

## DISEÑO DE UN ABSORBEDOR PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Diego Alejandro Trujillo Vera<sup>\*†</sup>, Sebastián Lemaître Dahl<sup>\*</sup>

*\*Universidad Pontificia Bolivariana, Cir. 1 #70-01, of. 11-259, Medellín, Colombia.*

Recibido 27 Febrero 2012; aceptado 22 Mayo 2012  
Disponible en línea: 21 Diciembre de 2012

**Resumen:** En este estudio, se desarrolló un análisis teórico de un ciclo de absorción de etapa simple con intercambiadores de calor de solución y de refrigerante y en la simulación se tendrá en consideración una cantidad significativa de parámetros de desempeño. Se realizaron ensayos con cuatro mezclas binarias de pares refrigerante – absorbente. Se variaron los parámetros de desempeño de estas soluciones y se compararon con las condiciones de operación de las unidades del ciclo. Los coeficientes de desempeño (COP) y la proporción de eficiencia del sistema se compararon con un rango amplio de temperaturas de generador, absorbedor, condensador y evaporador. La simulación del absorbedor y su representación con el modelo actual fue exitosa, la validez de los resultados de la simulación se estableció al compararlos con otros estudios, mostrando una buena concordancia. El estudio revela la viabilidad de utilizar los fluidos de trabajo  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y R134a/DMAC en sistemas de refrigeración por absorción que utilicen fuentes de calor de bajo potencial como alternativas a los fluidos de trabajo más tradicionales como el  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  y el  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  ya que los COP obtenidos fueron de 0.57 y 0.41 respectivamente.

*Palabras clave:* Refrigeración, Absorción, Refrigerante, Fluidos de Trabajo, COP.

**Abstract:** In this paper, a theoretical analysis of a single stage absorption cycle was performed. Four binary mixtures consisting of refrigerant – absorbent were tested. The performance parameters of these solutions were varied and compared with the operation conditions of the cycle. The coefficients of performance (COP) and the efficiency ratio of the system were studied in a wide range of absorber, generator, condenser and evaporator temperatures. The simulation of the absorber and the overall system was successful and the validation of the results was established by comparing them with other studies, showing good agreement between them. The study reveals the viability of using  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  and R134a/DMAC as alternative working fluids for single stage absorption systems using low potential heat sources, obtaining COP of 0.57 and 0.41 respectively.

*Keywords:* Refrigeration, Absorption, Refrigerant, Working Fluids, COP.

---

<sup>†</sup> Autor al que se le dirige la correspondencia:  
Tel. (+300) 6117713.  
E-mail: [dtrujillovera@gmail.com](mailto:dtrujillovera@gmail.com) (Diego Alejandro Trujillo Vera).

## 1. INTRODUCCIÓN

En los años venideros, las naciones en desarrollo, entre ellas Colombia, aumentarán inevitablemente y de manera importante sus emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) como consecuencia del aumento del consumo de energía requerido para su desarrollo económico ([Balgouthi et al. 2008](#)). La Convención Marco de Naciones Unidas para el Cambio Climático de 1992, suscrita también por muchas naciones en desarrollo, incluyendo a Colombia, establece para ellas compromisos mínimos tales como, la elaboración y actualización de los inventarios de emisiones de GEI y la elaboración de planes y programas para la reducción de sus emisiones ([Rodríguez et al., 2000](#)).

La demanda y el costo de energía aumentan de manera considerable en el mundo, particularmente en Colombia. En el periodo 2001 – 2006 la demanda de energía creció al 2.74% promedio anual ([Ministerio de Minas y Energía, 2008](#)). El acumulado anual de la demanda nacional de energía eléctrica en el año 2006 fue de 50.814,6 GWh-año, con un crecimiento de 4,06% con respecto al año anterior, este crecimiento es mayor que el registrado en el periodo 2004 - 2005 que fue del 3,8%, convirtiéndose en el mayor crecimiento anual de la demanda de los últimos años ([Ministerio de Minas y Energía, 2008](#)).

Los refrigeradores mecánicos que funcionan por compresión de vapor requieren de cantidades de energía significativas para su operación y causan un impacto considerable en la depleción de la capa de ozono estratosférica debido a los refrigerantes a base de clorofluorocarbonos (CFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC) ([Kaynakli y Kilic, 2007](#)). Aparte de esto, estudios recientes han expuesto que los fluidos convencionales empleados en estos equipos contribuyen al incremento en la contaminación ambiental y al calentamiento global por causa de la emisión de estos refrigerantes y GEI producidos en la generación de electricidad a partir de combustibles fósiles ([Kaynakli y Kilic, 2007](#)).

En los sistemas de compresión la fuente más común de energía para el trabajo requerido para comprimir el vapor es la electricidad, mientras que para sistemas de absorción la fuente de energía es el calor, que se alimenta directamente

al generador. El calor necesario puede obtenerse de vapor de baja presión, calores residuales, gases de combustión, energía solar o de un combustible fósil ([Izquierdo et al., 2008](#)).

La regulación ambiental ha forzado a las industrias basadas en refrigeración a dirigir la tendencia investigativa hacia la búsqueda de refrigerantes y tecnologías alternativas ([Misraa et al., 2005](#)). En lo que concierne a las tecnologías alternativas, la tecnología de la absorción se presenta como una promisoría alternativa frente a los sistemas de compresión de vapor ya que no emplea fluidos nocivos para la capa de ozono ni que generan efecto invernadero.

A medida que el precio de la energía eléctrica y la conciencia ambiental aumentan en el público rápidamente, varias tecnologías que utilizan fuentes de energía sostenible o renovable han recibido gran interés. Los sistemas de refrigeración por absorción han adquirido importancia en años recientes por dos razones fundamentales. En primer lugar los sistemas de refrigeración por absorción utilizan fuentes de calor económicas como calor residual y la energía solar, contribuyendo a la conservación de la energía ([Infante y Kim, 2009](#)). Además, la energía térmica que de lo contrario hubiera calentado la atmósfera puede emplearse para operar un sistema de refrigeración por absorción.

En el sector industrial, la inclusión de esta tecnología puede reducir el consumo de energía eléctrica y proporcionar una reducción sustancial de emisiones a nivel global, como también ahorros económicos considerables. Teniendo en cuenta el sector industrial se estima que para el año 2011, el beneficio ambiental proyectado de la implementación de sistemas de refrigeración por absorción es equivalente a la eliminación de las emisiones anuales de 50 – 150 GW de la capacidad de generación eléctrica por combustión de combustibles fósiles. Esto es comparable con el ahorro de 120 a 380 kW/año de electricidad, la siembra de 30 a 85 millones de árboles, la remoción de 1540 carros de las calles o de la reducción de 40 a 95 miles de millones de litros de consumo de petróleo al año.

Surge entonces, la alternativa de la refrigeración por absorción, la cual tiene la ventaja de trabajar con refrigerantes que no atentan contra la capa de ozono y son energética y ambientalmente más sostenibles, ya que pueden operar utilizando

energía solar, energía de gases de desecho, biocombustibles, etc.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

El fluido de trabajo en un sistema de refrigeración por absorción consta de una solución binaria que se conforma por refrigerante y absorbente. En la [Fig. 1\(a\)](#), dos recipientes evacuados se conectan uno al otro. El recipiente izquierdo contiene refrigerante líquido mientras que el recipiente derecho contiene una solución binaria de absorbente/refrigerante. La solución en el recipiente derecho absorberá vapor de refrigerante del recipiente izquierdo causando una disminución de presión ([Skrikhirin et al., 2001](#)). Mientras que el vapor de refrigerante es absorbido, la temperatura del refrigerante restante disminuirá como resultado de su vaporización. Esto ocasiona un efecto de refrigeración dentro del recipiente izquierdo. Al mismo tiempo, la solución dentro del recipiente derecho se diluye debido al mayor contenido de refrigerante absorbido. Esto se llama “proceso de absorción”. Normalmente, el proceso de absorción es un proceso exotérmico, por lo tanto, debe expulsar calor a los alrededores en orden de mantener su capacidad de absorción ([Skrikhirin et al., 2001](#)).

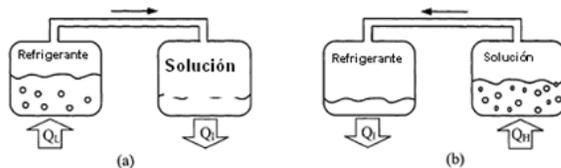


Fig. 1(a) El proceso de absorción ocurre en el recipiente derecho causando un efecto de enfriamiento en el recipiente izquierdo. Fig. 1 (b) El proceso de separación de refrigerante ocurre en el recipiente derecho debido al calor adicional proporcionado por una fuente de calor externa.

Cuando la solución no pueda continuar con el proceso de absorción debido a saturación de refrigerante, el refrigerante debe separarse de la solución diluida. Generalmente, el calor es la clave para este proceso de separación. El calor se aplica al recipiente derecho para lograr secar el refrigerante de la solución como se observa en la [Figura 1\(b\)](#). El vapor de refrigerante se condensará al intercambiar calor con los alrededores. Con estos procesos, el efecto de refrigeración puede producirse utilizando energía en forma de calor. Sin embargo, el efecto de

enfriamiento no puede producirse de forma continua ya que el proceso no puede llevarse a cabo de manera simultánea. Así, de esta manera, un ciclo de refrigeración por absorción es una combinación de estos dos procesos como se ilustra en la [Figura 1](#). El coeficiente de rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción se obtiene de:

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidad de enfriamiento obtenido en el evaporador}}{(\text{Entrada de calor al generador} + \text{Consumo de trabajo por la bomba})}$$

El consumo de trabajo de la bomba es despreciable frente a la entrada de calor al generador, por lo tanto, el trabajo consumido por la bomba puede despreciarse para propósitos de análisis.

El sistema de refrigeración por absorción de efecto simple es el diseño más sencillo y el que se usa con mayor frecuencia. Hay dos configuraciones de diseño dependiendo de los fluidos de trabajo empleados. La Figura 2 muestra un sistema de efecto simple que utiliza un absorbente no volátil como el LiBr/H<sub>2</sub>O.

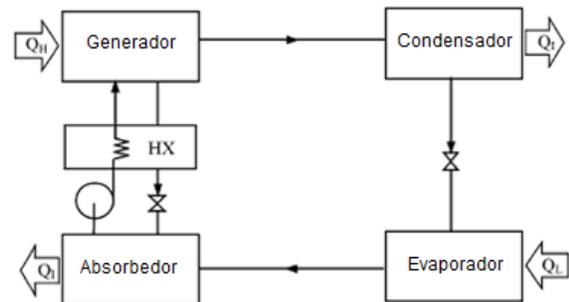


Fig. 2 Sistema de refrigeración por absorción de efecto simple.

Aunque los fluidos de trabajo más comunes son LiBr/H<sub>2</sub>O y H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub>, varios investigadores han estudiado el desempeño de un sistema de refrigeración por absorción de efecto simple utilizando otros tipos de fluidos de trabajo tales como LiNO<sub>3</sub>/NH<sub>3</sub>, LiBr+ZnBr<sub>2</sub>/CH<sub>3</sub>OH, LiNO<sub>3</sub>+KNO<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, LiCl/H<sub>2</sub>O y Glicerol/H<sub>2</sub>O ([Skrikhirin et al., 2001](#)).

### 2.1. Selección del sistema de absorción

En un ciclo cerrado, el efecto de refrigeración se produce de manera continua ([Figura 3](#)). El ciclo de efecto simple es compuesto por cinco intercambiadores de calor (generador, absorbedor,

intercambiador de calor de la solución, condensador y evaporador), una bomba y dos válvulas de expansión.

Empezando en el generador, el calor introducido calienta la solución refrigerante – absorbente. Cuando la solución ingresa al generador, esta es rica en refrigerante (pobre en absorbente), pero debido al calor introducido, parte del refrigerante se evapora (1) y su concentración en la solución disminuye. El vapor de refrigerante producido se condensa en el condensador, luego el líquido condensado (2) se expande en la válvula de expansión (3) y finalmente, la mezcla líquido – vapor se evapora en su totalidad en el evaporador (4). Después de evaporar parte del refrigerante, la solución sale del generador (8) y se pre-enfría en el intercambiador de calor de la solución (9). Luego, se expande (10) e ingresa al absorbedor. El vapor de refrigerante es absorbido en el absorbedor, por la solución rica en absorbente (pobre en refrigerante). Cuando la solución sale del absorbedor, contiene una alta concentración de refrigerante (5), se pre-calienta en el intercambiador de calor de la solución e ingresa nuevamente al generador (7).

