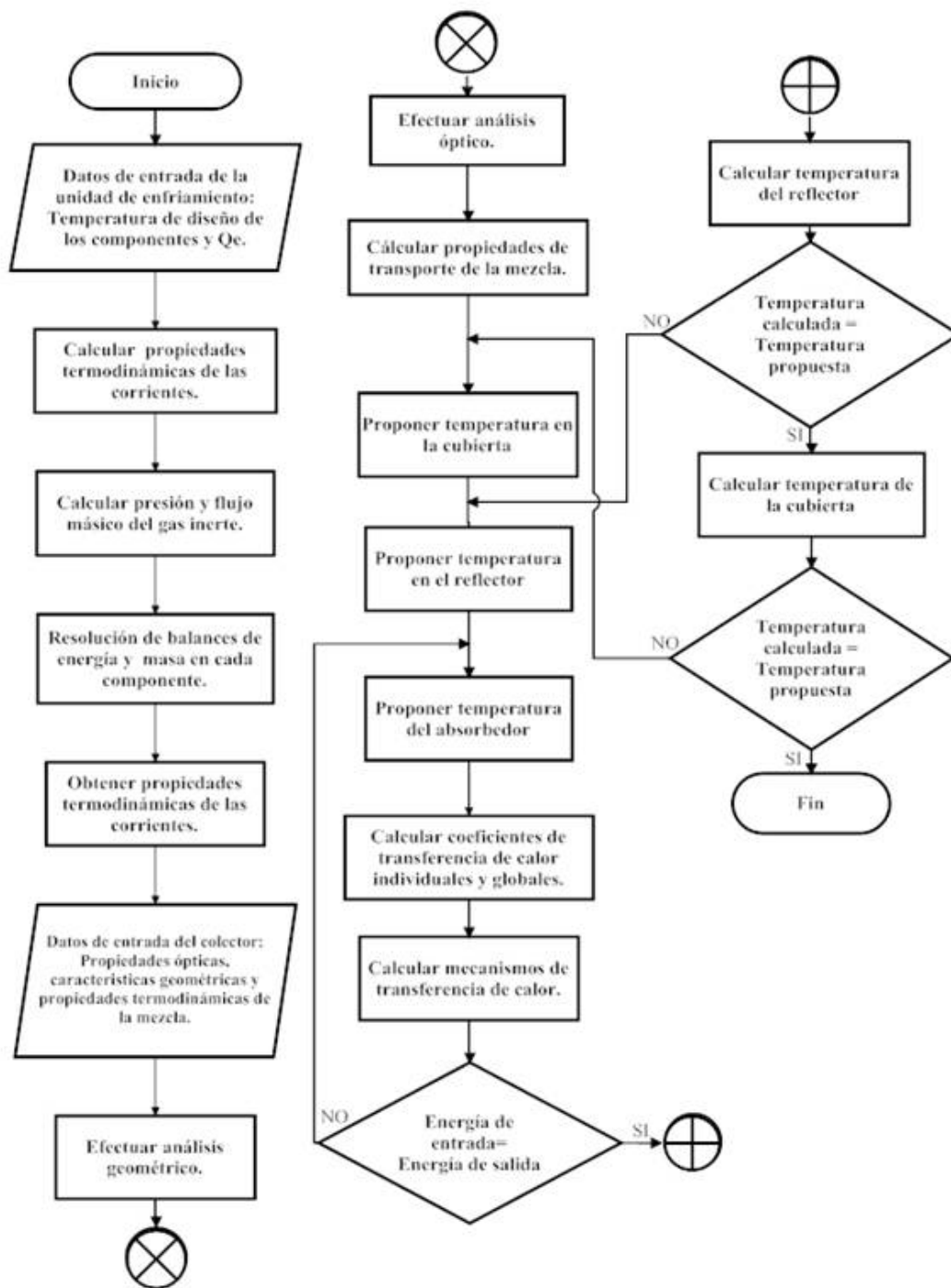


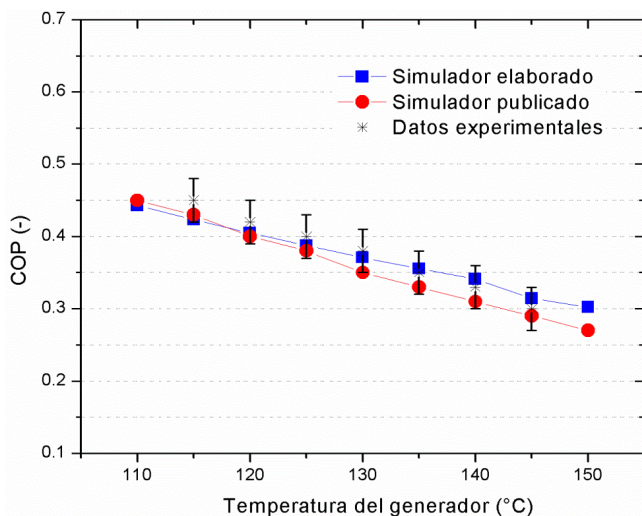
Figura 2. Algoritmo de solución del modelo matemático del sistema de enfriamiento-termosolar

fue evaluar el comportamiento del simulador de la unidad mediante el efecto que sufre el COP cuando se modifica la temperatura del generador dejando fija la capacidad en el evaporador. Se analizaron en conjunto los valores del simulador propuesto, el simulador referenciado y el estudio experimental. El comportamiento del simulador de la unidad se da en forma adecuada, esto se infiere al momento de comparar las tendencias entre el simulador propuesto y los datos experimentales (Fig. 3), inclusive habiendo en algunos puntos concordancia. En promedio existe una variación entre

los resultados del simulador propuesto y el simulador reportado que no sobrepasa el 8%. En el caso de los resultados experimentales la diferencia es menor al 9%. La diferencia entre los simuladores se debe en gran medida en los valores de las propiedades termodinámicas de las corrientes del sistema; el simulador propuesto utiliza las correlaciones de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ reportadas por Ibrahim y Klein (1993) y el estudio referenciado utiliza las presentadas por Zigler y Trepp (1984).

Tabla 3. Comparación entre simuladores de cantidades de calor a transferir por cada componente bajo las mismas condiciones de diseño.

Componente	Simulador [kW]	Jakob et al. [kW]
Generador	5.20	5.20
Rectificador	0.30	0.90
Condensador	2.70	2.80
Evaporador	2.25	2.50
Absorbedor	4.32	4.00
