

MODELADO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SOLAR CONTINUO MEDIANTE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO

Josué Gustavo Sánchez¹, Alberto Iván García², Esteban Eduardo Barrera¹, Guerlin Romage², Cuauhtémoc Jiménez^{2,3}, Gonzalo Alonso Ramos¹, José Alfredo Jiménez³, Alejandro Zacarías^{2,*}, José de Jesús Rubio², Ignacio Carvajal³

1 CICATA Querétaro, Instituto Politécnico Nacional, Cerro Blanco 141, Colinas del Cimatario, Querétaro 76090, México.

jsanchezf1902@alumno.ipn.mx, ebarrera2300@alumno.ipn.mx, gramos@ipn.mx

2 ESIME Azcapotzalco, Instituto Politécnico Nacional, Av. de las Granjas 682, Santa Catarina, Ciudad de México 02550, México

ivan.garciaf794@gmail.com, guerlin@hotmail.com, azacarias@ipn.mx, rubio.josedejesus@gmail.com

3 ESIME UPALM, Instituto Politécnico Nacional, Ciudad de México 07738, México

cjimenezc@ipn.mx, jjimenezb@ipn.mx, icarvajal@ipn.mx

* Correspondencia: azacarias@ipn.mx; Tel.: +52-5544-884-217

Resumen: *En este artículo se presenta el modelado y simulación de un sistema de aire acondicionado continuo mediante refrigeración por absorción de simple efecto, alimentado por energía solar térmica a baja temperatura (85°C) mediante colectores solares de placa plana, para ser empleado en zonas tropicales. El modelado se realiza principalmente mediante balances de energía y de masa en cada componente del sistema. Para una potencia de enfriamiento de 3,517 kW, el calor requerido por el generador del sistema de refrigeración por absorción, fue de 4,8 kW. En tanto que el área del colector requerido mayor fue de 16 m² aproximadamente.*

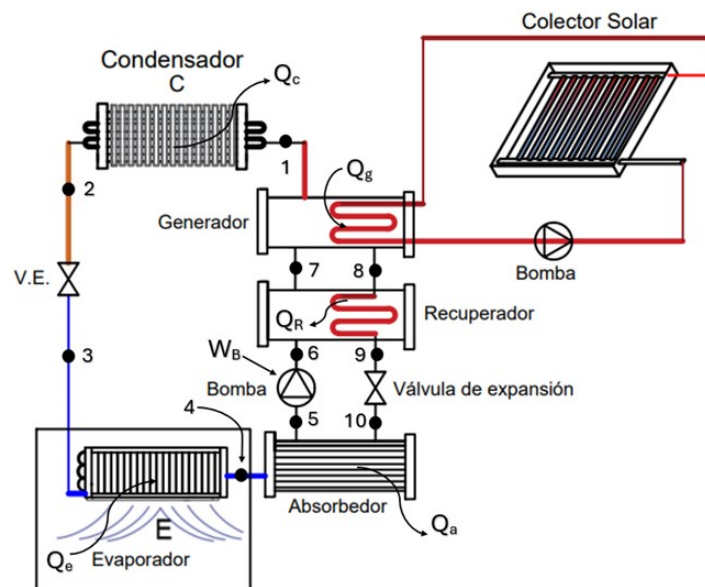


Figura 1. Esquema del sistema de enfriamiento solar continuo.

Palabras clave: Refrigeración por absorción, enfriamiento continuo, enfriamiento solar.

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente el uso de equipos de aire acondicionado, así como de ventiladores para mantener frescos los espacios acondicionados, representa casi el 20% de la electricidad total utilizada en los edificios de todo el mundo. Esta tendencia aumentará a medida que el crecimiento económico y demográfico mundial se centre más en los países más cálidos [1]. Con el desarrollo de la industrialización social, el consumo total de energía del mundo ha aumentado un 30% en la última década. Se prevé que las energías renovables proporcionarán casi la mitad de la electricidad total mundial para 2050, con una tasa de crecimiento anual del 3,6% entre 2018 y 2050 [2]. El enfriamiento mediante refrigeración por absorción solar es una alternativa de enfriamiento prometedora debido a los beneficios del ahorro de energía y el medio ambiente [3]. En este trabajo se desarrolló el modelado y simulación de un sistema de enfriamiento continuo, mediante refrigeración por absorción, alimentado energéticamente por medio un colector solar de placa plana. Este proyecto parte de la consideración de acondicionar un espacio de 12 m², requiriendo para esto una potencia frigorífica de 3.517 kW, considerado en zonas tropicales, debido a que en estas tienen condiciones de temperatura y humedad que demandan el uso continuo de aire acondicionado. El sistema de refrigeración por absorción utiliza la solución agua-bromuro de litio, H₂O-LiBr, en el cual, el agua se utiliza como refrigerante R718.

