

# Simulación del comportamiento termodinámico de un sistema de refrigeración solar por absorción

Antonio J. Bula S. \*, Diane Luz Herrera \*\*, Luis Fernando Navarro \*\*\*,  
Lesmes Corredor\*\*\*\*, Genaro Peña\*\*\*\*\*

---

## Resumen

*Un proceso de simulación termodinámica ha sido llevado a cabo con el fin de determinar el efecto que la temperatura de desorción y la eficiencia del intercambiador de calor tienen sobre el coeficiente de desempeño (COP) y el flujo másico de un sistema de refrigeración simple por absorción usando energía solar como fuente primaria. Se observó que para dicho sistema la eficiencia del intercambiador determina la temperatura máxima a la cual debe operar el sistema, y que un valor mayor que éste obliga a la disminución del COP del equipo.*

**Palabras claves:** Refrigeración, absorción, COP, simulación termodinámica.

## Abstract

*A thermodynamic simulation has been carried out to determine the effect that the generator temperature and heat exchanger efficiency have over the COP and mass flux on a single absorption refrigeration system that uses solar energy as a primary source. It was found that the heat exchanger efficiency determines the maximum temperature that can be used at the generator in order to obtain the maximum COP out of the system. A higher temperature will decrease the system COP.*

**Key words:** Refrigeration, absorption, COP, thermodynamic simulation.

Fecha de recepción: 14 de marzo de 2000

## INTRODUCCIÓN

Con el transcurso de los años ha ido creciendo el interés por el uso de la

energía solar como fuente energética alterna. La refrigeración es una de las aplicaciones que más ha llamado la atención, debido a la importancia que presenta en las regiones donde impera un clima caluroso y soleado. Es por eso que se plantea la posibilidad de utilizar un sistema de refrigeración que use energía solar como fuente primaria para su operación. Los sistemas de refrigeración por absorción, a pesar de poder utilizar energía bastante «económica», presen-

---

\*IM, MSc ME, Ph.D. Uso Racional de la Energía y Preservación del Medio Ambiente, Universidad del Norte. (e-mail: abula@guayacan.uninorte.edu.co).

\*\* IM, Universidad del Norte.

\*\*\* IM, Universidad del Norte.

\*\*\*\* IM, Ph.D. Uso Racional de la Energía y Preservación del Medio Ambiente, Universidad del Norte.

\*\*\*\*\* IQ, MSc IM. Termodinámica y Gas Natural, Universidad del Norte.

tan el inconveniente de trabajar con un coeficiente de operación (COP) bastante bajo. Es por eso que se requiere estudiarlo, con el fin de encontrar un rango de operación lo más eficiente posible.

Uno de los principales factores que han ayudado al desarrollo de los sistemas de refrigeración solar por absorción, se encuentra en la posibilidad de conseguir mejores desempeños por parte de éstos al simular las diferentes variables que afectan su comportamiento. En 1966, Whitlow<sup>1</sup> presentó la definición de la ASHRAE para el Coeficiente de Operación y el Coeficiente de Operación Máximo (COP<sub>máx.</sub>). En 1974, Van Paassen<sup>2</sup> reseñó la labor de la Organización Mundial de la Salud para aumentar el control de las enfermedades infantiles por medio del programa de Expansión de la Inmunización (EPI), que dirigió la creación de un sistema de preservación de vacunas para zonas apartadas. La *Delf University of Technology* desarrolló el sistema de refrigeración por absorción por medio de la simulación del comportamiento termodinámico del sistema, y debido a los excelentes resultados obtenidos, procedieron a la construcción del equipo. En 1977, Shwarts y Shitzer<sup>3</sup> presentaron la

posibilidad de operar los sistemas de refrigeración solar por absorción para acondicionamiento de aire, permitiendo con ello la utilización de colectores indispensables para producir el efecto refrigerante. Este trabajo indicó que los sistemas de refrigeración por absorción eran aptos para acondicionamiento doméstico. En 1997, Da-Wen Sun<sup>4</sup> presentó un diseño detallado de datos termodinámicos y una optimización de los diseños de mapas para los ciclos más comunes de refrigeración por absorción amoníaco-agua y bromuro de litio-agua. En 1997, Da-Wen Sun<sup>5</sup> analizó y optimizó el sistema de absorción amoníaco-agua, y estableció un modelo matemático que permitió la simulación de dicho sistema. Los resultados fueron dados en forma de mapas de operación óptima para varias condiciones. En 1998, Da-Wen Sun<sup>6</sup> realizó un análisis termodinámico de diferentes mezclas binarias.

En esta revisión cronológica se observa la tendencia al mejoramiento del sistema por medio de la simulación ter-

---

ASHRAE JOURNAL. Haifa. Vol. 19, N° 11 (noviembre 1977), p. 51-54.

<sup>4</sup>SUN, Da-Wen. *Thermodynamic Design Data an Optimum Design Maps for Absorption Refrigeration Systems: Applied Thermal Engineering*. Great Britain. Vol. 17, N° 2, 1997, p. 211-221.

<sup>5</sup>SUN, Da-Wen. *Computer Simulation and Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems: Energy Sources*. Great Britain. Vol.17, N° 3, 1997, p. 211-221.

<sup>6</sup>SUN, Da-Wen, *Comparison of the Performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN Absorption Refrigeration Systems : Energy Conversion Management*. Great Britain. Vol. 39, N° 5/6, 1998, p. 357-368.

<sup>1</sup> WHITLOW E. P. *Tends of Efficiencies in Absorption Machines*. ASHRAE JOURNAL. Haifa. Vol.19, N° 11 (Dec., 1966), p. 44.

<sup>2</sup> VAN PAASSEN J. P. *Solar Powered Refrigeration by means of an Ammonia-Water Intermittent Absorption Cycle*. (May, 1987), p.12.