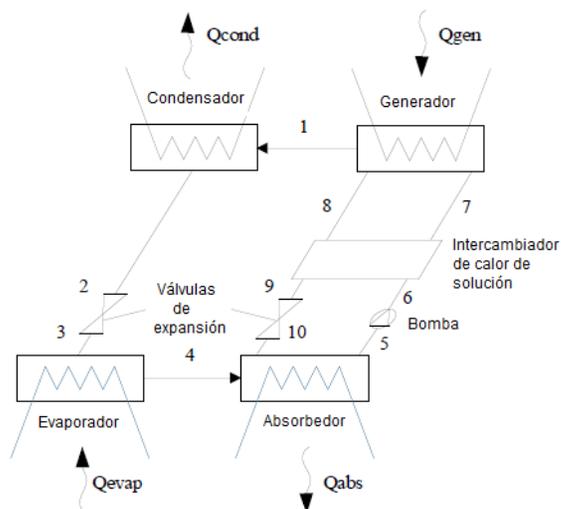


Fig. 3 Ciclo de refrigeración por absorción de efecto simple.

Existen configuraciones más complejas enfocadas en el aprovechamiento de fuentes de calor con altas temperaturas (ciclos de efecto doble) o para alcanzar temperaturas en el evaporador menores que las alcanzadas en el ciclo de efecto simple. En este trabajo, el objetivo es el de utilizar sistemas de refrigeración por absorción a partir de fuentes de calor de bajas temperaturas (calor de

desperdicio), por lo tanto, se enfocara en sistemas de absorción de efecto simple.

## 2.2. Fluidos de trabajo empleados en el sistema de absorción

El rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción depende críticamente de las propiedades químicas y termodinámicas del fluido de trabajo. Un requisito fundamental de la combinación absorbente/refrigerante es que en fase líquida, deben poseer un margen de miscibilidad dentro del rango de temperaturas de operación del ciclo. La mezcla debe ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva. Adicionalmente a estos requisitos, los que se exponen a continuación también son deseables.

La elevación del punto de ebullición (la diferencia entre el punto de ebullición del refrigerante puro y la mezcla a la misma presión) debe ser la más alta posible.

El refrigerante debe contar con un calor de vaporización alto y una concentración alta dentro del absorbente para lograr mantener una velocidad de circulación baja entre el generador y el absorbedor por unidad de capacidad de enfriamiento.

Tanto el refrigerante como el absorbente deben ser no corrosivos, ambientalmente sostenibles y de bajo costo. Se sugieren varios fluidos de trabajo en la literatura. Un informe realizado por Marcriss, indica que hay cerca de 40 compuestos refrigerantes y 200 compuestos absorbentes disponibles (Skrikhirin et al., 2001). Sin embargo, los fluidos de trabajo más empleados son  $H_2O/NH_3$  y  $LiBr/H_2O$ .

Muthu et al. 2008, hicieron énfasis en las limitaciones de la solución  $H_2O/LiBr$ , que son las siguientes: la temperatura del evaporador se limita a aproximadamente  $5^\circ C$  ya que se utiliza agua como refrigerante, el sistema es operado a presiones bajas y existe la posibilidad de cristalización por parte de la solución de bromuro de litio; y las limitaciones de la solución  $NH_3/H_2O$ , que son las siguientes: el sistema es tóxico, requiere rectificación, no puede utilizarse cobre debido al problema de corrosión y el amoniaco con aire es inflamable cuando su concentración es superior a 25% en volumen (Muthu et al., 2008). Debido a estas razones, analizaron experimentalmente el sistema de

refrigeración utilizando como fluido de trabajo R134a – dimetil acetamida (DMAC). A la temperatura de evaporación de 7°C, los COP teóricos y reales se obtuvieron como 0.50 y 0.45, respectivamente, para las temperaturas bajas del disipador térmico y temperatura de la fuente de calor de 20°C y 65°C. Encontraron que el par de trabajo R134a/DMAC puede utilizarse en sistemas de refrigeración por absorción que utilicen fuentes de calor de baja energía. Wu y Eames revisaron algunas innovaciones en tecnología de absorción de vapor y profundizaron en el diseño de ciclos y la selección de fluidos de trabajo. Como consecuencia, concluyeron que a pesar de que se ha realizado un gran esfuerzo para encontrar y mejorar los fluidos de trabajo para los sistemas de absorción, los pares H<sub>2</sub>O/LiBr y NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O siguen siendo los mejores en cuanto a uso general, por tanto, ambos serán utilizados en este trabajo.

La ventaja de utilizar NH<sub>3</sub> como refrigerante es que este puede evaporarse a temperaturas menores (ej. de -10°C a 0°C) comparado con el H<sub>2</sub>O (ej. de 4°C a 10°C). Entre los estudios que buscan encontrar un mejor par refrigerante – absorbente que pueda mejorar el desempeño del sistema, se ha propuesto que tanto el NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub> como el NH<sub>3</sub>/NaSCN podrían ser alternativas del sistema NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O. En este caso se utilizará el par NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub> ya que el par NH<sub>3</sub>/NaSCN no puede operarse a temperaturas de evaporador menores a -10°C debido al riesgo de cristalización, como se mencionó con anterioridad.

Muchos investigadores han considerado y reportado datos para el R134a como refrigerante utilizando distintos absorbentes ([Clelend, 1994](#); [Borde et al., 1995](#) y [Borde et al. 1997](#)). Experimentalmente se encontró que la dimetil acetamida (DMAC) era un solvente con buenas propiedades para utilizarlo junto a R134a en un sistema de refrigeración por absorción ([Songara et al., 1997](#)). Investigaciones experimentales llevadas a cabo por Muthu et al. ([2008](#)) demuestran que un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple puede ser operado con fuentes de calor con temperaturas relativamente bajas en comparación de fluidos de trabajo más convencionales. Por tanto, además de los pares H<sub>2</sub>O/LiBr, NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O y NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub>, en este trabajo también se utilizara el par refrigerante – absorbente R134a – DMAC.

### 2.3. Métodos de cálculo para ciclos de refrigeración por absorción

El procedimiento de simulación incluye el desarrollo de modelos matemáticos para cada componente del sistema de refrigeración por absorción. El desempeño del sistema total se puede evaluar combinando estos modelos bajo la secuencia normal de operación del sistema simulado. Ciertas condiciones y suposiciones se incorporaron al modelo para simplificar el análisis sin descuidar el comportamiento físico.

El sistema de absorción simulado está compuesto de cuatro componentes básicos, un absorbedor, un generador, un condensador y un evaporador, como se observa en la [Figura 4](#). Se ubica un intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador para hacer el proceso más eficiente sin alterar su operación básica. El vapor de refrigerante de baja presión proveniente del evaporador se absorbe en el absorbedor por la solución. El calor generado durante el proceso de absorción se remueve mediante agua de enfriamiento. Una bomba hace circular la solución débil, una parte es dirigida al generador a través del intercambiador de calor de solución. La otra parte se mezcla con solución concentrada que regresa del generador a través del intercambiador de calor para así volverse una solución intermedia, que regresa al absorbedor. En el generador, la solución que proviene del absorbedor se hierve para liberar vapor del refrigerante por adición de calor, dejando atrás una solución rica en absorbente, que regresa al absorbedor a través de una válvula para mantener el diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema. En el condensador, el vapor de refrigerante que proviene del generador, se condensa a fase líquida. Luego, pasa por un dispositivo de expansión a la presión del evaporador. En el presente trabajo se simuló un ciclo de refrigeración por absorción de etapa simple utilizando los siguientes fluidos de trabajo: LiBr/H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, R134a/DMAC y LiNO<sub>3</sub>/NH<sub>3</sub>.

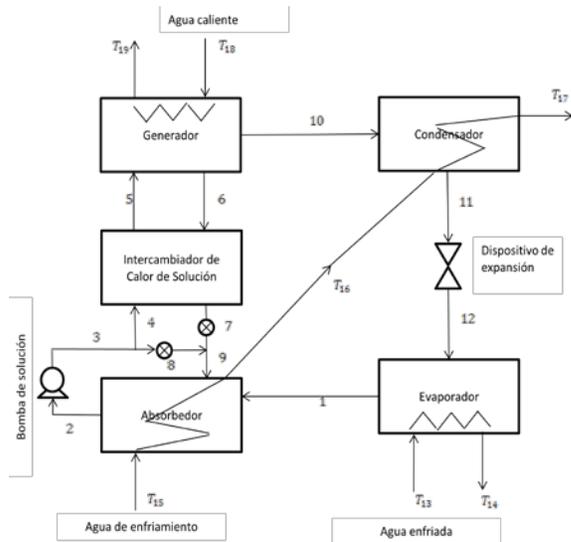


Fig. 4 Diagrama esquemático del sistema de refrigeración por absorción simulado.

#### 2.4 Modelación de sistemas de absorción

Es conveniente desarrollar tres niveles de modelación. Sin embargo, en este caso se desarrollaron dos de estos tres niveles, ya que el tercero se sale de los objetivos de este trabajo. Los niveles de modelación se explican a continuación.

##### *Modelación global del ciclo de absorción completo*

Este modelo se basa en los balances globales de calor y masa entre elementos complementarios con ciertas hipótesis de cálculo para cerrar el sistema de ecuaciones generada. Es útil en la primera etapa de diseño, porque es capaz de mostrar tendencias en el desempeño del sistema con precisión razonable si las condiciones externas son cambiadas. Este modelo necesita cierta información (ej. coeficientes de transferencia de calor) proporcionada por simulaciones más detalladas.

##### *Modelación detallada del fenómeno de transferencia de masa y calor en procesos de absorción*

Esta simulación puede utilizarse para obtener coeficientes de transferencia de masa y calor. Este caso es útil si no se posee información empírica o cuando los modelos semi empíricos empleados no describen la fenomenología involucrada de manera completa.

Modelación detallada de los intercambiadores de calor del enfriador por absorción. En la tercera etapa de diseño, este tipo de modelación es útil para la optimización del tamaño de los elementos bajo las condiciones de trabajo indicadas en la primera etapa. Los valores de temperatura, presión, concentración de absorbente y flujo másico obtenidos en los puntos más significativos del sistema, se utilizan como valores de entrada para estos modelos más detallados. De esta manera se determinan el tamaño de los componentes de intercambio de masa y calor. Calcula los coeficientes de transferencia de calor multiplicado por el área de transferencia de calor (UA) y otra información adicional sobre las condiciones de los fluidos de trabajo en puntos significativos del sistema.

#### 2.5 Selección del absorbedor

El absorbedor es el componente más importante en un sistema de refrigeración por absorción y su desempeño influye en la eficiencia global del sistema. La transferencia de masa y calor en la película descendente en el absorbedor depende de las propiedades del fluido, la geometría del absorbedor y sus parámetros de operación.

Este dispositivo es un intercambiador de calor y masa simultaneo. Su propósito es el de transferir un absorbato en fase vapor a una mezcla de solución débil de absorbato y absorbente para producir una mezcla de solución fuerte mientras se transfiere el calor de absorción, que se genera durante este proceso. Por tanto, su diseño no solo debe enfocarse en el desempeño de transferencia de calor, sino en la transferencia de masa también. Debido a estas dos restricciones, que en muchos casos suelen ser contradictorias, el absorbedor influye de manera significativa el desempeño y el tamaño del sistema.

Existen tres tipos de absorbedores primarios: absorbedor de película descendente, absorbedor de burbujas y el absorbedor de aspersion. El absorbedor de película descendente consiste en superficies enfriadas en donde una película delgada de solución débil cae bajo el efecto de gravedad, mientras el vapor del absorbato fluye al lado de la película de solución. El absorbedor de burbujas inyecta vapor de absorbato presurizado en forma de burbujas a una piscina de solución débil. El absorbedor de aspersion funciona de manera análoga al absorbedor de burbujas con la

excepción de inyectar la solución débil en forma de niebla en una piscina de vapor.

Ciertos diseños basados en absorbedores de película descendente y de burbuja se han estudiado de manera exhaustiva. El objetivo de estos estudios ha sido el de reducir el tamaño del absorbedor manteniendo buenas características de transferencia de calor y masa. Los absorbedores de película descendente son estables durante la operación y ofrecen coeficientes de transferencia de calor altos. Los absorbedores de burbuja ofrecen coeficientes de transferencia de masa relativamente altos al distribuir pequeñas burbujas de vapor, aumentando el área superficial disponible para la transferencia de masa. En este trabajo se utiliza un absorbedor de película descendente sobre tubos horizontales ya que según autores como Aphornratana et. al. (2007) y Darwish et. al. (2008) se obtienen buenos coeficientes de calor y masa a diferencias de temperatura bajas. Además, la caída de presión dentro del absorbedor se minimiza debido a que la fuerza impulsora es la gravedad. La modelación de este tipo de absorbedores ha sido estudiada de manera extensa, por tanto hay forma de comparar los resultados obtenidos en este trabajo y se da un buen proceso de transferencia de masa en estos absorbedores (Eisa et al., 1987).