COP [-]	0.43	0.48

**Figura 3.** Comparación entre simulador referenciado, datos experimentales de Jakob et al. (2007) y simulador elaborado con las mismas condiciones de diseño (1.3 kW de capacidad del evaporador, temperaturas de diseño ($T_e=22.5^\circ\text{C}$, $T_g=140^\circ\text{C}$, $T_a=29^\circ\text{C}$ y $T_c=32^\circ\text{C}$, eficiencias de los intercambiadores #1 y #2, 0.76 y 0.30, respectivamente).

Consideraciones del simulador

Las condiciones de diseño y las suposiciones que se manejan en el sistema fueron alimentadas como datos de entrada al simulador, donde estas últimas son:

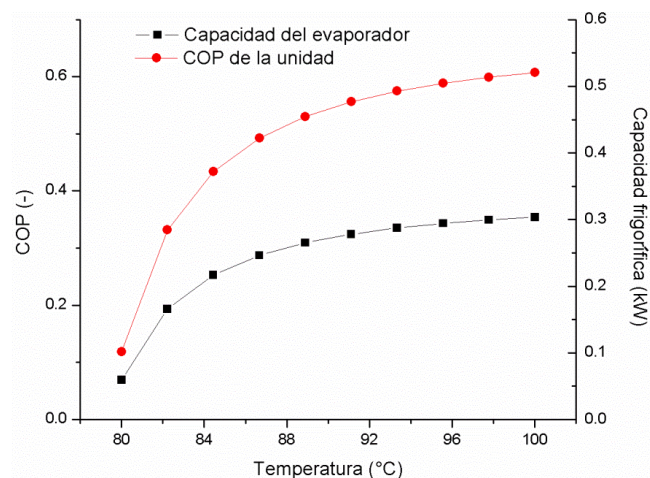
- El fluido entra al captador solar como líquido sub-enfriado.
- No se consideran pérdidas por fricción dentro del tubo absorbedor, sistema y tuberías.
- El captador solar posee un sistema de seguimiento por lo cual se considera que siempre se encuentra enfocado.
- El estudio se realizó en estado estacionario.
- Las propiedades ópticas que fueron consideradas fueron: $\alpha_a=0.92$, $\lambda_c=0.95$ y $\rho_r=0.87$.
- Se maneja una $\varepsilon_a=0.38$, $\varepsilon_c=0.94$ y $\varepsilon_r=0.05$.
- Se considera un valor de de $5 \text{ (W/m}^2\text{K)}$ para el $h_{conv,r-c}$ evaluado por Prapas et al. (1987).
- Las burbujas de vapor y la solución salen del generador a la misma temperatura.
- Se despreció todo cambio en la presión hidrostática.
- No se consideran las caídas de presión.
- Las propiedades de la mezcla de gases se calculan con la teoría de gases ideales.
- El sistema se enfría a temperatura ambiente.