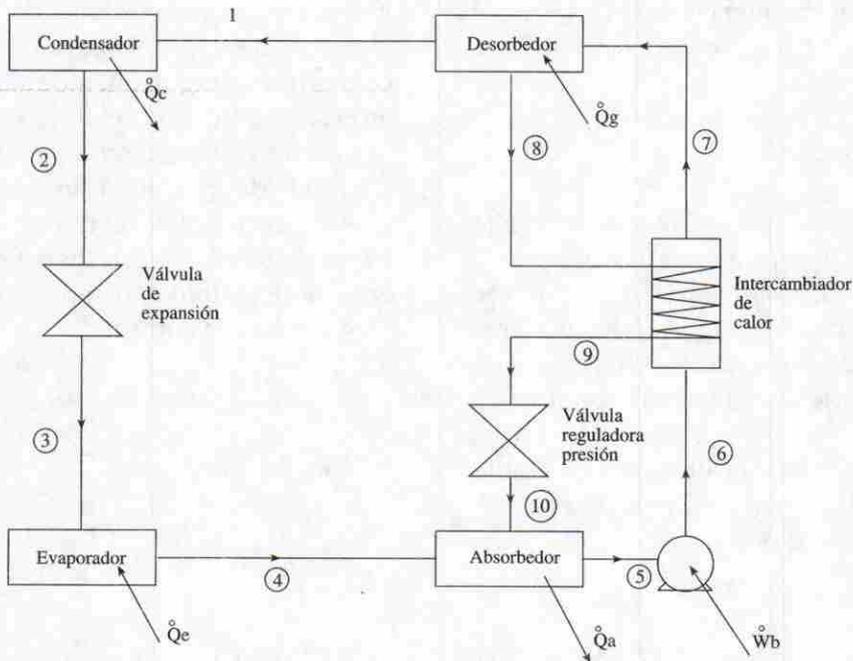
<sup>3</sup> SHWARTS, I. y SHITZER A. *Solar Absorption System for Space Cooling & Heating :*

modinámica de los componentes y del fluido de trabajo. Así mismo, se aprecia que el análisis del intercambiador de calor no se ha tenido en cuenta, siendo uno de los principales factores que determina el COP del equipo.

### LISTA DE SÍMBOLOS

- $a_i$  = Coeficiente de la ecuación 29
- $b_i$  = Coeficiente de la ecuación 30
- $c_i$  = Coeficiente de la ecuación 31
- COP = Coeficiente de Operación
- COP<sub>máx</sub> = Coeficiente de Operación máximo
- E = Eficiencia
- $f$  = Razón de flujo másico
- $h$  = Entalpía (kJ/kg)

- $h_l$  = Entalpía específica de saturación (líquido) (kJ/kg)
- $h_v$  = Entalpía específica de saturación (vapor) (kJ/kg)
- H<sub>2</sub>O = Símbolo químico del agua
- LiNO<sub>3</sub> = Nitrato de litio
- $\dot{m}$  = Flujo másico (kg/s)
- NH<sub>3</sub> = Amoníaco
- NaSCN = Tiocianato de sodio
- P = Presión (kPa, bar, lb<sub>f</sub>/plg<sup>2</sup>)
- q = Calor por unidad de masa (kJ/kg)
- Q = Calor absorbido (kJ)
- $\dot{Q}$  = Transferencia de calor (kW)
- T = Temperatura (°C, °F)
- v = Volumen específico (m<sup>3</sup>/kg)
- $\dot{W}$  = Potencia (kW)
- x = Concentración (kg/kg)



**Figura 1**  
Sistema Simple Saturado

### Subíndices

a	=	Absorbedor
b	=	Bomba
c	=	Condensador
e	=	Evaporador
l	=	Líquido
g	=	Generador
ref	=	Referencia
sf	=	Solución Fuerte
sd	=	Solución Débil
v	=	Vapor

### MODELO MATEMÁTICO

A continuación se describe cada uno de los estados por los que pasan los fluidos de trabajo al completar el ciclo y las diferentes suposiciones que se hicieron para realizar la simulación del comportamiento termodinámico del sistema de refrigeración por absorción. La figura 1 presenta el diagrama del ciclo considerado.

#### • Refrigerante

El amoníaco es el refrigerante con más alto efecto refrigerante por libra, y, a pesar de su volumen específico alto en la condición de vapor, tiene una gran capacidad refrigerante, y se necesita de los servicios de personal experimentado para que su naturaleza tóxica no presente riesgos<sup>7</sup>. El punto de ebullición del amoníaco a la presión atmosférica estándar es de  $-28^{\circ}\text{F}$  ( $-2.22^{\circ}\text{C}$ ). Las

presiones en el evaporador y el condensador a las condiciones de tonelada estándar de  $5^{\circ}\text{F}$  ( $-15^{\circ}\text{C}$ ) y  $86^{\circ}\text{F}$  ( $30^{\circ}\text{C}$ ) son  $34.27 \text{ lb/plg}^2 \text{ abs.}$ , ( $2.37 \text{ bar}$ ) y  $169.2 \text{ lb/plg}^2 \text{ abs.}$ , ( $11.67 \text{ bar}$ ), respectivamente. El amoníaco tiene una gran estabilidad química, afinidad con el agua, y no-miscibilidad con el aceite. Debido a su coeficiente de transferencia de calor relativamente alto y al consecuente mejoramiento de la razón de transferencia de calor, es particularmente adecuado para la instalación de grandes sistemas de enfriamiento líquido<sup>8</sup>.

#### • Proceso de Expansión

En la válvula de expansión, puntos 2-3 o 9-10, la presión del líquido es reducida desde la presión condensante hasta la presión evaporante a medida que el líquido fluye a través de ésta. Este proceso es un estrangulamiento adiabático, en el cual la entalpía del fluido no cambia durante el proceso. La expansión del fluido desde una presión alta a una baja sin realización de trabajo útil da como resultado una transferencia de energía en el fluido mismo; esto obliga a un cambio de entropía<sup>8</sup>.