### 2.6 Diseño teórico del sistema

En el absorbedor, la solución se rocía sobre tubos horizontales enfriados por agua fluyendo en su interior. Este absorbe el vapor de agua que proviene del evaporador de forma continua y fluye en una película delgada alrededor de los tubos. Luego, se recolecta en la sección inferior del armazón. Para proporcionar una descripción del transporte de masa y de calor de un tubo horizontal cubierto de una película delgada de líquido, se hicieron las siguientes simplificaciones. El flujo laminar sobre una mitad del tubo se modeló como el enfriamiento de una pared vertical con una longitud de la mitad de la circunferencia del tubo, que es un modelo sugerido por Wassenaar, (1992). Una representación esquemática se observa en la [Figura 5](#).

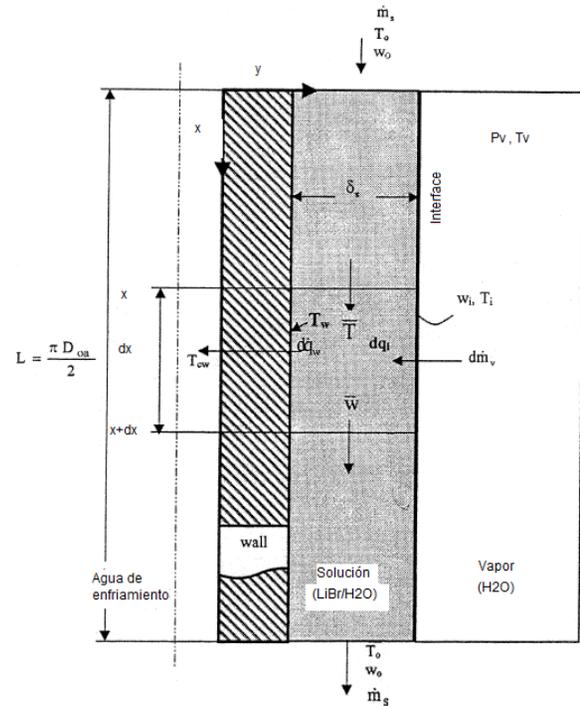


Fig. 5 Representación geométrica simplificada para modelar el absorbedor.

El modelo del absorbedor comienza con las siguientes suposiciones:

1. El líquido es Newtoniano y posee propiedades físicas constantes. Los valores de estas propiedades se basan en las condiciones de entrada del líquido.
2. El flujo de película puede considerarse laminar y unidimensional.
3. Los efectos de *momentum* y de cortantes en la interface son despreciables.
4. El flujo másico absorbido es pequeño en comparación con el flujo másico de película.
5. En la interface, existe equilibrio termodinámico entre el vapor y el líquido. La relación entre la temperatura de la superficie y la fracción másica es lineal con coeficiente constante a presión constante.
6. Todo el calor de absorción se libera en la interface.
7. El líquido es una mezcla binaria y solo uno de los componentes se encuentra presente en la fase vapor.
8. No se da transferencia de calor del líquido al vapor y no hay transferencia de calor por

radiación, disipación viscosa, gradientes de presión, gradientes de concentración o efectos gravitacionales.

9. No hay difusión debido a gradientes de presión, gradientes de temperatura o reacciones químicas.

10. La difusión de calor y masa en la dirección del flujo es despreciable en comparación con la difusión que se da en dirección perpendicular.

Teniendo en cuenta las suposiciones anteriores, las ecuaciones de *momentum*, energía y difusión de masa y sus condiciones de frontera específicas para esta situación se representan en cuatro ecuaciones diferenciales ordinarias combinadas adimensionales. Estas ecuaciones describen la fracción másica de agua promedio en la solución  $w$ , la temperatura  $T$  de solución promedio, la transferencia de calor al medio de enfriamiento a través de la pared del plato por unidad de grosor  $q_w$  y la transferencia de masa del vapor de agua a la película por unidad de grosor  $m_v$  en una sección infinitesimal de la película con longitud  $dx$ . Para simplificar, estas ecuaciones se escriben en forma adimensional, donde describen el cambio de la fracción másica promedio  $\gamma$ , la temperatura de solución promedio  $\theta$ , transferencia de calor  $q_w$  y transferencia de masa  $m_v$ , con longitud adimensional  $dGz$  (Remitirse al anexo 1).

### 2.7 Simulación del absorbedor

La simulación del absorbedor implica la determinación de las condiciones de salida del intercambiador de calor de la solución y las condiciones de entrada del absorbedor, cuyos valores se observan en la [Tabla 1](#). Esto se representa en la información del diagrama de flujo de la [Figura 6](#). La simulación se llevó a cabo empezando con los valores iniciales de  $T_a$  y  $X_a$  como también con las condiciones de entrada tal como se muestra en la [Figura 6](#). Luego se calcula  $T_5$  a partir de la ecuación (46). Luego, las condiciones de entrada del absorbedor, que son los parámetros de la solución intermedia ( $\dot{m}_9$ ,  $T_9$  y  $X_9$ ), se calculan. En el absorbedor,  $T_a$ ,  $X_a$ ,  $\dot{m}_r$  y  $Q_a$  se computan aplicando las ecuaciones (1) – (3) para todo el absorbedor y resolviendo numéricamente por el método de las diferencias finitas (Huliquist, 1988). Los nuevos valores de  $T_a$  y  $X_a$  se comparan con los valores iniciales de referencia para una exactitud dada. Si la exactitud requerida no se obtiene, los nuevos  $T_a$  y  $X_a$  se

toman como valores de referencia nuevos y se repite el proceso.

Tabla 1. Parámetros de diseño del absorbedor.

Descripción	Absorbedor	Generador	Condensador	Evaporador
Diametro interno del tubo (mm)	13.96	13.96	13.96	13.96
Diametro externo del tubo (mm)	15.82	15.82	15.82	15.82
Numero de tubos	488	210	124	254
Numero de pasos	4	2	1	4
Numero de tubos por paso	122	105	124	66
Numero de tubos en dirección vertical por paso	12	11	11	9
Numero de tubos en dirección horizontal por paso	12	11	11	9
Longitud del absorbedor (m)	4.916	4.916	4.876	4.876

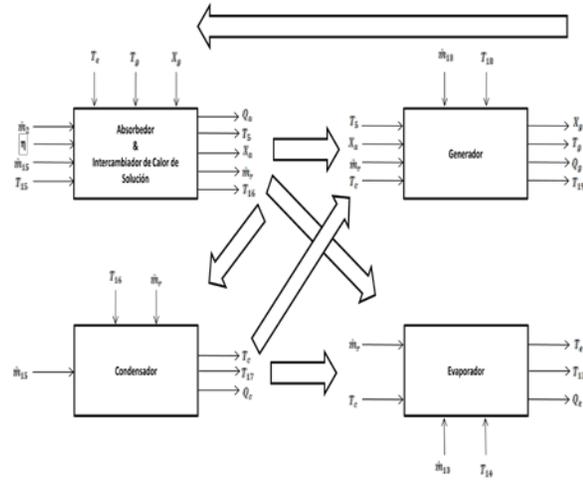


Fig. 6 Diagrama de flujo de información del sistema.

### 2.8 Simulación del sistema

La simulación del sistema esencialmente implica la predicción de la transferencia de calor de cada componente del sistema, el COP del sistema, las condiciones en todos los estados de los puntos de interés para las dimensiones físicas de la planta y para las condiciones de entrada al sistema. Se necesita la determinación de las condiciones de operación para que los balances de energía y masa de todo el sistema se satisfagan, junto a las características de desempeño de los componentes individuales. Por consiguiente, la simulación del sistema requiere de una unión de procedimientos de simulación de componentes individuales para que al utilizar la información de entrada pertinente, los valores de las variables de salida deseadas se obtengan. Esto se afecta mediante la interconexión de variables que aparecen como salida en un componente y se emplean como valores de entrada en el componente siguiente. El problema se reduce esencialmente a la solución de las ecuaciones (66) – (71) no lineales, para las variables  $T_e$ ,  $T_{13}$ ,  $T_c$ ,  $T_{17}$ ,  $X_g$  y  $T_{19}$  (ver anexo). Las variables  $T_a$  y  $X_a$  dependen de estas variables,

que se obtienen numéricamente por un método finito de diferenciación.

La simulación empieza al leer los datos de entrada y crea los valores iniciales de  $T_e$ ,  $T_{13}$ ,  $T_c$ ,  $T_{17}$ ,  $X_g$  y  $T_{19}$ . Primero el proceso iterativo se ejecuta en el intercambiador de calor de la solución y el absorbedor. Si se obtiene la convergencia requerida, se determinan  $X_a$ ,  $m_r$ ,  $Q_a$  y  $T_{16}$  a la salida del absorbedor y  $T_5$  a la entrada del generador. Estas se utilizan como datos de entrada en otros componentes. Luego, se computan  $Q_{11}$ ,  $Q_{12}$ ,  $Q_{22}$ ,  $Q_{31}$  y  $Q_{32}$ , respectivamente. Estos valores se convierten en valores de  $F_i$  ( $i = 1, 6$ ) con sus valores de variables  $x_i$  ( $i = 1, 6$ ). Si la precisión requerida:

$$\left[ \sum_{i=1}^6 F_i^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq 10^{-6} \quad (74)$$

no se obtiene, el método de Powell creará nuevos valores de  $x_i$  ( $i = 1, 6$ ). Estos valores se toman como valores de referencia, y el proceso se repite para hallar nuevos valores de  $F_i$  ( $i = 1, 6$ ). Si se alcanza la convergencia,  $Q_a$ ,  $Q_c$ ,  $Q_g$ ,  $Q_e$ , COP y toda la información para cada punto (temperaturas, concentración y tasas de flujo) se obtendrán. La simulación del sistema se llevó a cabo en el entorno del programa Equation Engineering Solver (EES). La función básica de este programa es la resolución simultánea de un sistema de ecuaciones. Además, es capaz de resolver ecuaciones diferenciales, ecuaciones con variables complejas, problemas de optimización, tablas paramétricas, regresiones lineales y no lineales. Es posible resolverlo en otros programas como Microsoft Excel, Coolpack, SIMUREFR, SARM y ABSIM entre otros.

En este trabajo se optó por EES debido a que ofrece dos ventajas significativas para la elaboración de códigos específicos de cálculo numérico frente a los demás. La primera es que el programa identifica automáticamente y agrupa las ecuaciones que deben ser resueltas simultáneamente. La segunda ventaja es la incorporación de funciones matemáticas y de propiedades termofísicas de fluidos puros como el amoníaco, agua o refrigerantes de naturaleza orgánica y de mezclas como  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ , etc. Además, el programa permite al usuario utilizar librerías dinámicas externas y hay muchos códigos disponibles, los cuales sirven de punto de partida, ya que pueden adaptarse según las

necesidades y el sistema que quiera simular el usuario.

## 2.9 Simulación del sistema

El coeficiente de operación o COP, es el principal parámetro de evaluación de los ciclos de refrigeración por absorción. Se puede expresar como una relación entre el enfriamiento producido y la energía consumida (calor del generador y trabajo de la bomba de solución), o una relación de temperaturas de operación, para ciclos ideales o reversibles.

El COP también podría ser expresado en términos de las entalpías, tal como se presenta en la siguiente ecuación:

$$COP_E = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \frac{h_6 - h_5}{h_3 - h_7 + f(h_7 - h_1)} \quad (75)$$

Donde  $f$  es la relación de flujo y se define como la razón del flujo másico de la solución a través de la bomba, entre el flujo másico del refrigerante a través del evaporador, representado por la relación siguiente:

$$f = \frac{\dot{m}_{sol}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{y_3 - x_7}{x_9 - x_7} \quad (76)$$

La relación de flujo representa de alguna manera los requerimientos de energía de bombeo y se puede usar como una importante herramienta de diseño.

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 3.1. Desempeño individual por componente empleando $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$

El desempeño del absorbedor se ha evaluado para varios valores de condiciones de entrada al absorbedor. La simulación incluye el estudio del efecto de variar una de las condiciones de entrada (temperatura de entrada del agua de enfriamiento al absorbedor  $T_{15}$ , temperatura del evaporador y la concentración de la solución a la salida del generador  $X_g$ ) dejando las demás constantes.