- El colector se ubica en la ciudad de Mexicali, México ($32^\circ39'48''\text{N}$, $115^\circ28'04''\text{O}$) con una orientación nortesur y una inclinación con preferencia al verano.

Eficiencia global del sistema.

El estudio inicia con el cálculo de las propiedades termodinámicas de las corrientes de la unidad de enfriamiento. Como punto de diseño se estableció una temperatura de -10°C en el evaporador. La temperatura del absorbedor y condensador elegida fue de 42°C . En el caso del rectificador se estableció una temperatura de 60°C . El calor a suministrar en el generador se fijó en 5 kW.

Los resultados del simulador muestran que la temperatura mínima que se necesita en el generador para poder operar la unidad de enfriamiento es de 80°C , alcanzando una capacidad frigorífica de 0.59 kW térmicos. Sin embargo, al realizar un análisis del efecto de la temperatura del generador contra el COP de la unidad y su capacidad de enfriamiento, se observó cómo a raíz de ir elevando la temperatura del generador, se incrementa de forma exponencial la eficiencia de la unidad y su capacidad (Fig. 4). La eficiencia toma valores de 0.11 a 0.61 y una capacidad máxima de 0.53. La explicación de este fenómeno se centra en que al incrementar la temperatura del generador la concentración de saturación de la mezcla disminuye, en este caso es la concentración pobre que sale del rectificador, esto permite que se desprenda una mayor cantidad de refrigerante, por ende hay una mayor capacidad de la unidad.

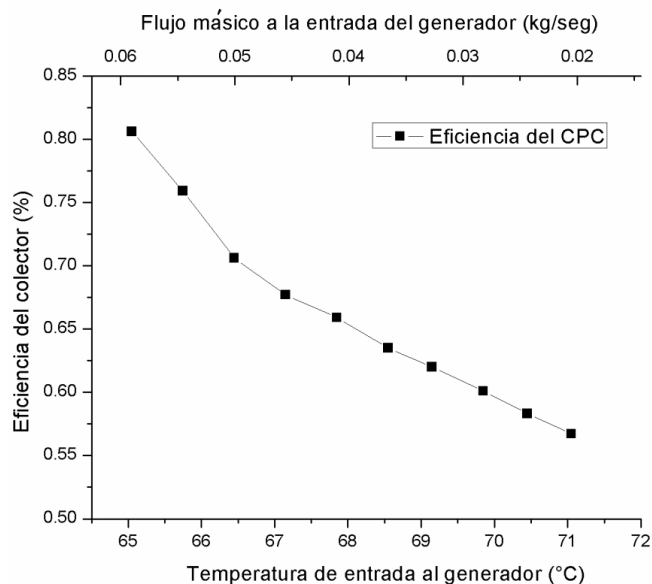
**Figura 4.** Efecto de la temperatura de diseño en la eficiencia y la capacidad frigorífica de la unidad de enfriamiento con $T_e=10^\circ\text{C}$ y $T_c=42^\circ\text{C}$.

Al modificar la temperatura en el generador las propiedades termodinámicas de las corrientes que interactúan dentro de la unidad cambian. Se obtuvieron los valores de temperatura y flujo másico correspondientes a la corriente que entra al arreglo de colectores solares (tabla 4), ya que estos son datos de entrada para el simulador del colector. La concentración de entrada no cambia pues esta se calcula con base en la temperatura en el absorbedor.