#### - Balance de Masa

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ref} \quad (1)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2)$$

<sup>7</sup>STOECKER, W.F. y PÉREZ-BLANCO, H. *Industrial Refrigeration*. United States: Business News Publishing, 1992, p. 21-23.

<sup>8</sup>DOSSAT, J. Roy. *Principios de Refrigeración*. México, Compañía Editorial Continental, 1995, p. 227, 319, 395.

- **Balace de Energía**

$$h_2 = h_3 \quad (3)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (4)$$

• **Proceso Vaporizante**

El proceso 3-4 es la vaporización del amoníaco en el evaporador. Debido a que la vaporización se efectúa a temperatura y presión constante, este proceso es tanto isotérmico como isobárico. En el punto 4, el refrigerante es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante.

- **Balace de Masa**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} \quad (5)$$

- **Balace de Energía**

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) \quad (6)$$

• **Proceso de Absorción**

En el proceso 4-5-10 ocurre la absorción del refrigerante por parte de la solución líquida fuerte y la disipación del calor para asegurar la condensación del vapor que proviene del evaporador. El punto 4 es vapor saturado a la presión y temperatura de evaporación; el punto 10 es una mezcla líquida fuerte (NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O) cuyo contenido de amoníaco es bajo, lo cual es necesario para poder absorber el refrigerante. En el punto 5, la mezcla está en condición saturada, que es la solución líquida débil cuyo contenido de amoníaco es elevado. Todo este proceso se realiza a la misma presión. El término «absorción» describe la

transferencia de un vapor binario dentro de un absorbente líquido. Este término es similar a la condensación, en el sentido de que el cambio de fase ocurre desde el estado de vapor a líquido. Sin embargo, la absorción implica que ya hay presente una fase líquida a la entrada de la cámara.

- **Balace de Masa**

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \quad (7)$$

- **Balace de Energía**

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_5 h_5 \quad (8)$$

Dividiendo entre  $m_4$

$$q_a = (h_4 - h_{10}) + f(h_{10} - h_5) \quad (9)$$

Donde  $q_a$  representa la cantidad de calor disipado por unidad de masa de vapor y  $f$  la razón de circulación de la solución, y se define como  $\dot{m}_5/\dot{m}_4$ . Otra vez aparecen dos términos: uno expresa el cambio de fase del vapor, y el otro, el enfriamiento de la solución<sup>9</sup>.

• **Proceso de Bombeo**

El proceso 5-6 se efectúa en la bomba a medida que se incrementa la presión desde la presión vaporizante hasta la condensante.

<sup>9</sup>HEROLD, Keith E. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. New York: CRC Press, 1997, p.67-70.

- **Balace de Masa**

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (10)$$

- **Balace de Eneraía**

$$\dot{W}_b = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad (11)$$

• **Proceso de Desorción**

El proceso entre los puntos 7-8-1 determina la rectificaci3n de la mezcla a la condici3n de amoníaco puro. A la entrada del rectificador se encuentra una soluci3n cuyo contenido de amoníaco es elevado. Para poder realizar la separaci3n, se debe suministrar cierta cantidad de calor, el cual proviene de una fuente térmica, en este caso agua caliente, obtenida de los colectores solares. A la salida del componente circulan dos flujos: uno es la soluci3n fuerte, que tiene la propiedad de absorber amoníaco, y el otro es el vapor refrigerante con la concentraci3n óptima para poder realizar la refrigeraci3n sin ning3n inconveniente.

- **Balace de Masa**

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (12)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_8 x_8 \quad (13)$$

$$\dot{m}_8 = \frac{\dot{m}_7 x_7 - \dot{m}_1 x_1}{x_8} \quad (14)$$

$$\dot{m}_7 - \dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_7 x_7 - \dot{m}_1 x_1}{x_8} \quad (15)$$

$$\dot{m}_7 x_8 - \dot{m}_1 x_8 = \dot{m}_7 x_7 - \dot{m}_1 x_1 \quad (16)$$

$$\dot{m}_7 = \frac{x_8 - x_1}{x_8 - x_7} \dot{m}_1 \quad (17)$$

- **Balace de Eneraía**

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1 h_1 + (\dot{m}_7 - \dot{m}_1) h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (18)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 (h_8 - h_7) + \dot{m}_1 (h_1 - h_8) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_g = \frac{x_8 - x_1}{x_8 - x_7} (h_8 - h_7) \dot{m}_1 + (h_1 - h_8) \dot{m}_1 \quad (20)$$

$$\dot{Q}_g = (h_1 - h_8) + f(h_8 - h_7) \quad (21)$$

donde

$$f = \frac{x_8 - x_1}{x_8 - x_7} \quad (22)$$

La ecuaci3n 21 puede ser entendida de la siguiente manera: el calor que se entrega en el proceso de desorción es utilizado para realizar dos funciones. Una es la evaporaci3n del líquido, representada por el primer término del lado derecho de la ecuaci3n, y la otra, el calentamiento de la soluci3n líquida que abandona el desorberdor, representada por el segundo término del lado derecho de la ecuaci3n<sup>10</sup>.

• **Proceso de Condensaci3n**

El proceso 1-2 representa el enfriamiento del vapor desde la temperatura de la descarga hasta la temperatura condensante a medida que el vapor le deja su

<sup>10</sup> *Ibid.*, p.67-70.

calor al medio condensante. En el punto 1, el refrigerante es un vapor sobrecalentado a la presión condensante y a la salida, punto 2, el amoníaco es un líquido saturado a la temperatura de saturación.

- **Balance de Masa**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (23)$$

- **Balance de Energía**

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_2) \quad (24)$$

• **Proceso de Intercambio de Calor**

En el intercambiador de calor se transfiere calor desde la solución fuerte hacia la débil, con el fin de reducir la cantidad de energía que se debe suministrar al sistema.