2. MODELADO Y SIMULACIÓN

2.1 Modelado

El modelado se realizó a un sistema como el que se presenta en la figura 1, el cual está dividido en tres subsistemas: el sistema de espacio acondicionado (SEA), el sistema de refrigeración por absorción (SRA) y el sistema de energía solar (SES). Esta división permite facilitar el análisis termodinámico del sistema, como se detalla a continuación.

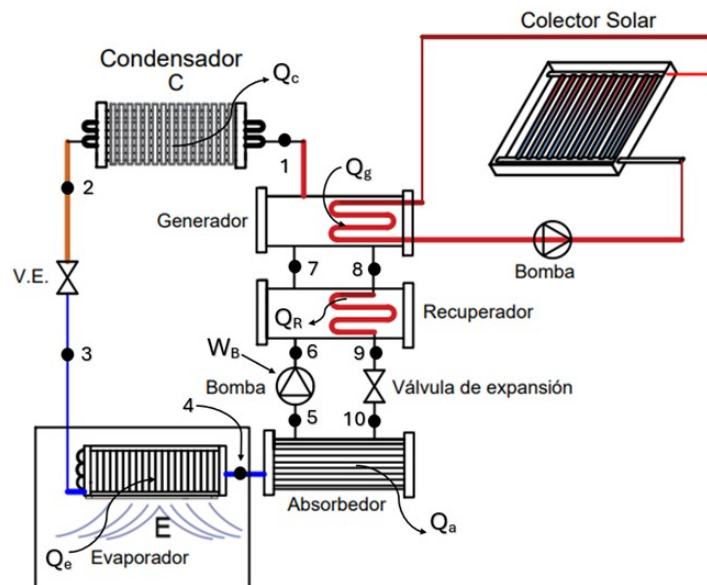


Figura 1. Esquema del sistema de enfriamiento solar continuo.

Modelado del sistema de espacio acondicionado, SEA

La potencia frigorífica requerida en el espacio acondicionado, \dot{Q}_e , es la cantidad de calor retirado, \dot{Q}_T por el evaporador desde un sistema de refrigeración, por lo tanto:

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_T \quad (1)$$

Modelado del sistema de refrigeración por absorción, SRA

El modelado del sistema de refrigeración por absorción, SRA, fue realizado de acuerdo a como lo muestran [4] y [5], como sigue. Como el flujo de calor en el evaporador, \dot{Q}_e , y la temperatura de evaporación, T_e , son proporcionados por la aplicación, en este caso, de un espacio acondicionado, entonces, el flujo de refrigerante

requerido se determina de:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(h_4 - h_3) \quad (2)$$

La relación de circulación, f , puede determinarse de la forma:

$$f = \frac{\dot{m}_{ds}}{\dot{m}_r} = \frac{x_{cs}}{x_{ds} - x_{cs}} \quad (3)$$

donde x_{cs} y x_{ds} son las concentraciones de la solución concentrada y la solución diluida respectivamente. El flujo de la solución diluida, \dot{m}_{ds} , puede determinarse de:

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_r \frac{x_{cs}}{x_{ds} - x_{cs}} \quad (4)$$

El flujo de la solución concentrada, \dot{m}_{cs} , es obtenida del balance de masa en el absorbedor, como:

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{cs} + \dot{m}_r \quad (5)$$

La potencia de la bomba puede determinarse, con el cambio de presiones como:

$$\dot{W}_B = \frac{(P_a - P_b) * \dot{m}_{ds} * V_5}{\eta_m} \quad (6)$$

Además, como:

$$w_B = \frac{\dot{W}_B}{\dot{m}_{ds}} \quad (7)$$

entonces, la entalpía a la salida de la bomba, h^6 , puede ser determinada de:

$$w_B = (h_6 - h_5) \quad (8)$$

El calor transferido en el recuperador se representa como:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_{ds}(h_7 - h_6) \quad (9a)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_{cs}(h_8 - h_9) \quad (9b)$$