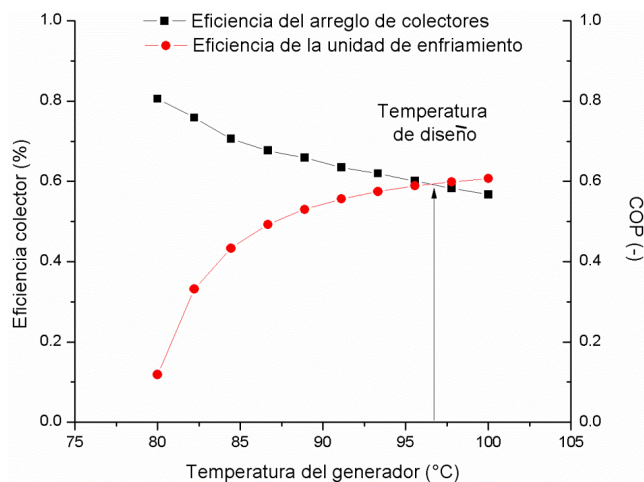
Tabla 4. Temperaturas y flujos mássicos de la corriente de entrada al arreglo de colectores a diferentes temperaturas del generador.

Temperatura de diseño del generador	Temperatura de entrada a los colectores	Flujo mássico de entrada al generador
[°C]	[°C]	[kg/seg]
80.00	65.05	0.062
82.22	65.75	0.042
84.44	66.45	0.032
86.67	67.15	0.026
88.89	67.85	0.023
91.11	68.55	0.020
93.33	69.15	0.018
95.56	69.85	0.016
97.78	70.45	0.015
100.00	71.05	0.014

Una vez alimentado el simulador del arreglo de captadores solares con las propiedades termodinámicas de la corriente de entrada, se procedió a evaluar su comportamiento. Se estudiaron los efectos de la temperatura y el flujo mássico contra la eficiencia (Fig. 5). Se aprecia el efecto de disminución de 0.80 a 0.56 que sufre la eficiencia cuando al mismo tiempo la temperatura de entrada se incrementa y el flujo mássico se disminuye. Al disminuir la cantidad de flujo mássico y teniendo en la entrada una temperatura cada vez mayor, da como resultado valores más altos de la temperatura del absorbedor. Conforme la diferencia de temperaturas entre el tubo absorbedor y el ambiente sea mayor las pérdidas de calor también incrementaran, lo cual ocasiona una disminución de la eficiencia de la captación solar.

**Figura 5.** Efectos de la temperatura y flujo de entrada en la eficiencia del arreglo de colectores con una temperatura ambiente de 40 °C y una radiación de 800 W/m².

En la Figura 6 se muestra una gráfica en la cual se compara la eficiencia de la unidad de enfriamiento con la eficiencia del colector solar a diferentes temperaturas de diseño del generador. Debido al comportamiento de las tendencias de las eficiencias, hay un punto de intercepción entre ambas. Este es considerado como la temperatura de acoplamiento, siendo el punto donde se obtiene la máxima eficiencia general del sistema de enfriamiento-termsolar, la cual es un indicador que se obtiene al multiplicar la eficiencia del colector, por la eficiencia de la unidad de enfriamiento. Para el sistema propuesto la temperatura resultante fue de 96.54 °C, en este punto el COP es de 0.59 y la eficiencia del colector es 0.60, dando como valor la eficiencia global del sistema 0.35.

**Figura 6.** Efectos de la temperatura de diseño del generador contra la eficiencia de colector y eficiencia de la unidad de enfriamiento.

Una vez fijada la temperatura de diseño del generador de la unidad es posible obtener los valores de las propiedades termodinámicas de las corrientes que interactúan dentro de la unidad de enfriamiento y las necesidades térmicas de los diferentes componentes. Con la obtención de las condiciones de operación (tabla 5) se concluye la primera etapa del diseño de la unidad de enfriamiento-termsolar.

Conclusiones

En este artículo se presentó una metodología para encontrar la temperatura de acoplamiento entre un arreglo de colectores solares del tipo CPC, con una unidad de enfriamiento de absorción difusión que maneja la mezcla NH₃-H₂O-He y con una temperatura de 10 °C en el evaporador para obtener la mayor eficiencia global. La metodología se basa en un modelado matemático y una simulación.

La temperatura del generador afecta de forma directa el COP de la unidad de enfriamiento y la eficiencia del sistema de colección solar, por tal motivo el primer punto de diseño es establecer cuál es la temperatura idónea para acoplar ambas unidades, una vez establecida se obtienen las condiciones de operación del sistema.

Para la unidad de enfriamiento-termsolar propuesta el estudio mostró una temperatura óptima de acoplamiento de

Tabla 5. Condiciones óptimas de operación de la unidad de enfriamiento-termosolar.