- **Balance de Masa**

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9 \quad (25)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (26)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (27)$$

- **Balance de Energía**

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9$$

$$\dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_8 (h_9 - h_8) \quad (28)$$

**MODELO COMPUTACIONAL**

Con el propósito de determinar cómo se comporta el sistema ante diferentes con-

diciones de operación, se hace necesario simular las diferentes variables que afectan su comportamiento, con el fin de conseguir mejores desempeños y, por lo tanto, una mayor eficiencia. Para esto, las propiedades que describen el estado termodinámico del fluido a la entrada y salida de cada componente, son calculadas a partir de las ecuaciones publicadas por Da-Wen Sun<sup>11</sup>. Las condiciones de funcionamiento seleccionadas para el sistema son las siguientes: temperaturas del generador  $T_g = 70-90^\circ\text{C}$ ; temperatura del condensador  $T_c = 30^\circ\text{C}$ ; temperatura del absorbedor  $T_a = 25^\circ\text{C}$ ; temperatura del evaporador  $T_e = 5^\circ\text{C}$ ; flujo másico de refrigerante ( $\text{NH}_3$ )  $m = 1.0 \text{ kg/s}$  y la efectividad del Intercambiador de Calor,  $E = 50-100\%$ ; presión de alta =  $1166,922 \text{ kPa}$ ; presión de baja =  $514,83 \text{ kPa}$ . Las entalpías específicas de saturación líquida y vapor para el amoníaco son las siguientes:

$$P(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 27.15)^i \quad (29)$$

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 27.15)^i \quad (30)$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 27.15)^i \quad (31)$$

<sup>11</sup>SUN, Da-Wen. *Computer... op. cit.*

Los coeficientes de las ecuaciones 29-31 son listados en la tabla 1. Para el cálculo de las entalpías de la mezcla amoníaco-agua se utilizaron las ecuaciones 32-34, las cuales se hallaron para diferentes temperaturas:

- T= 60°C  

$$h_i(T,x) = 11101,5 - 148593x + 767227x^2 - 1911990x^3 + 2309150x^4 - 1084970x^5 \quad (32)$$

- T= 80°C  

$$h_i(T,x) = 5708,15 - 76879,3x + 413443x^2 - 1079610x^3 + 1367500x^4 - 672653x^5 \quad (33)$$

- T= 100°C  

$$h_i(T,x) = 33499,6 - 470584x + 2560630x^2 - 6740720x^3 + 8613990x^4 - 4282390x^5 \quad (34)$$

Estas ecuaciones fueron halladas por medio de una regresión lineal entre las temperaturas de 60 y 100°C. A partir de

los valores de entalpía se calculan los diferentes calores del sistema de absorción: generador, evaporador, condensador y en el absorbedor, al igual que los diferentes valores del COP, todos éstos variando el valor de la eficiencia en el Intercambiador de Calor.

## RESULTADOS

Las tablas 2 y 3 (ver anexo) presentan la comparación entre los resultados obtenidos en la simulación efectuada y las publicadas por Da-Wen-Sun<sup>12</sup>. La comparación del COP y flujo másico entre la simulación y los datos del artículo muestran un error de 10.93-8.97% y 2.27-8.57%, respectivamente. La tabla 4 (ver anexo) muestra los valores producidos por la Simulación con los del COP<sub>máx</sub><sup>13</sup>.

**Tabla 1**  
 Coeficientes de las ecuaciones 16, 17 y 18

i	a <sub>i</sub>	b <sub>i</sub>	c <sub>i</sub>
0	4.2871 × 10 <sup>-1</sup>	1.9879 × 10 <sup>2</sup>	1.4633 × 10 <sup>3</sup>
1	1.6001 × 10 <sup>-2</sup>	4.644 × 10 <sup>0</sup>	1.2839 × 10 <sup>0</sup>
2	2.3652 × 10 <sup>-4</sup>	6.2790 × 10 <sup>-3</sup>	-1.1501 × 10 <sup>-2</sup>
3	1.6132 × 10 <sup>-6</sup>	1.4591 × 10 <sup>-4</sup>	-2.1523 × 10 <sup>-4</sup>
4	2.4303 × 10 <sup>-9</sup>	-1.5262 × 10 <sup>-6</sup>	1.9055 × 10 <sup>-6</sup>
5	-1.2494 × 10 <sup>-11</sup>	-1.8069 × 10 <sup>-8</sup>	2.5608 × 10 <sup>-8</sup>
6	1.2741 × 10 <sup>-13</sup>	1.9054 × 10 <sup>-10</sup>	-2.5964 × 10 <sup>-10</sup>
Standard error	1.6 × 10 <sup>-1</sup>	8.5626 × 10 <sup>0</sup>	-1.059 × 10 <sup>1</sup>
Mean deviation	1.252 × 10 <sup>-2</sup>	5.566 × 10 <sup>-3</sup>	3.679 × 10 <sup>-3</sup>