En tanto que la eficiencia térmica de este intercambiador de calor es determinada como lo sugiere [6].

$$\varepsilon_R = \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_6}, C_{\min} = C_c \quad (10a)$$

$$\varepsilon_R = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6}, C_{\min} = C_h \quad (10b)$$

donde $C_c = m_c C p_c$ y $C_h = m_h C p_h$ son la capacitancia térmica de los fluidos frío o caliente respectivamente como. El flujo, de calor en los componentes, generador, \dot{Q}_g , absorbedor, \dot{Q}_a , condensador, \dot{Q}_c , respectivamente son determinadas por balance de energía y de masa y quedan como:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_{cs} h_8 - \dot{m}_{ds} h_7 \quad (11)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_r h_4 + \dot{m}_{cs} h_{10} - \dot{m}_{ds} h_5 \quad (12)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (13)$$

El coeficiente de operación, COP se determina de:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_B} \quad (14)$$

Modelado del sistema de energía solar, SES

Para el modelado del sistema de energía solar térmica, la eficiencia térmica del colector solar, η_c , se calcula como lo muestra [7]:

$$\eta_c = a - b \frac{T_m - T_a}{I} - c \left(\frac{T_m - T_a}{I} \right)^2 \quad (15)$$

donde $T_m = (T_i + T_o)/2$ es la temperatura media del colector solar, I es la radiación solar en W/m^2 . Las constantes

a, b, c, son tomadas de la hoja de especificaciones del colector utilizado. De la ecuación (15), el segundo y tercer términos, se conocen como coeficiente de Hottel Willer Bliss, definido como:

$$h_{HWB} = b \frac{T_m - T_a}{I} - c \left(\frac{T_m - T_a}{I} \right)^2 \quad (16)$$

Como el calor útil del colector es el calor requerido por el generador del sistema de absorción, $Q_u = \dot{Q}_g$, el área requerida del colector, A_c se determina de:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{IA_c} \quad (17)$$

2.2 simulación

El modelo mostrado en la sección 2.1 fue programado en el software Engineering Equation Solver, EES [8]. La simulación se ha realizado con la solución agua-bromuro de litio, H2O-LiBr la cual puede operar a temperaturas superiores a 0°C. Las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo han sido determinadas desde el mismo software. Las condiciones de operación variadas se muestran en la tabla 1. El flujo de calor en el evaporador fue tomado de la placa de datos de un equipo de aire acondicionado comercial, como $\dot{Q}_e = 3,517$ kW.

Tabla 1 Parámetros variados para la simulación.

Parámetro	Rango
Temperatura de evaporación, T_e , °C	5, 8, 12
Temperatura de condensación, $T_c = T_a + 5^\circ\text{C}$	31, 37, 43
Temperatura ambiente, T_{amb} , °C	26, 31, 38
Temperatura de generación, T_g , °C	55 - 100
Radiación solar, I , [W/m ²]	600

3. RESULTADOS

De la simulación, los resultados se muestran en esta sección. En la Figura 2 se observa que el flujo de calor del generador disminuye a medida que aumenta la temperatura del generador bajo diferentes condiciones de temperatura en el condensador y del evaporador. En la figura también se puede apreciar que a una misma temperatura de generación, por ejemplo de 85°C, el calor requerido en el generador es de 4 a 4,5 KW aproximadamente cuando la temperatura del condensador es de 31, 37 y 43 °C. De esta figura, también puede apreciarse que aproximadamente el 90% de todos los resultados, son menores a 4,5 kW en el generador, lo cual es aproximadamente 22% alta que la potencia frigorífica de diseño.

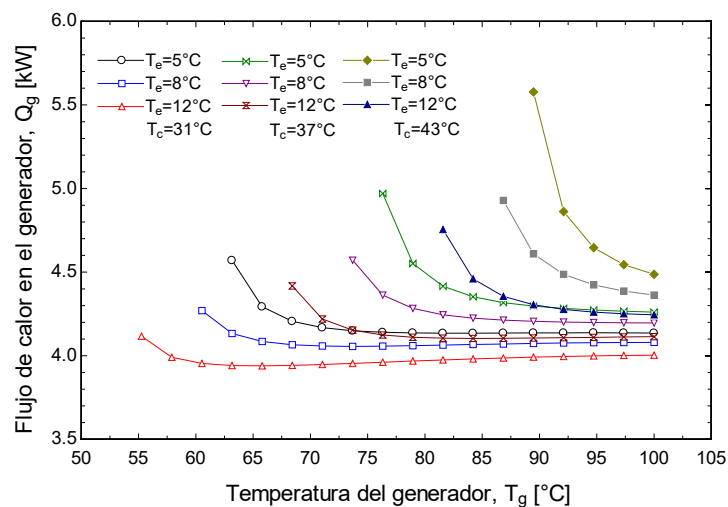


Figura 2. Flujo de calor del generador respecto de la temperatura del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y en el evaporador.