La [Figura 7](#) muestra la variación del calor rechazado al agua de enfriamiento  $Q_a$  como función de la temperatura de entrada del agua de enfriamiento  $T_{15}$ . La temperatura de entrada del agua de enfriamiento se varía de  $24^\circ\text{C}$  a  $34^\circ\text{C}$

como posibles límites de operación en esta figura y un valor de diseño de  $X_g$  de 56%.  $T_e$  se tomó a 4°C, 6°C, 8°C y 12°C, respectivamente.

Se observa que  $Q_a$  disminuye linealmente a medida que  $T_{15}$  aumenta. Los valores de  $Q_a$  son mayores a temperaturas del evaporador mayores. Esto se debe porque cuando  $T_{15}$  ( $T_a$ ) aumenta, la solución absorberá menos refrigerante  $\dot{m}_r$ , lo que mantiene la concentración de la solución  $X_a$  en un valor más alto (Eisa et al., 1987). Menos absorción de refrigerante significa menor calor liberado  $Q_a$  al agua de enfriamiento y viceversa (Eisa et al., 1987). A una  $T_c$  mayor, se absorbe más refrigerante, y disminuirá  $X_a$  (Eisa et al., 1986). Mayor absorción de refrigerante significa mayor liberación de calor al agua de enfriamiento.

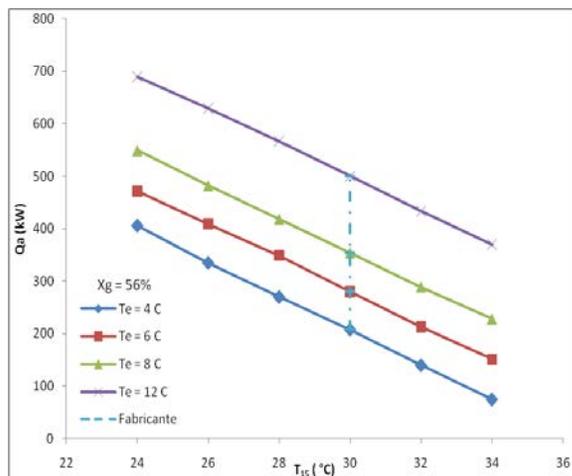


Fig. 7. Variación del rechazo de calor con respecto a la temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

La simulación del generador incluye el estudio del efecto de variar una de las condiciones de entrada, tales como temperatura de entrada del agua caliente  $T_{18}$ , la concentración de la solución a la salida del absorbedor  $X_a$  y la temperatura del condensador  $T_c$  (o presión del condensador), sobre el desempeño, manteniendo constantes otros parámetros.

La Figura 8 muestra la variación del calor suministrado al generador  $Q_g$  como función de  $T_{18}$  a una concentración de solución de diseño  $X_a$  de 54.8% y tres temperaturas del condensador. Se observa de esta figura que a medida que  $T_{18}$  aumenta,  $Q_g$  aumenta. Los valores de estos parámetros son mayores a  $T_c$  menores. La razón de este comportamiento es que a medida que  $T_{18}$  incrementa, la temperatura de la solución  $T_g$ ,

también aumentara y se generara más refrigerante. A su vez, lo anterior causa un incremento en la concentración de solución  $X_g$  con el absorbente, y luego,  $Q_g$  aumentara como se ve en la Figura 8. Un resultado importante en este gráfico es la limitación en la temperatura del agua caliente de operación asociada a la temperatura del condensador. Una temperatura del condensador de 34°C permite un amplio rango de temperatura de agua caliente óptima (75°C - 95°C), mientras que este rango se reduce en 10°C (85°C - 95°C) cuando la temperatura del condensador aumenta a 44°C. Esto se le puede atribuir al hecho de que el ciclo de absorción opera cuando la concentración del generador  $X_g$  es mayor que la concentración del absorbedor  $X_a$  para generar vapor refrigerante (ASHRAE, 1997). Por tanto, la temperatura de agua caliente mínima  $T_{18}$  para generar refrigerante en el generador a temperatura de condensador  $T_c$  de 34°C es 75°C ( $T_g = 67.75$ °C).  $X_g$  es 55%, mientras que  $X_a$  es 54.8%. Los otros valores de  $T_{18}$  se obtienen de manera similar a otras temperaturas del condensador.

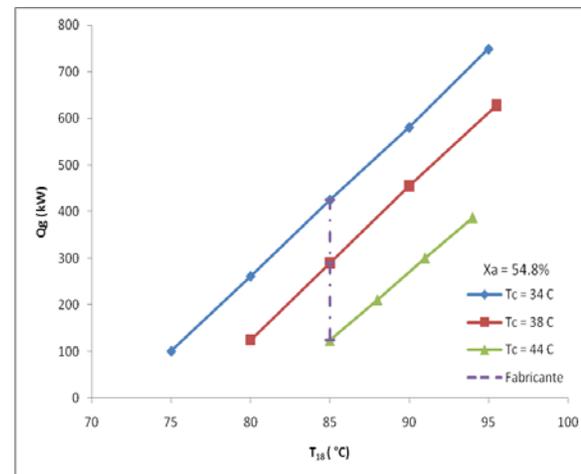


Fig. 8. Variación del calor suministrado al generador con respecto a la temperatura del agua caliente de entrada.

### 3.2. Desempeño global del sistema utilizando $LiBr - H_2O$

El desempeño del sistema total incluye el estudio del efecto de variar una de las condiciones de entrada, como la temperatura de entrada del agua caliente  $T_{18}$ , temperatura de entrada de agua de enfriamiento al absorbedor  $T_{15}$  y la temperatura de salida del agua enfriada  $T_{14}$ , sobre el desempeño, manteniendo las otras variables de la Tabla 2 constantes.

Tabla 2. Condiciones de diseño para el sistema simulado.

Unidad	Descripción	Valor
<b>Parámetros de entrada</b>		
Evaporador	Rata de flujo másico de agua fría	10.57 kg/s
Absorbedor y condensador	Temperatura de salida de agua enfriada	8°C
Generador	Rata de flujo másico de agua de enfriamiento	23.2 kg/s
Bomba de solución	Temperatura de entrada de enfriamiento	30°C
Intercambiador de calor de solución	Rata de flujo másico de agua caliente	15.2 kg/s
	Temperatura de entrada de agua caliente	80°C
	Rata de flujo másico de la solución	8.86 kg/s
	Eficiencia del intercambiador de calor	0.85
<b>Puntos de estado (mirar Fig. 3)</b>		
	Temperatura (°C)	Rata de flujo másico (kg/s)
<b>Parámetros calculados</b>		
13	Entrada de agua fría al evaporador	12.6
14	Salida de agua fría del evaporador	8.4
1	Vapor del evaporador al absorbedor	5.9
2	Salida de solución débil del absorbedor	33.8
3	Salida de solución débil de la bomba de solución	33.8
4	Entrada de solución débil al intercambiador de calor de solución	33.8
5	Entrada de solución débil al generador	66.8
6	Salida de solución rica del generador	73.9
18	Entrada de agua caliente al generador	85.4
19	Salida de agua caliente del generador	80.0
7	Salida de solución rica del intercambiador de calor de solución	39.3
8	Salida de solución débil de la bomba de solución	33.8
9	Entrada de la solución intermedia al absorbedor	36.6
10	Vapor del generador al condensador	37.9
11	Condensado del condensador a los dispositivos de expansión	37.9
15	Entrada de agua de enfriamiento al absorbedor	31.0
16	Salida de agua de enfriamiento del absorbedor	34.1
17	Salida de agua de enfriamiento del condensador	35.8
<b>Unidad</b>		
Evaporador	Cantidad de calor (kW)	216.4
Absorbedor		288
Generador		291.9
Condensador		224.1
COP		0.74

La capacidad del sistema  $Q_c$  se representa como un porcentaje de la capacidad de enfriamiento nominal de 216.4 kW en la [Figura 9](#). Este gráfico muestra que cuando incrementa  $T_{18}$ , la capacidad aumenta linealmente. Esta tendencia se espera en sistemas de refrigeración por absorción ([Adewusi y Zubair, 2004](#)). La misma tendencia se obtuvo de manera experimental por Pichel ([1996](#)), y de manera teórica por Waleed ([1983](#)), para otras condiciones.

Valores menores de  $T_{15}$  significan capacidades mayores. La [Figura 9](#) también compara los resultados obtenidos en este estudio y los obtenidos por la curva de diseño del fabricante (CDF) (Catalogo Mitsubishi). Se observa que hay una buena concordancia entre ambos estudios. En porcentaje, la diferencia entre ambos resultados se encuentra entre 0.18% - 3.86%.

Las predicciones teóricas muestran un rango más amplio en las Figuras 9 –14. Las líneas punteadas son extensiones de las predichas por la simulación. El rango actual de la capacidad del sistema es limitado por las limitaciones de diseño de la máquina, que a su vez son limitadas por el rango de capacidad dado por el fabricante. Esto se muestra como líneas solidas en los gráficos.

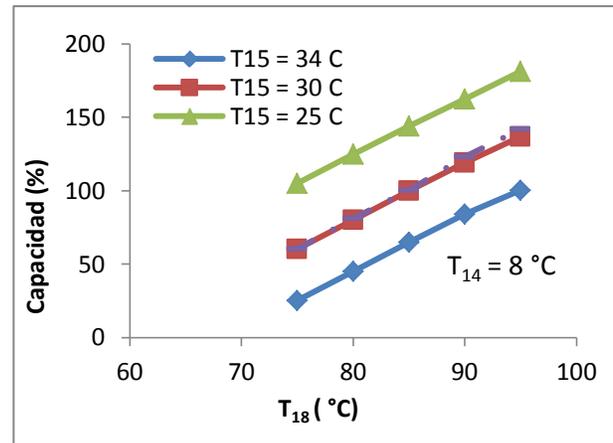


Fig. 9. Variación de la capacidad con respecto a la temperatura de entrada del agua caliente.

La [Figura 10](#) muestra la variación del COP del sistema con  $T_{18}$ . El COP aumenta con  $T_{18}$  debido al aumento de la capacidad de enfriamiento. Los valores del COP son mayores a los valores menores de  $T_{15}$ . [Eisa et al. 1987](#), obtuvieron una tendencia similar de la variación del COP cuando se aumenta  $T_g$  a diferentes valores de  $T_a$  y  $T_c$ . El sistema en [Eisa et al. 1987](#), no incluyó un intercambiador de calor de solución. [Eisa et al. 1986](#), investigó la variación del COP con  $T_g$  de manera experimental para diferentes valores de  $T_c$ . Obtuvieron una tendencia similar de resultados como la que se presenta en la [Figura 10](#). El COP del fabricante (CDF) del sistema simulado se muestra en la [Figura 10](#) para compararlo con la curva para el COP obtenida en este trabajo. El porcentaje de la diferencia en los resultados se encuentra entre 0.53% - 1.74%.

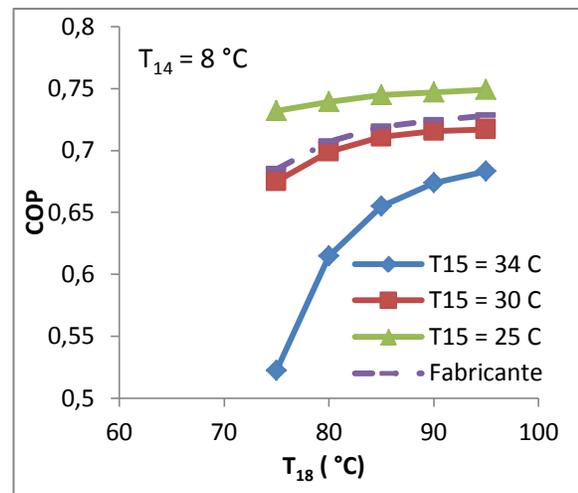


Fig. 10. Variación del COP con respecto a la temperatura de entrada del agua caliente.

La [Figura 11](#) muestra que la capacidad aumenta a medida que  $T_{14}$  aumenta, y valores mayores de  $T_{15}$  indican una capacidad menor. [Pichel 1996](#), presenta resultados experimentales de la capacidad de refrigeración en las mismas coordenadas que la [Figura 11](#). La tendencia de esos datos experimentales es la misma tal como se muestra en dicha figura. La CDF se incluye en esta ilustración con el propósito de comparar entre los datos del diseño actual y los resultados del modelo actual. Es claro que se obtuvo una buena concordancia entre ellos. La diferencia en porcentaje a  $T_{15}$  de  $30^{\circ}\text{C}$  (que es el valor de diseño) en esta comparación fue menor del 1.4%.