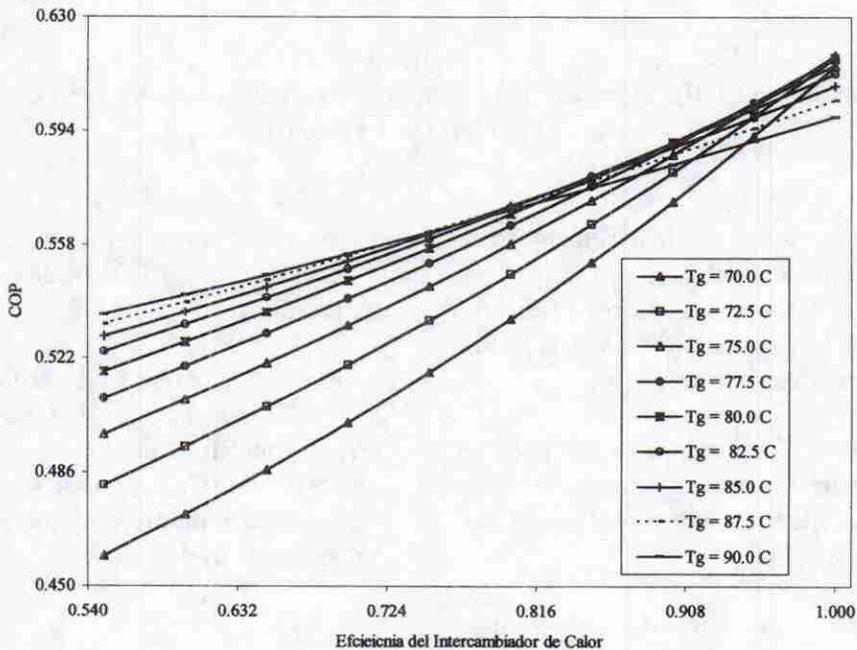
\*SUN, Da-Wen. *Comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration systems: Energy Conversion Management*. Great Britain. Vol. 39, N° 5/6 (1998), p. 357-368.

<sup>12</sup>SUN, Da-Wen. *Comparison... Op. cit.*, p. 211-221.

<sup>13</sup>THRELKELD, James. *Thermal Environmental Engineering*. 2ª ed. Englewood, Prentice-Hall, 1970, p. 105.

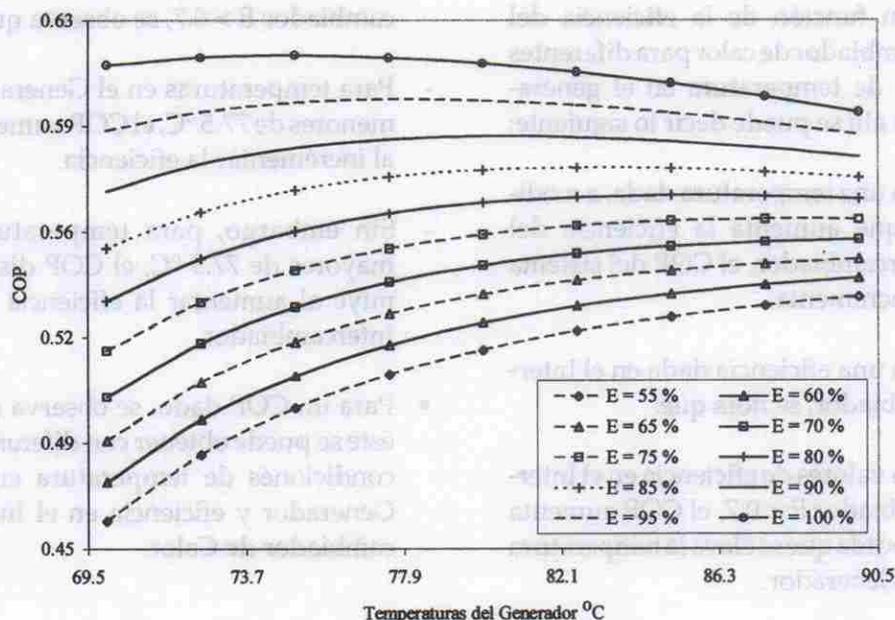
La figura 2 presenta la variación del COP en función de la eficiencia del intercambiador de calor para diferentes valores de temperatura en el generador. De allí se puede decir lo siguiente:

- Para una temperatura dada, a medida que aumenta la eficiencia del Intercambiador, el COP del sistema se incrementa.
- Para una eficiencia dada en el Intercambiador, se nota que:
  - Para valores de eficiencia en el Intercambiador  $E < 0.7$ , el COP aumenta a medida que se eleva la temperatura del Generador.
  - Para valores de eficiencia en el Intercambiador  $E > 0.7$ , se observa que:
    - Para temperaturas en el Generador menores de  $77.5^{\circ}\text{C}$ , el COP aumenta al incrementar la eficiencia.
    - Sin embargo, para temperaturas mayores de  $77.5^{\circ}\text{C}$ , el COP disminuye al aumentar la eficiencia del Intercambiador.
- Para un COP dado, se observa que éste se puede obtener con diferentes condiciones de temperatura en el Generador y eficiencia en el Intercambiador de Calor.



**Figura 2**

Variación del COP en función de la eficiencia del Intercambiador de Calor para diferentes valores de temperatura en el Generador



**Figura 3**

Variación del COP en función de la temperatura en el Generador para diferentes valores de eficiencia en el Intercambiador

La figura 3 presenta los efectos de la temperatura en el Generador sobre el COP, para diferentes valores de eficiencia en el Intercambiador. De esta figura se puede decir lo siguiente:

- Para una temperatura dada en el Generador, al aumentar la eficiencia en el Intercambiador se eleva el COP del Sistema.
- Para una eficiencia dada en el Intercambiador, se observa que al aumentar la temperatura en el Generador, el COP del Sistema se incrementa hasta cierto punto, y alcanza un má-

ximo, y al seguir aumentando la temperatura en el Generador, el COP disminuye.

El comportamiento descrito para el COP, para variaciones de temperatura en el Generador y eficiencia en el Intercambiador de Calor, puede ser descrito más detalladamente si se analiza la expresión que lo describe:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_b} \quad (35)$$

Analizando el comportamiento de

cada uno de estos términos para las condiciones descritas, se observa que el calor del evaporador ( $\dot{Q}_e$ ) permanece constante, independiente de la temperatura en el Generador o la eficiencia del Intercambiador de Calor. De la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) \quad (36)$$

Se definió como 1,  $h_3$  y  $h_4$ , y están asociadas a la presión y temperatura de saturación definidas para el sistema, lo cual obliga a que permanezcan constantes, y con ello  $\dot{Q}_e$ .