En la Figura 3. Se presenta el coeficiente de operación del sistema de refrigeración por absorción, respecto a la temperatura de entrada en el generador. Se puede apreciar que el COP tiende a mantenerse constante conforme aumenta la temperatura del generador. De la figura, puede apreciarse que hasta el 90% de los resultados aproximadamente están dentro del valores de COP de 0,7 a 0,88.

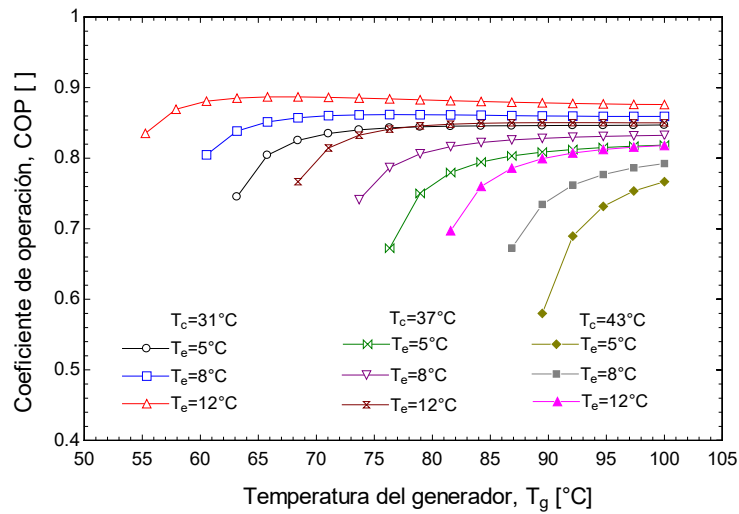


Figura 3. Coeficiente de operación al respecto de la temperatura del generador, a diferentes temperaturas en el condensador y el evaporador.

En la Figura 4 se muestran los valores de eficiencia del colector solar utilizado en función de la temperatura del generador y del coeficiente de Hottel Willer Bliss. Se observa que a medida que la temperatura del generador aumenta, la eficiencia del sistema tiende a disminuir. No obstante, de acuerdo a las condiciones de operación simuladas, la eficiencia del colector se encuentra entre 43% y 73%.

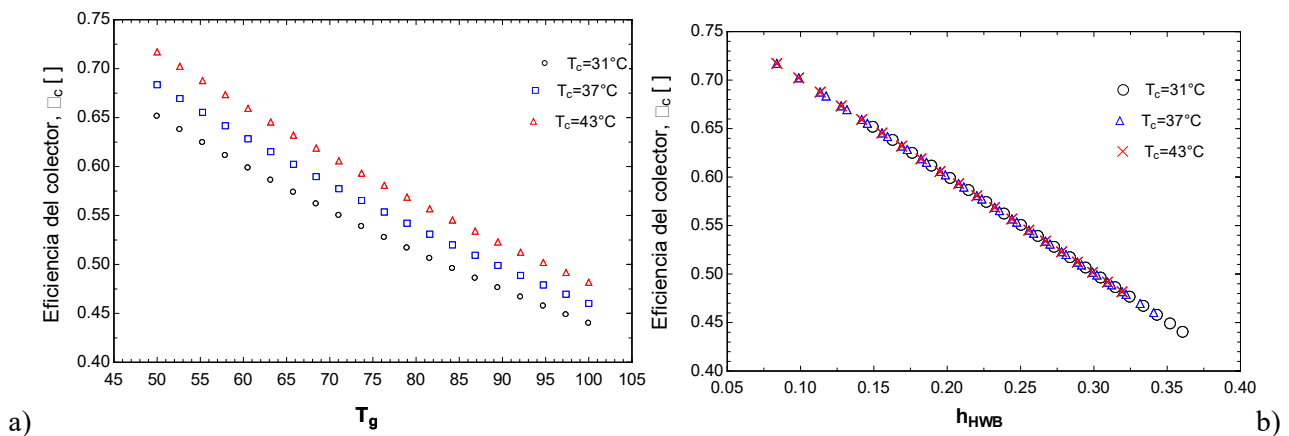


Figura 4. Eficiencia del colector utilizado, a) respecto a la temperatura del generador, b) respecto al coeficiente de Hottel Willer Bliss.