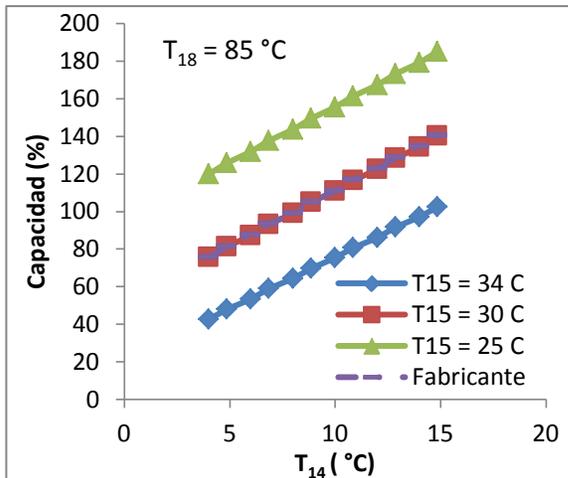


Fig. 11. Variación de la capacidad con respecto a la temperatura de salida del agua enfriada.

La [Figura 12](#) muestra que el COP del sistema aumenta a medida que  $T_{14}$  aumenta. Los valores del COP son mayores a menores valores de  $T_{15}$ . [Eisa et al. 1987](#), indicaron que el COP aumenta a medida que  $T_c$  aumenta, y que el mejor valor de COP se obtiene cuando  $T_a$  y  $T_c$  son menores. También, [Eisa et al. 1987](#), demostraron experimentalmente que el COP aumenta a medida que la temperatura del evaporador incrementa. Los resultados de la [Figura 12](#) del modelo presente son similares a los resultados de los estudios realizados por [Eisa et al. 1987](#).

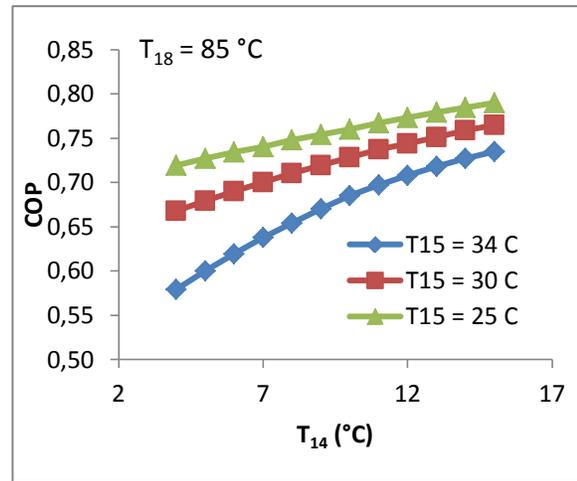


Fig. 12. Variación del COP con respecto a la temperatura de salida del agua enfriada.

La [Figura 13](#) muestra la variación de la capacidad como una función de  $T_{15}$ .  $T_{18}$  se mantuvo constante a  $85^{\circ}\text{C}$ . La capacidad disminuye a medida que  $T_{15}$  aumenta y es mayor a valores mayores de  $T_{14}$  por las razones expuestas anteriormente. La [Figura 13](#) también ilustra la comparación entre los resultados de este estudio y la CDF de la variación de la capacidad con respecto a la temperatura de agua de enfriamiento. La diferencia porcentual entre resultados es menor del 1.70%.

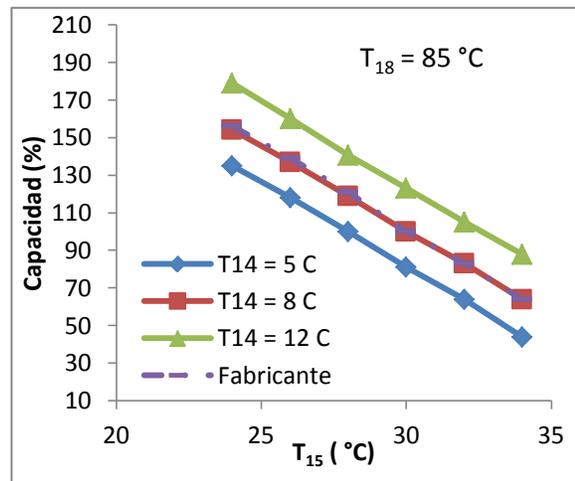


Fig. 13. Variación de la capacidad con respecto a la temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

La [Figura 14](#) muestra la variación del COP con  $T_{15}$ . El COP disminuye cuando  $T_{15}$  adopta valores mayores, y a mayores  $T_{14}$  se presentan mayores valores de COP. [Eisa et al. 1987](#), muestra que el COP decrece a medida que la temperatura del absorbedor  $T_a$  y la temperatura del condensador

$T_c$  aumentan. Estos resultados presentan gran concordancia con los resultados del modelo presente de la [Figura 14](#).

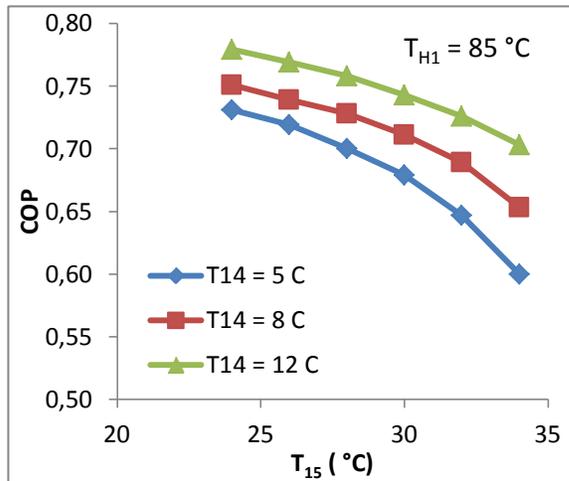


Fig. 14. Variación del COP con respecto a la temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

### 3.3. Evaluación y comparación de desempeño de los fluidos de trabajo.

El efecto de las temperaturas de operación sobre los parámetros de desempeño del ciclo de refrigeración por absorción se compara en las Figuras 15 – 21 para las soluciones de  $H_2O - LiBr$ ,  $NH_3 - H_2O$  y  $NH_3 - LiNO_3$ . La velocidad de flujo es un parámetro de suma importancia a la hora de diseñar y optimizar ya que este se relaciona de manera directa con el tamaño y costo del generador, absorbedor, intercambiadores de calor y bomba. Cuando la temperatura del generador aumenta, la concentración de la solución fuerte de  $H_2O - LiBr$  aumenta y la concentración de la solución débil de las mezclas basadas en amoníaco disminuye, por tanto, el FR disminuye.

El desempeño del sistema mejora cuando aumenta la temperatura en el generador. De las soluciones, la conformada por el par  $H_2O - LiBr$  obtiene el mayor COP. El ciclo que utiliza  $H_2O - LiBr$  como fluido de trabajo puede operar en un rango de temperaturas en el generador más estrecho comparado con sistemas que utilicen mezclas basadas en amoníaco, debido a la posibilidad de cristalización. Debido al problema de cristalización, el sistema que opera con  $H_2O - LiBr$  no puede alcanzar temperaturas en el

generador mayores a  $100^\circ C$  bajo ciertas condiciones de operación. El desempeño de las soluciones basadas en amoníaco son muy similares para temperaturas en el generador de aproximadamente  $90^\circ C$ . Mientras que a temperaturas bajas en el generador ( $T_g < 75^\circ C$ ) la solución  $NH_3 - LiNO_3$  posee una ventaja frente a las demás soluciones debido a sus altos valores de COP.

La variación de los valores de COP y FR con respecto a la temperatura en el evaporador se muestra en las Figuras 15a y 15b. Los valores de COP de los ciclos aumentan, mientras que los valores de FR disminuyen a medida que aumenta la temperatura del evaporador. Los valores del COP para los ciclos que utilizan las soluciones basadas en amoníaco son muy similares en todas las temperaturas del evaporador. En la Figura 15 se observa que la variación de la temperatura en el evaporador afecta de manera considerable la FR, mientras que la variación de la temperatura en el evaporador afecta el COP en menor cantidad. Este resultado concuerda con los resultados teóricos de [Sun, 1998](#), y [Saravanan y Maiya, 1998](#) y los resultados experimentales de [Aphornratana y Sriveerakul, 2007](#).

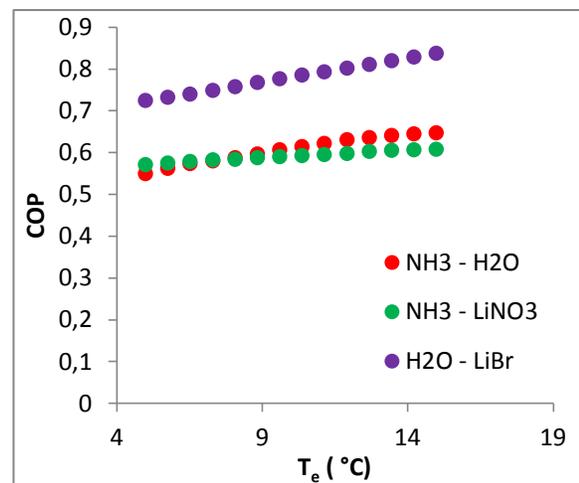


Fig. 15a. Variación del COP con respecto a la temperatura del evaporador ( $T_g = 90^\circ C$ ,  $T_c = T_a = 40^\circ C$ ,  $\epsilon_{SHE} = 0,7$ ,  $\eta_p = 0,9$ ).

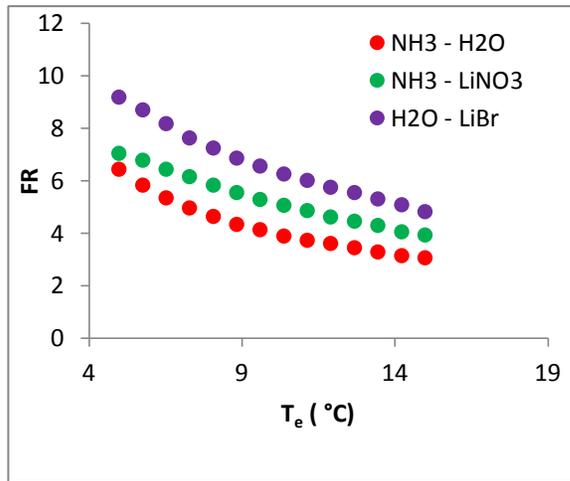


Fig. 15b. Variación del FR con respecto a la temperatura del evaporador ( $T_g = 90^\circ\text{C}$ ,  $T_c = T_a = 40^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{\text{SHE}} = 0.7$ ,  $\eta_p = 0.9$ ).

La variación de los valores del COP y la con la temperatura en el condensador se dan en las Figuras 16a y 16b. Cuando la temperatura del condensador aumenta, la concentración de la solución fuerte de  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  disminuye y la concentración de la solución débil de las mezclas basadas en amoníaco aumenta, resultando en un incremento del FR. Si la temperatura en el condensador aumenta, el valor del COP para todos los sistemas disminuye. A temperaturas menores de  $34^\circ\text{C}$  en el condensador, la solución de  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  es propensa a la cristalización. Especialmente, para temperaturas superiores a los  $48^\circ\text{C}$  en el condensador, los valores del COP para los ciclos que emplean  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  y  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  disminuyen rápidamente.

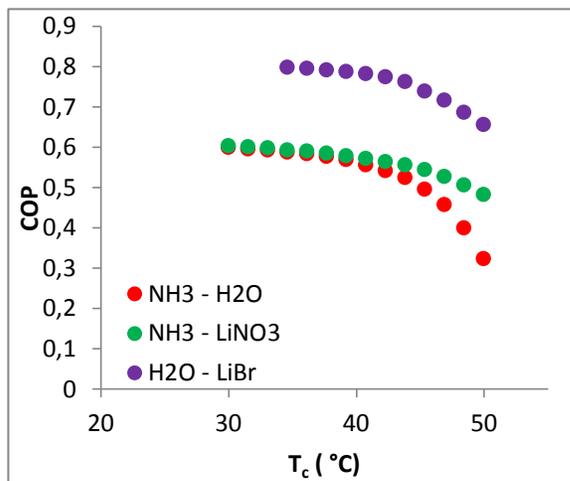


Fig. 16a. Variación del COP con respecto a la temperatura del condensador ( $T_g = 90^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 5^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 40^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{\text{SHE}} = 0.7$ ,  $\eta_p = 0.9$ ).