El trabajo de la bomba a temperatura del Generador constante se define como:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{sd} (h_6 - h_5) \quad (37)$$

donde  $\dot{m}_{sd}$ , las entalpías  $h_5$  y  $h_6$  permanecen constantes. Esto deja ver que para la condición de temperatura constante, el trabajo de la bomba es invariable con la eficiencia del Intercambiador.

El calor del Generador se puede analizar de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{ref} h_1 + \dot{m}_{sf} h_8 - (\dot{m}_{sf} + \dot{m}_{ref}) h_7 \quad (38)$$

Se sabe que  $\dot{m}_{ref}$ ,  $h_1$ ,  $\dot{m}_{sf}$  y  $h_8$  son constantes, mientras que  $h_7$  aumenta al incrementar la eficiencia del Intercambiador. Esto hace que el calor en el Generador disminuya al aumentar la eficiencia del Intercambiador. Esta combinación de  $\dot{Q}_e$  y  $\dot{W}_b$  constantes, con una disminución del calor en el Generador

al aumentar la eficiencia, hacen que el COP se incremente al elevar la eficiencia del Intercambiador, y mantiene invariable la temperatura del Generador.

Si ahora se varía la temperatura del Generador manteniendo constante la eficiencia del Intercambiador, el trabajo de la bomba es:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{sd} (h_6 - h_5) \quad (39)$$

donde  $\dot{m}_{sd}$  disminuye al aumentar la temperatura del Generador, mientras las entalpías  $h_5$  y  $h_6$  permanecen constantes. Con esto, el trabajo de la bomba disminuye al aumentar la temperatura en el Generador.

Al analizar la ecuación que define el calor del Generador:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{ref} h_1 + \dot{m}_{sf} h_8 - (\dot{m}_{sf} + \dot{m}_{ref}) h_7 \quad (40)$$

se puede decir lo siguiente:  $\dot{m}_{ref}$  permanece constante, mientras  $\dot{m}_{sf}$  disminuye al aumentar la temperatura. Las entalpías  $h_1$ ,  $h_7$  y  $h_8$  aumentan al elevar la temperatura en el Generador. Aquí es necesario mencionar que las entalpías  $h_1$  y  $h_8$  se incrementan con la temperatura del Generador, siendo el valor máximo y el mínimo independientes de la eficiencia del Intercambiador. Sin embargo,  $h_7$  asciende con la temperatura del Generador, al igual que sus valores máximo y mínimo, pero la diferencia entre éstos disminuye al aumentar la eficiencia. En este comportamiento a bajas eficiencias ( $E \leq 0.7$ ), el calor del Generador disminuye al aumentar la

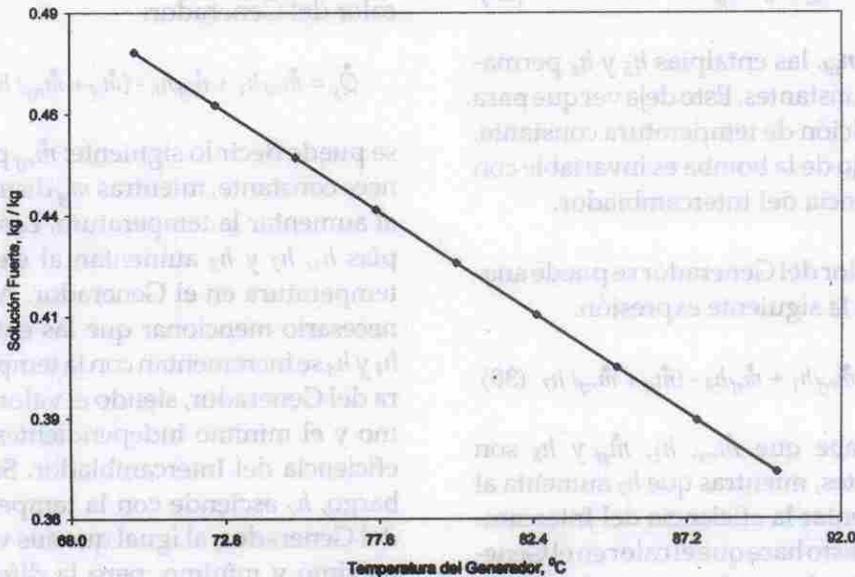
temperatura en el Generador, lo cual da como resultado que el COP del sistema se incremente. A altas eficiencias ( $E > 0.7$ ), el calor del Generador presenta un mínimo al ir aumentando la temperatura del Generador. Este mínimo se obtiene a más bajas temperaturas, a medida que se eleva la eficiencia del sistema. Este comportamiento se refleja en el COP, y permite que éste tenga un pico al ir aumentando la temperatura del Generador. Es importante mencionar que el pico en el COP aumenta con la eficiencia.

En la figura 4 se observa que al aumentar la temperatura en el Generador disminuye el contenido de amoníaco en la solución (punto 8).

La figura 5 exhibe el comportamiento del COP a diferentes valores de concentración. De esta figura se puede decir lo siguiente:

- Para determinado valor de concentración fuerte y a medida que aumenta la eficiencia del Intercambiador de calor, el COP del equipo se eleva. Una explicación a esto es que al aumentar la temperatura disminuye la concentración, y analizando la ecuación:

$$\dot{m}_{sf} = \frac{1 - x_{sd}}{x_{sd} - x_{sf}} \dot{m}_1 \quad (41)$$



**Figura 4**  
Variación de la Solución Fuerte a diferentes valores de temperatura del Generador

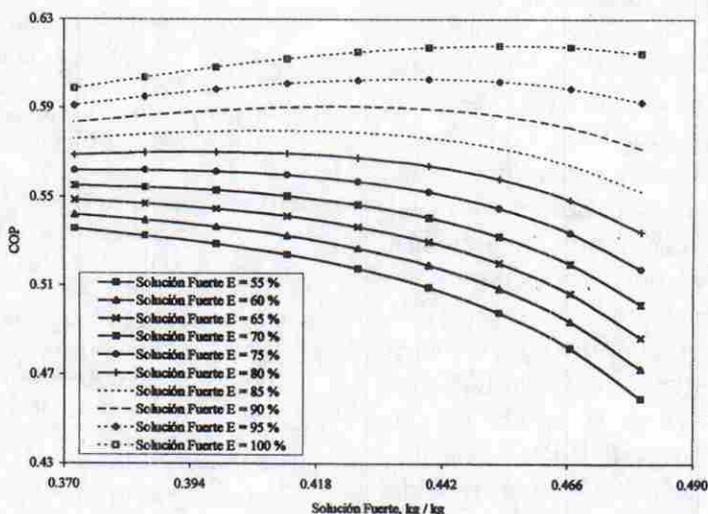


Figura 5  
Variación del COP a diferentes valores de Concentración Fuerte

se observa que el flujo másico también decae, y como este término hace parte del calor del Generador:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (42)$$

entonces el calor del Generador disminuye, y dado que el COP está definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \quad (43)$$

el calor del Generador ocupa el cociente del COP, y al disminuir dicho calor, el COP entonces desciende.

## CONCLUSIONES

Con el fin de analizar un sistema de refrigeración por absorción Amoníaco/Agua, se ha descrito un modelo matemático y, con ello, una simulación del comportamiento termodinámico del sistema. Se observó que para dicho sistema se pueden obtener determinados valores del COP, con diferentes condiciones de temperatura en el Generador y de eficiencia en el Intercambiador de Calor. Para una eficiencia determinada en el Intercambiador de Calor, al aumentar la temperatura en el Generador se eleva el valor del COP del sistema. Esto hasta cierto valor ( $T_g < 77.5 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $E < 0.7$ ), a partir del cual el COP disminuye con el aumento de la eficiencia del Intercam-

biador de Calor. Para una temperatura dada en el generador, a baja eficiencia ( $E < 0.7$ ), el COP aumenta con la temperatura del Generador y produce una disminución en el calor del Generador; para eficiencias altas ( $E > 0.7$ ), el calor en el Generador presenta un mínimo a medida que se aumenta la temperatura del Generador. Dicho mínimo se obtiene a más bajas temperaturas cuando se aumenta la eficiencia del sistema. Al aumentar la temperatura en el Generador disminuye la concentración de amoníaco en la solución (punto 8); esto se observa en la figura 4. Para determinado valor de Solución fuerte y a medida que aumenta la eficiencia del Intercambiador de Calor, el COP del equipo se eleva.

De los datos obtenidos se puede inferir que un sistema de absorción que opere a una temperatura de  $75^{\circ}\text{C}$  y una eficiencia del 95% producirá el mayor coeficiente de operación. Además, es importante saber que si se desea elevar la temperatura, debe hacerse con valores bajos de eficiencia en el Intercambiador. Al realizar la comparación de los resultados de esta investigación con la ecuación propuesta por Threlkeld, se pudo observar que existe una amplia diferencia entre los valores. Esto se debe a que su ecuación está basada en el Ciclo de Carnot, la cual arroja el máximo valor del COP.

## Bibliografía

- DOSSAT, J. Roy. *Principios de Refrigeración*. México, Compañía Editorial Continental, 1995, p. 227, 319, 395.
- HEROLD, Keith E. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. New York: CRC Press, 1997, p.67-70.
- SHWARTS, I. y SHITZER A. *Solar Absorption System for Space Cooling & Heating : ASHRAE JOURNAL*. Haifa. Vol. 19, N° 11 (noviembre 1977), p. 51-54.
- SUN, Da-Wen. *Thermodynamic Design Data an Optimum Design Maps for Absorption Refrigeration Systems: Applied Thermal Engineering*. Great Britain. Vol. 17, N° 2, 1997, p. 211-221.
- SUN, Da-Wen. *Computer Simulation and Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems: Energy Sources*. Great Britain. Vol.17, N° 3, 1997, p. 211-221.
- SUN, Da-Wen, *Comparison of the Performances of  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  and  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  Absorption Refrigeration Systems : Energy Conversion Management*. Great Britain. Vol. 39, N°s 5-6, 1998, p. 357-368.
- STOECKER, W.F. y PÉREZ-BLANCO, H. *Industrial Refrigeration*. United States: Business News Publishing, 1992 , p. 21-23.
- THRELKELD, James. *Thermal Enviromental Engineering*. 2ª ed. Englewood: Prentice-Hall, 1970, p. 105.
- VAN PAASSEN, J. P. *Solar Powered Refrigeration by means of an Ammonia-Water Intermittent Absorption Cycle*. (May, 1987), p.12.
- WHITLOW E. P. *Tends of Efficiencies in Absorption Machines*. ASHRAE JOURNAL. Haifa. Vol.19, N° 11 (Dec., 1966), p. 44.

## ANEXO

**Tabla 2**  
Valores del COP a una eficiencia de 0.8

COP	COP Artículo	Error %
053.	060	10.93
0.55	0.61	10.04
0.56	0.62	9.98
0.56	0.63	9.74
0.57	0.63	9.17
0.57	0.63	9.59
0.57	0.60	4.96
0.57	0.63	8.81
0.57	0.63	8.97
media	9.13%	
Desviación	1.69%	

**Tabla 3**  
Razón de flujo másico para una eficiencia de 0.8

f	F Artículo	Error %
7.88	7.70	2.27
6.71	6.60	1.65
5.88	5.50	6.49
5.26	5.00	5.00
4.78	4.40	8.01
4.40	4.30	2.29
4.09	3.80	7.05
3.83	3.60	5.97
3.61	3.30	8.57
media	5.26%	
Desviación	2.61%	

**Tabla 4**  
Comparación con los valores del  $COP_{m\acute{a}x}^{10}$  para una eficiencia del 100% en el Intercambiador