En la Figura 5 se muestra el área del colector solar en función de la temperatura en el generador, con una potencia de evaporación de 3,517 kW y temperaturas de evaporación de 5 a 12 °C. Se observa que a medida que la temperatura en el generador aumenta, el área requerida en el colector tiende a mantenerse en un rango entre 11 m² y 16 m².

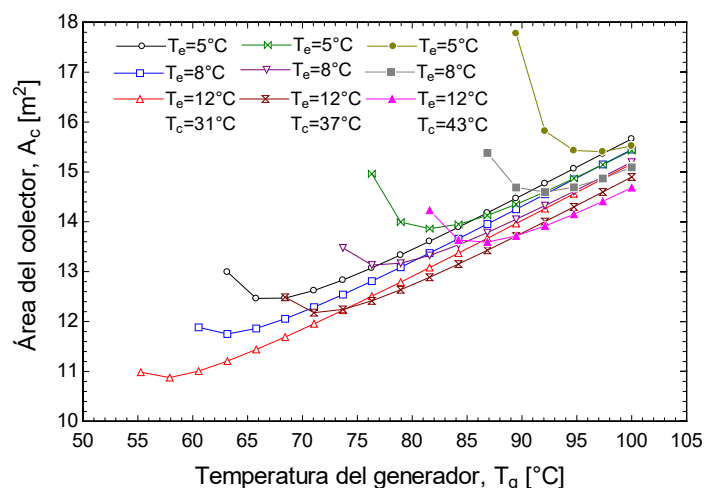


Figura 5. Área de colector solar respecto con diferentes temperaturas en el generador, de condensación y de evaporación.

4. CONCLUSION

Del trabajo presentado en este artículo, las principales conclusiones obtenidas son: Para una potencia frigorífica de 3,517 kW (1TR), el calor requerido en el generador que a su vez se requiere desde un colector solar, es de 4,5 kW aproximadamente, con coeficientes de operación entre 0,7 y 0,88. Esto es aproximadamente 22% mayor de \dot{Q}_e . El área de colector requerida para producir una tonelada de refrigeración (3,517 kW), con un sistema de refrigeración por absorción puede ser de 14 m² o máximo de aproximadamente 16 m².

AGRADECIMIENTOS

Se agradece al Instituto Politécnico Nacional, por el apoyo mediante el proyecto SIP20242310 y al Consejo Nacional de Humanidades Ciencias y Tecnologías por las becas otorgadas a los alumnos: Josué Gustavo Sánchez, Alberto Iván García, Esteban Eduardo Barrera, Cuauhtémoc Jiménez.

REFERENCIAS

- [1] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, A. Barragán-Cervera, F. Moles, B. Peris, G. Verdú, Commercial refrigeration - an overview of current status, *Int. J. Refrig.* 57 (2015) 186–196, h
- [2] A. Benato, A.J.E. Stoppato Heat transfer fluid and material selection for an innovative Pumped Thermal Electricity Storage system, *Energy*, 147 (2018), pp. 155-168
- [3] A.T. Shirazi, Robert A. Morrison, Graham L. White, D. Stephen Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review, *Energy Convers Manage*, 171 (2018), pp. 59-81
- [4] Herold KE, Radermacher R, Klein SA, *Absorption chillers and heat pumps*, CRC Press, 2014. EEUU.
- [5] Zacarías A, Quiroz JA, Gutiérrez GL, Venegas M, Carvajal I, Rubio JJ. Comparison between adiabatic and nonadiabatic absorption chillers using ammonia–lithium nitrate and water–lithium bromide solutions, *Heat Transfer Research*, (2020), Vol. 51;7, pp 609-621.
- [6] Incropera FP, Dewitt DP, *Introduction to heat transfer*, John Wiley and Sons, 2011, EEUU.
- [7] Venegas M, García N, Zacarías A, De Vega M. Performance of a Solar Absorption Cooling System Using Nanofluids and a Membrane-Based Microchannel Desorber, *Applied Sciences*, (2020), Vol. 10, 2761.
- [8] Klein S A. (2018). *Engineering Equation Solver*, EES. 1992-2017.