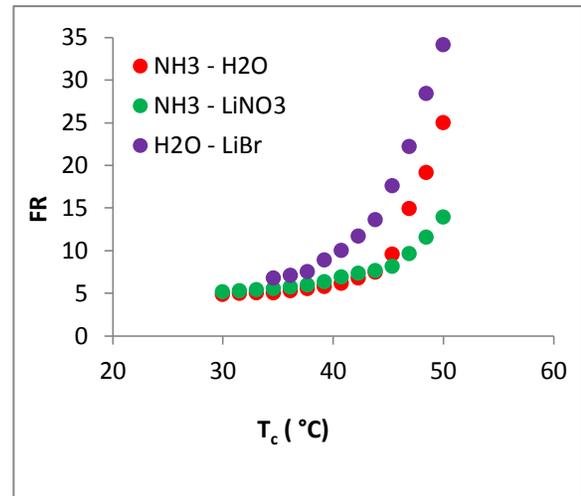


Fig. 16b. Variación del FR con respecto a la temperatura del condensador ( $T_g = 90^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 5^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 40^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{\text{SHE}} = 0.7$ ,  $\eta_p = 0.9$ ).

La variación de los valores del COP y FR con la temperatura en el absorbedor se muestra en las Figuras 17a y 17b. Los valores del COP para cada ciclo disminuyen con incrementos en la temperatura en el absorbedor. Los valores más altos del COP se obtienen con el par de trabajo  $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$  a temperaturas en el absorbedor mayores a  $47^\circ\text{C}$ . En las Figuras 15 – 17 se observa que los resultados del COP para la solución de  $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$  generalmente muestra valores mayores que los de la solución  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  para todas las temperaturas de operación. Este resultado concuerda con los estudios realizados por Sun, 1998 y Venegas et al. 2002. Por tanto, esta solución puede considerarse como una alternativa al par  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ .

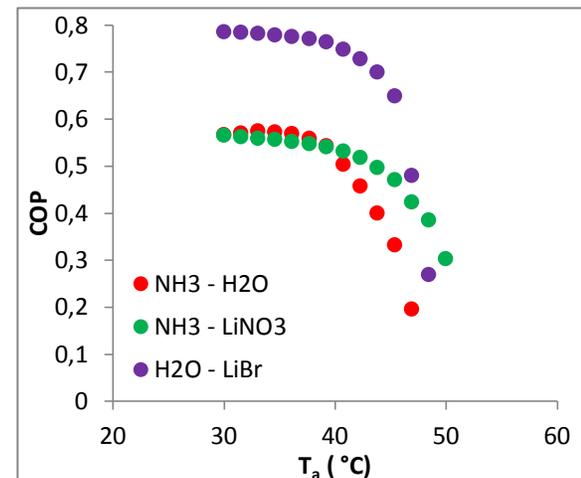


Fig. 17a. Variación del COP con respecto a la temperatura del absorbedor ( $T_g = 90^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 5^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 40^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{\text{SHE}} = 0.7$ ,  $\eta_p = 0.9$ ).

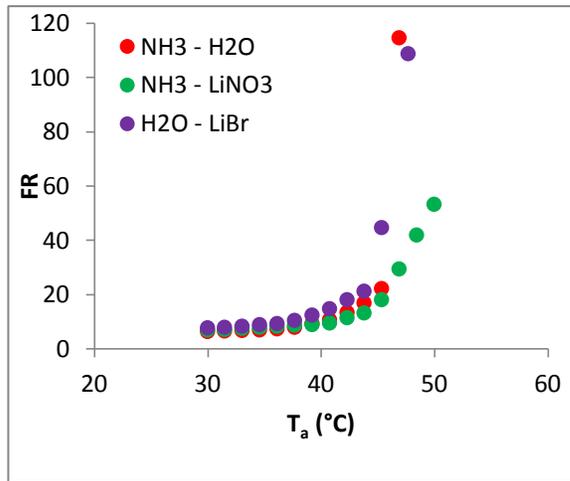


Fig. 17b. Variación del FR con respecto a la temperatura del absorbedor ( $T_g = 90^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 5^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 40^\circ\text{C}$ ,  $\varepsilon_{\text{SHE}} = 0.7$ ,  $\eta_p = 0.9$ ).

El ciclo de refrigeración por absorción de etapa simple también se simuló utilizando el par de trabajo R134a – DMAC. Los siguientes rangos se utilizaron como condiciones de operación para el sistema:

- 1.) Se utilizaron temperaturas de  $60^\circ\text{C}$  y  $80^\circ\text{C}$  para representar las fuentes de energía de bajo potencial.
- 2.) Temperatura de agua de enfriamiento se variaron en el rango de  $20^\circ\text{C}$ ,  $25^\circ\text{C}$  y  $30^\circ\text{C}$ .
- 3.) Temperatura de evaporador de  $-5^\circ\text{C}$  a  $15^\circ\text{C}$ .

En la [Figura 18](#) se grafica la variación de la capacidad de enfriamiento como función de la temperatura de la fuente de calor a temperatura de evaporador constante,  $T_e$  para varias temperaturas de agua de enfriamiento. De la figura se observa que la capacidad de enfriamiento aumenta con un aumento en la temperatura de la fuente de calor. Esto ocurre debido al incremento en la velocidad de flujo de refrigerante al generador. La velocidad de condensación y absorción es eficiente a temperaturas de agua de enfriamiento menores. Por tanto, hay un incremento en la capacidad de enfriamiento a temperaturas de agua de enfriamiento menores.

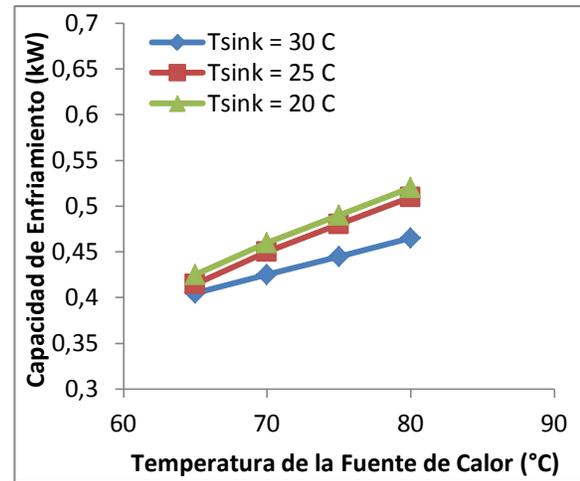


Fig. 18. Variación de la capacidad de enfriamiento con respecto a la temperatura de la fuente de calor a distintas temperaturas de agua de enfriamiento.

La [Figura 19](#) muestra el efecto de la temperatura del condensador sobre el desempeño del ciclo para el fluido de trabajo R134a/DMAC a temperaturas de absorbedor distintas. Se observa que a medida que la temperatura del condensador aumenta, el COP disminuye a medida que la temperatura de rechazo de calor aumenta. Para una temperatura de condensador dada, a mayor temperatura de absorbedor, menores valores de COP se obtienen.

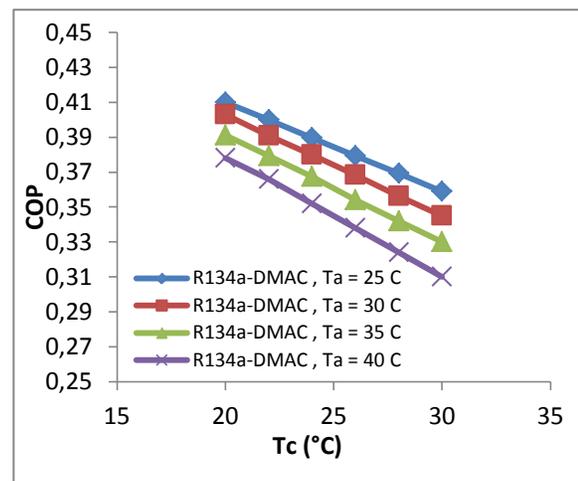


Fig. 19. Variación del COP con respecto a la temperatura del condensador a diferentes temperaturas del absorbedor.

En la [Tabla 3](#) se observa un resumen de los resultados comparados con otros autores.

Tabla 3. Resumen de los principales resultados.

RESUMEN DE PRINCIPALES RESULTADOS				
CONDENSADOR				
CICLO	Trabajo Actual (kJ/kg)	Sun - Saravanan - Bordo (kJ/kg)	Desv. Estandar (kJ/kg)	
R134a/DMAC	2413.2	2392.4	43.0	
NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	1299.5	1293.1	4.5	
NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub>	1299.5	1293.1	4.5	
LiBr/H <sub>2</sub> O	2502.9	2517.6	10.4	
EVAPORADOR				
CICLO	Trabajo Actual (kJ/kg)	Sun - Saravanan - Bordo (kJ/kg)	Desv. Estandar (kJ/kg)	
R134a/DMAC	2385.7	2297.6	69.4	
NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	1163.7	1150.7	9.2	
NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub>	1163.7	1150.7	9.2	
LiBr/H <sub>2</sub> O	2411.3	2395.3	11.3	
GENERADOR				
CICLO	Trabajo Actual (kJ/kg)	Sun - Saravanan - Bordo (kJ/kg)	Desv. Estandar (kJ/kg)	
R134a/DMAC	2724.5	2629.4	67.2	
NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	2143.1	2137.2	4.17	
NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub>	2095.9	2095.8	18.31	
LiBr/H <sub>2</sub> O	3128	3135	4.95	
ABSORBEDOR				
CICLO	Trabajo Actual (kJ/kg)	Sun - Saravanan - Bordo (kJ/kg)	Desv. Estandar (kJ/kg)	
R134a/DMAC	1373.5	1301.9	59.61	
NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	2095.2	2003.9	3.75	
NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub>	1965.2	1969.2	4.24	
LiBr/H <sub>2</sub> O	3017.2	3012.7	3.18	
COP				
CICLO	Trabajo Actual	Sun - Saravanan - Bordo	Desv. Estandar	
R134a/DMAC	0.41	0.47	0.042	
NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	0.55	0.54	0.007	
NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub>	0.57	0.55	0.014	
LiBr/H <sub>2</sub> O	0.74	0.76	0.014	
FR				
CICLO	Trabajo Actual	Sun - Saravanan - Bordo	Desv. Estandar	
R134a/DMAC	12.48	15.84	2.376	
NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	5.88	5.09	0.559	
NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub>	6.16	5.85	0.219	
LiBr/H <sub>2</sub> O	7.39	7.37	0.014	

#### 4. CONCLUSIONES

En este trabajo de grado se presentó un resumen de la literatura sobre sistemas de refrigeración por absorción y fluidos de trabajo, se realizó un análisis exhaustivo de un sistema de refrigeración por absorción de etapa simple utilizando los siguientes fluidos de trabajo: LiBr/H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub> y R134a/DMAC y los desempeños teóricos de los ciclos fueron comparados.

Las conclusiones más importantes de este trabajo son las siguientes:

1. La simulación del absorbedor y su representación con el modelo actual fueron exitosas y la validez de los resultados de la simulación se estableció al compararlos con otros estudios.
2. A medida que la temperatura del agua enfriada de entrada al absorbedor (proveniente del evaporador) aumenta, el área superficial del absorbedor disminuye levemente. Como resultado, la transferencia de masa en el absorbedor disminuye. A pesar de lo anterior, el valor del COP aumenta con un aumento en la temperatura del agua enfriada. Finalmente, cabe anotar que la temperatura de entrada del agua enfriada no debe ser muy alta, ya que la carga de enfriamiento disminuiría y el nivel de temperatura enfriada aumentaría.
3. Un incremento en la temperatura del agua de enfriamiento tiende a incrementar el área superficial del absorbedor porque la diferencia de temperatura entre la temperatura de la solución y el agua de enfriamiento disminuye. Un aumento en la temperatura del agua de enfriamiento resulta en una disminución del COP.

4. Los resultados de la simulación muestran que los valores del COP de los ciclos simulados aumentan con un incremento en las temperaturas del generador y del evaporador, pero disminuye con incrementos en las temperaturas del condensador y absorbedor, como se esperaba.

5. Se encontró que la temperatura del generador tiene un efecto determinante sobre los valores del COP y el FR del sistema. Tanto que determina cuando se puede utilizar ciclos más eficientes como el de doble efecto.

6. Los resultados numéricos muestran que con el sistema que operaba con el fluido de trabajo LiBr/H<sub>2</sub>O se obtienen valores del COP mayores, obteniendo un COP máximo de 0.74, pero este ciclo opera a un rango de temperatura del generador más estrecha comparado con los sistemas que operan con fluidos de trabajo basados en amoníaco, esto ocurre debido al riesgo de cristalización de la mezcla LiBr/H<sub>2</sub>O.