T <sub>g</sub> (°C)	COP	COP <sub>máx</sub>
70.00	0.62	1.30
72.50	0.63	1.37
75.00	0.63	1.44
77.50	0.63	1.51
80.00	0.62	1.58
82.50	0.62	1.64
85.00	0.62	1.71
87.50	0.61	1.77
90.00	0.61	1.84

**Tabla 5**  
Flujo másico en las soluciones fuerte y débil

Tg(°C)	m <sub>sd</sub> (kg/s)	m <sub>sf</sub> (kg/s)	m <sub>ref</sub> (kg/s)
70.00	6.500	5.500	1
72.50	5.706	4.706	1
75.00	5.112	4.112	1
77.50	4.651	3.651	1
80.00	4.284	3.284	1
82.50	3.983	2.983	1
85.00	3.733	2.733	1
87.50	3.521	2.521	1
90.00	3.340	2.340	1

**Tabla 6**  
Variación de la entalpía con la temperatura para una eficiencia de 0.50 en el Intercambiador

Tg°C	h <sub>1</sub> KJ/Kg	h <sub>2</sub> KJ/Kg	h <sub>3</sub> KJ/Kg	h <sub>4</sub> KJ/Kg	h <sub>5</sub> KJ/Kg	h <sub>6</sub> KJ/Kg	h <sub>7</sub> KJ/Kg	h <sub>8</sub> KJ/Kg	h <sub>9</sub> KJ/Kg	h <sub>10</sub> KJ/Kg
70.0	1581.2660	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-50.0243	74.6161	-26.985	-26.985
72.5	1597.9100	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-42.7222	85.8507	-26.969	-26.969
75.0	1594.5540	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-35.8609	97.9141	-26.028	-26.028
77.0	1601.1970	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-29.4632	110.5858	-24.313	-24.313
80.0	1607.8420	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-23.4475	123.7251	-22.029	-22.029
82.5	161.2070	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-15.9530	139.4742	-19.406	-19.406
85.0	1620.5730	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-7.9495	156.4407	-16.685	-16.685
87.5	1626.9390	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	0.3259	174.1216	-14.094	-14.094
90.0	1633.3050	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	7.8313	190.9045	-11.828	-11.828

**Tabla 7**  
Variación de la entalpía con la temperatura para una eficiencia de 0.75 en el Intercambiador

Tg°C	h <sub>1</sub> KJ/Kg	h <sub>2</sub> KJ/Kg	h <sub>3</sub> KJ/Kg	h <sub>4</sub> KJ/Kg	h <sub>5</sub> KJ/Kg	h <sub>6</sub> KJ/Kg	h <sub>7</sub> KJ/Kg	h <sub>8</sub> KJ/Kg	h <sub>9</sub> KJ/Kg	h <sub>10</sub> KJ/Kg
70.0	1581.2660	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-6.8050	74.6161	-76.488	-76.488
72.5	1587.9100	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	-0.7031	85.8507	-76.346	-76.346
75.0	1594.5540	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	5.2552	97.9141	-75.566	-75.566
77.5	1601.1970	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	10.9005	110.5858	-74.146	-74.146
80.0	1607.8420	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	16.1543	123.7251	-72.098	-72.098
82.5	1614.2070	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	22.7192	139.4742	-69.450	-69.450
85.0	1620.5730	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	29.4815	156.4407	-66.236	-66.236
87.5	1626.9390	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	36.0877	174.1216	-62.499	-62.499
90.0	1633.3050	340.7763	340.7763	1456.6210	-139.7459	-138.7303	41.4152	190.9045	-58.283	-58.283

**Tabla 8**  
Variación de los calores y el COP con la temperatura  
para una eficiencia de 0.50 en el Intercambiador

$T_g(^{\circ}\text{C})$	$Q_c(\text{KJ/s})$	$Q_e(\text{KJ/s})$	$Q_a(\text{KJ/s})$	$Q_g(\text{KJ/s})$	$W_b(\text{KJ/s})$	COP
70.0	1240.49	1115.84	2372.02	2488.67	8.0019	0.4469
72.5	1247.13	1115.84	2240.40	2364.87	6.8156	0.4705
75.0	1253.78	1115.84	2151.51	2283.47	5.9737	0.4874
77.5	1260.42	1115.84	2088.45	2227.68	5.3452	0.4997
80.0	1267.07	1115.84	2041.73	2188.09	4.8581	0.5088
82.5	1273.43	1115.84	2005.61	2158.73	4.4695	0.5158
85.0	1279.80	1115.84	1976.43	2136.23	4.1523	0.5213
87.5	1286.16	1115.84	1951.79	2118.22	3.8885	0.5258
90.0	1292.53	1115.84	1930.13	2103.15	3.6656	0.5296

**Tabla 9**  
Variación de los calores y el COP con la temperatura  
para una eficiencia de 0.50 en el Intercambiador

$T_g(^{\circ}\text{C})$	$Q_c(\text{KJ/s})$	$Q_e(\text{KJ/s})$	$Q_a(\text{KJ/s})$	$Q_g(\text{KJ/s})$	$W_b(\text{KJ/s})$	COP
70.0	1240.49	1115.84	1759.09	1875.74	8.0019	0.5924
72.5	1247.13	1115.84	1732.84	1857.31	6.8156	0.5986
75.0	1253.78	1115.84	1716.21	1848.17	5.9737	0.6018
77.5	1260.42	1115.84	1706.07	1845.30	5.3452	0.6029
80.0	1267.07	1115.84	1700.76	1847.12	4.8581	0.6025
82.5	1273.43	1115.84	1699.28	1852.39	4.4695	0.6009
85.0	1279.80	1115.84	1700.97	1860.77	4.1523	0.5983
87.5	1286.16	1115.84	1705.34	1871.77	3.8885	0.5949
90.0	1292.53	1115.84	1711.95	1884.97	3.6656	0.7908