Corriente	Fluido	T [°C]	P [bar]	x [kg NH ₃ /kg liq]	m [kg/seg]	Calidad
1	NH ₃ -H ₂ O	96.54	16.43	0.43	0.013	-
2	NH ₃ -H ₂ O	70.15	16.43	0.52	0.016	-
3	NH ₃ -H ₂ O	96.54	16.43	0.52	0.016	-
4	NH ₃	60.00	16.43	-	0.002	0.97
5	NH ₃	42.00	16.43	-	0.002	-
6	NH ₃	10.00	6.153	-	0.002	0.12
7	NH ₃	10.00	6.153	-	0.002	-
8	NH ₃	19.25	6.153	-	0.002	-
9	NH ₃ -H ₂ O	42.00	16.43	0.52	0.016	-
10	NH ₃ -H ₂ O	56.75	16.43	0.43	0.013	-
11	He	42.00	16.43	-	0.001	-
12	He	14.85	16.43	-	0.001	-
6	He	10.00	10.28	-	0.001	-
7	He	10.00	10.28	-	0.001	-
8	He	19.25	10.28	-	0.001	-

Q_e=2.98 kW Q_c=3.02 kW Q_a=4.45 kW Q_g=5.00 kW Q_r=0.60 kW

96.54 °C, teniendo un COP de 0.59 y una eficiencia del colector de 0.60, para dar como resultado una eficiencia global del sistema de enfriamiento-termosolar de 0.35 y una capacidad de 2.95 kW en el evaporador.

Referencias

- Y. Hwang , R. Radermacher, A. Al Alili, I. Kubo, Review of Solar Cooling Technologies, HVAC&R Research 14 (2011).
- B.C. Von Platen, C.G. Munters. Refrigerator. US Patent 1,685,764, 1928.
- J. C. V. Chinnappa, Performance of an intermittent refrigerator operated by a flat-plate collector, Solar Energy 6 (1962) 143–50.
- A. Erhard, K. Splinder, E. Hahne, Test and simulation of a solar powered solid sorption cooling machine, International Journal of Refrigeration 21 (1998) 133–41.
- Z. Tamainot-Telto, R. E. Critoph, Solar sorption refrigerator using a CPC collector, Renewable Energy 16 (1999) 735-738.
- C. O. Rivera, W. Rivera, Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture, Solar Energy Materials and Solar Cells 76 (2003) 417-427.
- M. I. González, L. R. Rodríguez, Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: Collector design and experimental test, Energy Conversion and Management 48 (2007) 2587-2594.
- N. Ortega, O. García-Valladares, R. Best, V. H. Gómez, Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator, Renewable Energy 33 (2008) 2064-2076.
- U. Jakob, U. Eicker, D. Schneider, A. H. Taki, M. J. Cook, Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air conditioning applications, Applied Thermal Engineering 28 (2007) 1138-1150.
- D. S. Kim, C. A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options – a state-of-the-art review, International Journal of Refrigeration 31 (2008) 3-15.
- F. Gutiérrez, Behaviour of a household absorption–diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation, Solar Energy 40 (1998) 17–23.
- G. Kunze, Efficient solar cooling with an improved ammonia-absorption system, Renewable Energy World 3 (2000) 111–112.
- A. Rabl, Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators, Solar Energy 18 (1976) 497-511.
- C. K. Hsieh, Thermal analysis of CPC collectors, Solar Energy 27 (1981) 19-29
- F. Dittus, L. Boelter, Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. University of California Publications in Engineering, (1930) 443-461.

M. Mishra, H. Karna, C. Sharma, Heat Transfer Coefficients in Forced convection Evaporation of Refrigerant Mixtures, Letters in Heat and Mass Transfer 8 (1981) 127-136.

W. Rivera, R. Best, Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia lithium nitrate mixtures. International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999) 905-921.

O. M. Ibrahim, S. A. Klein, Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures, ASHRAE Transactions CH-93-21-2 (1993) 1495-1502.

B. Ziegler, Ch. Trepp, Equation of state for ammonia-water mixtures, International Journal of Refrigeration 7 (1984) 101-106.

D. Prapas, B. Norton, P. Melidis, S. Probert, Convective heat transfers within air spaces of compound parabolic concentrating solar-energy collectors, Applied Energy 28 (1987)