7. El desempeño de estos tres ciclos se compara a diferentes temperaturas de absorbedor, generador, evaporador y condensador. Los resultados demuestran que el ciclo que utiliza el fluido de trabajo NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub>, tiene un mejor desempeño que el ciclo que utiliza NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, ya que los COP máximos obtenidos fueron de 0.57 y 0.55 respectivamente. Por tanto, este fluido de trabajo podría ser una alternativa para los ciclos que emplean NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O.

8. Para el fluido de trabajo R134a/DMAC se observa que las temperaturas de agua de enfriamiento desempeñan un papel determinante en el desempeño global del sistema. También se observa que a medida que la temperatura de la fuente de calor aumenta, las cantidades de calor en el generador, absorbedor, condensador y evaporador aumentan, mientras que la velocidad de circulación (FR) disminuye. Las efectividades del intercambiador de calor de la solución, absorbedor y generador aumentan con un aumento en la temperatura de la fuente de calor. Para el sistema diseñado y a las condiciones examinadas, se obtuvo un COP máximo de 0.41. El estudio revela la viabilidad de utilizar el fluido de trabajo R134a/DMAC en sistemas de refrigeración por absorción que utilicen fuentes de calor de bajo potencial.

REFERENCIAS

- Adewusi, S.A. y Zubair, S.M (2004). Second law based thermodynamic analysis of ammonia water absorption systems. *Energy Conversion and Management*. **45**: 2355– 2369.
- Aphornratana, S. (1995). Research on absorption refrigerators and heat pumps. *International Energy Journal*. **17**: 1 -19.
- Aphornratana, S. y Eames, I.W. (1998). Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. *International Journal of Energy*. **22**: 195–207.
- Aphornratana, S. y Sriveerakul, T. (2007). Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: effect of operating condition to system performance. *Experimental Thermal Fluid Science*. **32**: 658–69.
- ASHRAE (1997). *Fundamentals Handbook*, SI Edition, ASHRAE (American Society of heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc). Atlanta (Georgia).
- Balghouthi, M., Chahbani, M.H. y Guizani, A. (2008). Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia. *Building and Environment*. **43**: 1459–1470.
- Borde, I., Jelinek, M. y Daltrophe, N.K. (1995). Absorption system based on the refrigerant R134a. *International Journal of Refrigeration*. **18**: 387–394.
- Borde, I., Jelinek, M. y Daltrophe, N.K. (1997). Working fluids for an absorption system based on R124-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane and organic absorbents. *International Journal of Refrigeration*. **20**: 256–266.
- Catalogue for LiBr absorption chiller model ES-2A4.MW, 60 TR capacity. Mitsubishi Heavy Industries Ltd., Energy and Environment Research Center, Baghdad.
- Clelend, A.C. (1994). Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties extension to include R134a. *International Journal of Refrigeration*. **17**: 245–249.
- Ministerio de Minas y Energía (2007). Plan de expansión de referencia generación – transmisión 2008 – 2022. Bogota.
- Darwish, N.A., Al-Hashimi, A.S. y Al-Mansoori, A.S. (2008). Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system. *International Journal of Refrigeration*. **31**: 1214-1223.
- Eisa, M.A., Devotta, S. y Holland, F.A. (1986). Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water – lithium bromide: Part 1 – cooling. *Applied Energy*. **24**: 287-301.
- Eisa, M.A., Diggory, P.J. y Holland, F.A. (1987). Experimental studies to determine the effect of differences in absorber and condenser temperatures on the performance of a water – lithium bromide absorption cooler. *Energy Conversion Management*. **27**: 253-9.
- Eisa, M.A. y Holland, F.A. (1986). A study of the operating parameters in a water – lithium bromide absorption cooler. *Energy Res*. **10**: 137-44.
- Huliquist, P. (1988). *Numerical Methods for Engineering and Computer Scientists*. Addison Wesley, Nueva York.
- Izquierdo, M., et al. (2008). Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005. *Applied Thermal Engineering*. **28**: 1074–1081.
- Kaita, Y. (2001). Thermodynamic properties of lithium bromide–water solutions at high temperatures. *International Journal of Refrigeration*. **24**: 374–90.
- Kaynakli, O. y Kilic, M. (2007). Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. *Energy Conversion and Management*. **48**: 599–607.
- Kim, D.S. y Infante Ferreira, C.A. (2009). Air-cooled LiBr–water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers. *Energy Conversion and Management*.
- Misraa, R.D., Sahoob, P.K. y Gupta, A. (2005). Thermoeconomic evaluation and optimization of a double-effect H<sub>2</sub>O/LiBr vapour-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. **28**: 331–343.

Muthu, V., Saravana, R. y Renganarayanan, S. (2008). Experimental studies on R134a- DMAC hot water based vapour absorption refrigeration systems. *International Journal of Thermal Science*. **47**: 175–81.

Pichel, W. (1996). Development of large capacity lithium bromide absorption refrigeration machine in USSR. *ASHRAE Journal*. **23**: 85-8.

Rodriguez, H. y Gonzales, F. (2000). Portafolio Colombiano de proyectos para el MDL Sector Energía. Academia Colombiana de Ciencias. **xx**: xxx-xxx.

Saravanan, R. y Maiya, M.P. (1998). Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapor absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*. **18**: 553–68.

Skrikhirin, P., Aphornratana, S. y Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. **5**: 343–372.

Songara, A.K., Fatouh, S. y Srinivasa, M. (1997). Comparative performance of HFC 134a and HCF 22-based vapour absorption refrigeration systems. *International Journal of Energy Research*. **21**: 374–381.

Sun, D.W. (1998). Comparison of the performance 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*. **39**: 357–68.

Venegas, M., Izquierdo, M., y Lecuona, A. (2002). Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat. *International Journal of Energy Res*. **26**: 775–91.

Waleed, A.F. (1983). Study of the effect of design parameters on a two ton lithium bromide absorption unit. MSc Thesis, University of Technology. **xx**: xx-xx.

Wassenaar, R.H. (1992). A comparison of 4 absorber models. Internal Report K-176, Delft University of Technology, Delft, Holanda.

Wu, S. y Eames, I.W. (2000). A novel absorption-recompression refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*. **20**: 721-736.

Wu, S. y Eames, I.W. (2000). Innovations in vapour-absorption cycles. *Applied Energy*. **66**: 251–66.

## ANEXOS

$$\frac{d\bar{\gamma}}{dGz} = a(1 - \bar{\theta} - \bar{\gamma}) \quad (1)$$

$$\frac{d\bar{\theta}}{dGz} = b(1 - \bar{\theta} - \bar{\gamma}) + (-\bar{\theta} + \bar{\theta}_{cw}) \quad (2)$$

$$\frac{d\dot{q}_w}{dGz} = c \left( c_{ps0} \dot{m}_s (T_c - T_o) \right) (\bar{\theta} - \bar{\theta}_{cw}) \quad (3)$$

$$\frac{d\dot{m}_v}{dGz} = a \dot{m}_s \left( \frac{w_c - w_o}{1 - w_o} \right) (1 - \bar{\theta} - \bar{\gamma}) \quad (4)$$

donde

$$a = \frac{Le}{\left[ \frac{\Delta}{Nu_i} + \frac{1}{Sh} \right]}$$

$$b = \frac{1}{\left[ \frac{1}{Nu_i} + \frac{1}{\Delta Sh} \right]}$$

$$c = \frac{1}{\left[ \frac{1}{Bi} + \frac{1}{Nu_w} \right]}$$

y  $\theta$  y  $\gamma$  son la temperatura y la fracción másica adimensional, respectivamente.  $T_e$  es la temperatura de solución en equilibrio para la solución con fracción masa  $w_o$  a la presión de absorbedor seleccionada;  $w_e$  es la fracción másica en equilibrio del agua en la solución para temperatura de solución  $T_o$  a la presión de absorbedor seleccionada.

Para definir  $T_e$  y  $w_e$ , se desarrolla la relación entre la temperatura de solución y la fracción másica, bajo la suposición 5, mediante la linealización de la ecuación de equilibrio termodinámico de la solución a las presiones fijas. Esta ecuación de equilibrio se expresa en la temperatura de solución  $T_s$  como función de la concentración  $A$  en la solución  $X$  y la presión de vapor  $P$  (o temperatura de refrigerante  $T_r$ ),  $T_s = f(X, P)$  o  $T_s = f(X, T_r)$ . La relación es:

$$T_s = C_1 w + C_2 \quad (5a)$$

donde

$$C_1 = -21.8789 - 0.58527T_r \quad (5b)$$

$$C_2 = 0.0436688 + 1.407T_r \quad (5c)$$

ej., los valores  $T_e$  y  $w_e$  pueden definirse a partir de la Eq. (5) con la temperatura del evaporador como la temperatura de refrigerante  $T_r$  como sigue:

$$T_c = C_1 w_o + C_2 \quad (6)$$

y

$$w_c = \frac{1}{C_1}(T_o - C_2) \quad (7)$$

Un buen estimativo para  $Nu_i$ ,  $Nu_w$  y  $Sh$  son las expresiones halladas analíticamente. Estos números son:

$$Nu_i = 2.67 \quad (8a)$$

$$Nu_w = 1.6 \quad (8b)$$

$$Sh = \frac{1}{LeGz} \left[ -\ln\left(1 - \sqrt{\frac{6LeGz}{\pi}}\right) \right], Gz < Gzl \quad (8c)$$

$$Sh = \frac{1}{Gz} \left( \frac{\ln(2)}{Le} + \left(Gz - \frac{\pi}{24Le}\right) \frac{12}{\pi} \right), Gz \geq Gzl \quad (8d)$$

donde

$$Gzl = \frac{\pi}{24Le} \quad (8e)$$

Eqs. (1) – (3) se resuelven numéricamente para una unidad de grosor de plato por diferencias finitas explícitas y se llega a:

$$\frac{\gamma_{i+1} - \gamma_i}{dGz} = a(1 - \theta_i - \gamma_i) \quad (9)$$

$$\frac{\theta_{i+1} - \theta_i}{dGz} = (1 - \theta_i - \gamma_i) + c(-\theta_i + \theta_{cw}) \quad (10)$$

$$\frac{\dot{q}_{wi+1} - \dot{q}_{wi}}{dGz} = c(c_{pso} \dot{m}_{si}(T_c - T_o))(\theta_i - \theta_{cw}) \quad (11)$$

$$\frac{\dot{m}_{si+1} - \dot{m}_{si}}{dGx} = a \dot{m}_{si} \left( \frac{w_c - w_o}{1 - w_o} \right) (1 - \theta_i - \gamma_i) \quad (12)$$

para  $1 \leq i \leq n$  ( $n$  = número de partes).

En la solución, la longitud de plato se dividió en 40 secciones iguales. Cada sección se representa por cuatro ecuaciones diferenciales ordinarias combinadas en términos de  $\gamma_i$ ,  $\theta_i$ ,  $q_{wi}$  y  $m_{si}$ .

Las variables de entrada para cada sección son:  $\gamma$ ,  $\theta$ ,  $q$  y  $m_s$ . Las entradas de la primera sección ( $i = 1$ ) son:  $\gamma_1 = 0$ ,  $\theta_1 = 0$ ,  $q_{w1} = 0$  y  $m_{s1}$ . Las salidas principales son:  $\gamma_2$ ,  $\theta_2$ ,  $q_{w2}$  y  $m_{s2}$ . Luego, estos se utilizan como los nuevos valores de entrada para la segunda sección y así en adelante hasta el final del plato ( $\gamma_n$ ,  $\theta_n$ ,  $q_{wn}$  y  $m_{sn}$ ).

(1) Las condiciones de entrada al absorbedor son la velocidad de flujo másico  $m_9$ , temperatura  $T_9$  y concentración  $X_9$  de la solución, como también la temperatura del evaporador  $T_e$ , temperatura de enfriamiento del agua  $T_{15}$  y la velocidad de flujo másico  $m_{15}$ .

(2) El absorbedor simulado consiste de tubos de paso múltiple  $N_{pa}$  (4 en este trabajo) con longitud de paso  $L_{pa}$  (4.876 m). Los cuatros pasos se simularon como un paso largo con longitud total de tubo igual a  $4L_{pa}$ . Esta simplificación elimina el efecto de la caída de presión adicional debido a los cambios de dirección en los 4 pasos del absorbedor originales. La presión adicional es pequeña y no afecta los cálculos de transferencia de masa y de calor. La longitud total de cada tubo se dividió en 40 secciones iguales. Cada una de las 40 secciones tendrá una longitud equivalente al ancho del plato y.

$$y = \frac{4L_{pa}}{40} \quad (13)$$

(3) La solución empieza con la primera hilera de tubos horizontales. Se asume que los tubos horizontales se encuentran en las mismas condiciones, ej., la simulación de un tubo representa la situación en todos los tubos de esa hilera. Las condiciones de entrada de cada tubo en esta hilera son la velocidad de flujo másico de la solución  $m_s$  por unidad de anchura  $y$ , temperatura de solución  $T_o$  y fracción másica  $w_o$ :

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_9}{N_{pa} L_{pa} N_{ha}} \quad (14)$$

y

$$T_o = T_9 \quad (15)$$

$$w_o = 1 - \frac{x_9}{100} \quad (16)$$

(4) Bajo las condiciones de entrada, Eqs. (9) – (12) pueden aplicarse para el primer tubo ( $k = 1$ ) en la primera hilera vertical en la primera sección ( $j = 1$ ). Las entradas empiezan con  $\gamma_1 = 0$ ,  $\theta_1 = 0$ ,  $q_{w1} = 0$  y  $m_{s1} = m_s$ . Las salidas principales son:  $(\gamma_n)_{k=1}$ ,  $(\theta_n)_1(q_{w1})_1$  y  $(m_{sn})_1$ . Luego, estos valores se emplean en el segundo tubo ( $k = 2$ ) y ( $j = 1$ ) en la misma hilera vertical.

$$T_{onew} = [\bar{T}_n]_1 = [\bar{\theta}_n]_1(T_e - T_o) + T_o$$

$$w_{onew} = [\bar{w}_n]_1 = [\bar{\gamma}_n]_1(w_e - w_o) + w_o$$

$$\dot{m}_{s1} = [\dot{m}_{sn}]_1$$

$$\dot{q}_{w1} = [\dot{q}_{wn}]_1$$

y empieza con  $q_1 = 0$ ,  $g_1 = 0$  y de manera igual hasta el último tubo ( $k = N_{va}$ ). En este caso, las condiciones de salida son  $(\gamma_n)_{NVA}$ ,  $(\theta_n)_{NVA}(q_{w1})_{NVA}$  y  $(m_{sn})_{NVA}$ .

Todos los proceso se llevan a cabo a temperatura de enfriamiento de agua  $T_{15}$  ( $j = 1$ ).

(5) Resultados similares se obtienen para cada hilera vertical en la misma sección ( $j = 1$ ) porque las condiciones de entrada son las mismas para cada hilera vertical (paso 4). Por lo tanto, la velocidad de transferencia de calor al agua de enfriamiento y la velocidad de flujo de masa de la solución para toda la sección se obtienen recolectando los valores de  $(\gamma_n)_{NVA}$  y  $(\theta_n)_{NVA}$  para cada hilera vertical, o pueden expresarse de la forma:

$$\dot{q}_{wj} = N_{h a} [\dot{q}_{wn}]_{Nva} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{sj} = N_{h a} [\dot{m}_{sn}]_{Nva} \quad (18)$$

para  $1 \leq j \leq m$ .

Los valores de  $(\gamma_n)_{NVA}$  y  $(\theta_n)_{NVA}$  que se obtienen del paso (5) son los mismos para las demás hileras verticales en la misma sección ( $j = 1$ ).

(6) el mismo procedimiento que en los pasos (5) y (6) se repiten para ( $j = 2, 3, \dots, m$ ) con una nueva temperatura de enfriamiento de agua en cada sección. Esta temperatura puede obtenerse del balance de calor alrededor de los circuitos de enfriamiento de agua de la siguiente manera:

$$T_{j+1} = \frac{\dot{q}_{wj}}{\dot{m}_{15} c_{pj}} + T_j \quad (19)$$

(7) El calor total del absorbedor y la velocidad de flujo másico total de la solución que sale del absorbedor se computan recolectando los valores de  $q_{wj}$  y  $m_{sj}$  en todas las secciones:

$$Q_a = \sum_{j=1}^m \dot{q}_{wj} \quad (20)$$

$$\dot{m}_2 = \sum_{j=1}^m \dot{m}_{sj} \quad (21)$$

La velocidad de flujo másico de refrigerante que se absorbe en el absorbedor es:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_r = \dot{m}_2 - \dot{m}_9 \quad (22)$$

La temperatura de enfriamiento de agua en la salida del absorbedor es:

$$T_{16} = T_m \quad (23)$$

Los valores de  $(\gamma_n)_{NVA}$  y  $(\theta_n)_{NVA}$  que se hallaron de todas las secciones (paso 6) a lo largo de la longitud del absorbedor se convierten a valores de  $(T_n)_{Nva}$  y  $(w_n)_{Nva}$  a partir de:

$$[\bar{T}_n]_{Nva} = [\bar{\theta}_n]_{Nva}(T_e - T_o) + T_o \quad (24)$$

$$[\bar{w}_n]_{Nva} = [\bar{\gamma}_n]_{Nva}(w_e - w_o) + w_o \quad (25)$$

Estos valores de  $(T_n)_{Nva}$  y  $(w_n)_{Nva}$  se recolectan, y los valores promedio  $T_{av}$  y  $w_{av}$  se obtienen por un método numérico integral empleando la regla de Simpson. La temperatura y la concentración de la solución que sale del absorbedor  $T_2$  y  $X_2$  son:

$$T_2 = T_a = \bar{T}_{av} \quad (26)$$

$$x_2 = x_a = 100(1 - \bar{w}_{av}) \quad (27)$$

*Diseño teórico del circuito de bombeo de solución*

(a) Balance de energía

$$Q_p = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (28)$$

$Q_p$  es la energía mecánica requerida para bombear la solución líquida, y se tomara como cero en el trabajo presente porque su energía es despreciable en comparación con  $Q_g$ . Por lo tanto,

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 \quad (29)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_g h_g \quad (30)$$

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_7 h_7 \quad (31)$$

$$h_9 = \frac{\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_7 h_7}{\dot{m}_9} \quad (32)$$

(b) Conservación de la masa total

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (33)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8 = 2\dot{m}_4 = 2\dot{m}_g \quad (34)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 + \dot{m}_7 \quad (35)$$

(c) Conservación de absorbato

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (36)$$

$$x_2 = x_3 = x_a \quad (37)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_8 x_8 \quad (38)$$

$$x_3 = x_4 = x_8 = x_a \quad (39)$$

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_7 x_7 \quad (40)$$

Sustituyendo Eqs. (33), (34) y (39) en la Eq. (40)

$$\dot{m}_9 x_9 = \frac{1}{2} \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_7 x_7 \quad (41)$$

Reordenando la Eq. (41)

$$x_9 = \frac{1}{2} \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_9} x_2 + \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_9} x_7 \quad (42)$$

*Diseño teórico del intercambiador de calor de la solución*

(a) El proceso de transferencia de calor

Se expresa en términos de la efectividad del intercambiador de calor.

$$n = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_4} \quad (43)$$

Reordenando la Eq. (43)

$$T_7 = T_6 - n(T_6 - T_4) \quad (44)$$

(b) Balance de energía

$$\dot{m}_4 c_{p4} (T_5 - T_4) = \dot{m}_6 c_{p4} (T_6 - T_7) \quad (45)$$

Reordenando la Eq. (45)

$$T_5 = \frac{\dot{m}_6 c_{p6}}{\dot{m}_4 c_{p4}} (T_6 - T_7) + T_4 \quad (46)$$

observando que  $m_4 = m_5 = (0.5)m_2$  y  $m_6 = m_7$

*Diseño teórico del generador*

(a) Balance de energía

$$Q_g = Q_{g1} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (47)$$

$Q_g$  puede expresarse a partir del sistema externo  $Q_{g2}$

$$Q_g = Q_{g2} = \dot{m}_{18} c_{p18} (T_{18} - T_{19}) \quad (48)$$

(b) Conservación de la masa total

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{10} \quad (49)$$

observando que  $m_{10} = m_r$

(c) Conservación del absorbato

$$\dot{m}_5 x_5 = \dot{m}_6 x_6 \quad (50)$$

Sustituyendo la Eq. (49) en la Eq. (50)

$$\dot{m}_5 x_5 = (\dot{m}_5 - \dot{m}_{10}) x_6 \quad (51)$$

Reorganizando la Eq. (51) para obtener la relación de flujo:

$$FR = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_{10}} = \frac{x_6}{x_6 - x_5} \quad (52)$$

donde  $X_6 = X_g$ .

Por tanto,

$$FR = \frac{x_g}{x_g - x_a} \quad (53)$$

(d) Proceso de transferencia de calor

El generador es un intercambiador de calor de coraza y tubo. Se asume que el flujo es a contra corriente a través de tubos de paso múltiple.

$$Q_g = Q_{g3} = U_g A_g \Delta T_{mg} F_c \quad (54)$$

(e) Ecuación de equilibrio

La presión del generador  $P_g$  se encuentra en equilibrio con la temperatura de solución en el generador  $T_g = T_6$  y con su concentración  $X_g = X_6$ . La presión del generador es igual a la presión del condensador  $P_c$ . La temperatura del condensador es  $T_c = T_{11}$ , y su presión de vapor es  $P_c$ . Por lo tanto, de esta ecuación de equilibrio de solución, la temperatura del generador  $T_g$  puede expresarse como una función de la concentración  $X_g$  y la temperatura de condensador  $T_c$ .

$$T_g = f(T_c, x_g) \quad (55)$$

*Diseño teórico del condensador*

(a) Balance de energía

$$Q_c = Q_{c1} = m_{11}h_{fg11} \quad (56)$$

$Q_c$  puede expresarse a partir del circuito externo  $Q_{c2}$

$$Q_c = Q_{c2} = m_{16}c_{p16}(T_{17} - T_{16}) \quad (57)$$

(b) Proceso de transferencia de calor

El vapor de refrigerante que entra al condensador se asume vapor saturado a la temperatura del condensador  $T_{11}$  ( $T_c$ ). De tal manera que:

$$Q_c = Q_{c3} = U_c A_c \Delta T_{mc} \quad (58)$$

*Diseño teórico del dispositivo de expansión*

$$h_{11} = h_{12} = h_c \quad (59)$$

Nótese que  $m_{11} = m_{12}$ .

*Diseño teórico del evaporador*

(a) Balance de energía

$$Q_c = Q_{c1} = \dot{m}_1(h_1 - h_{12}) \quad (60)$$

pero  $h_{11} = h_{12}$ .

$$Q_{c1} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) \quad (61)$$

Nótese que  $m_1 = m_{12}$ .

$Q_e$  puede expresarse a partir del circuito externo  $Q_{e2}$

$$Q_e = Q_{e2} = m_{13}c_{p13}(T_{13} - T_{14}) \quad (62)$$

(b) Proceso de transferencia de calor

En el evaporador, el vapor de agua se evapora a la temperatura de saturación  $T_1$  ( $T_e$ ), por lo tanto,

$$Q_e = Q_{e3} = U_e A_e \Delta T_{me} \quad (63)$$

*Modelo basado en balances globales*

El modelo utilizado para la simulación del sistema de absorción completo se basa en balances globales de masa y energía, bajo condiciones de estado estacionario, junto con las ecuaciones de estado de la solución acuosa de absorbente y refrigerante:

Ecuaciones de balance de masa totales:

$$\sum \dot{m}_{out} - \sum \dot{m}_{in} = 0 \quad (64)$$

Ecuaciones de balance de absorbente:

$$\sum \dot{m}x_{out} - \sum \dot{m}x_{in} = 0 \quad (65)$$

Ecuaciones de energía:

$$\sum \dot{m}h_{out} - \sum \dot{m}h_{in} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (66)$$

Ecuaciones de estado para la solución acuosa de absorbente:

$$h \approx h_{sol}(c, T) \quad (67)$$

$$T = T_{sat,sol}(p, c) \quad (68)$$

Ecuación de estado de refrigerante:

$$h \approx h_{REF}(T, x) \quad (69)$$

$$T = T_{sat,REF}(p) \quad (70)$$

El sistema de ecuaciones no lineales generadas puede escribirse de manera genérica así:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= f_1(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n) \\ \varphi_2 &= f_2(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n) \\ &\vdots \\ \varphi_n &= f_n(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n) \end{aligned} \quad (71)$$

### *El COP*

La ecuación del balance de energía general para todo el ciclo será

$$Q_e + Q_g - Q_a - Q_c = 0 \quad (72)$$

El COP del sistema se define usualmente como:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (73)$$

### SOBRE LOS AUTORES

#### **Diego Alejandro Trujillo Vera**

Docente investigador de la Facultad de Ingeniería Química de la Universidad Pontificia Bolivariana. Ingeniero Químico de la Universidad Pontificia Bolivariana. Áreas de interés investigativo: Transferencia de masa, refrigeración.

#### **Sebastián Lemaitre Dahl**

Estudiante de ingeniería química de la Universidad Pontificia Bolivariana.