



Evaluación numérica del rendimiento térmico de ciclos de refrigeración por absorción empleando tres mezclas de trabajo (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-NaSCN).

Juan Camilo Castañeda Pascuas cod:20451817529

Heliberto Ramírez Parra cod:20451811373

Director. PhD Luis Humberto Martínez Palmeth

**Universidad Antonio Nariño**

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Neiva, Colombia

2022

Evaluación numérica del rendimiento térmico de ciclos de refrigeración por absorción empleando tres mezclas de trabajo (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-NaSCN).

Juan Camilo Castañeda Pascuas cod:20451817529

Heliberto Ramírez Parra cod:20451811373

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:  
Ingeniero Mecánico

Director (a):

PhD Luis Humberto Martínez Palmeth

Línea de Investigación: Refrigeración

**Universidad Antonio Nariño**

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Neiva, Colombia

2022

**NOTA DE ACEPTACIÓN**

El trabajo de grado titulado evaluación numérica del rendimiento térmico de ciclos de refrigeración por absorción empleando tres mezclas de trabajo ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ), Cumple con los requisitos para optar al título de ingeniero mecánico.

---

Firma del Tutor

---

Firma Jurado

---

Firma Jurado

Neiva, 28 de octubre de 2022

<b>Contenido</b>	<b>Pag</b>
Lista de figuras.....	7
Lista de tablas.....	8
Nomenclatura.....	9
Resumen.....	11
Abstract.....	12
Introducción.....	13
Antecedentes.....	14
Planteamiento de problema.....	16
Objetivos.....	18
Justificación.....	19
Capítulo 1. Marco teórico.....	20

### **1.1.1 Preámbulo a los sistemas de refrigeración por absorción**

#### **1.1.2 Descripción de sistemas de refrigeración por absorción**

#### **1.1.3 Fluidos de trabajo en los sistemas de refrigeración**

*1.1.3.1* Insuficiencia de fase solida

*1.1.3.2* Relación

*1.1.3.3* Volatilidad

*1.1.3.4* Resistencia y corrosión

*1.1.3.5* Seguridad

#### **1.1.4 Refrigerante**

#### **1.1.5 Absorbente**

#### **1.1.6 Equipos que conforman los sistemas de refrigeración por absorción**

*1.1.6.1* Evaporador

*1.1.6.2* Absorbedor

*1.1.6.3* Bomba de solución

*1.1.6.4* válvula de expansión

*1.1.6.5* Intercambiador de calor

**1.1.6.6** Desorbedor

*1.1.6.7* Condensador

1.1.7	Funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción	
1.1.8	Sistema de refrigeración por absorción bromuro litio-agua (LiBr-H <sub>2</sub> O)	
1.1.9	Sistema de refrigeración por absorción amoníaco agua (NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O)	
1.2.0	sistema de refrigeración por absorción NH <sub>3</sub> -NaSCN	
1.2.1	Sistema termo solar	
Capítulo 2.	Estado del arte.....	30
Capítulo 3.	Diseño metodológico.....	32
3.1.1	<b>Ciclo de efecto simple LiBr-H<sub>2</sub>O</b>	
3.1.1.2	Análisis de caudal masico dentro del ciclo de efecto simple LiBr-H <sub>2</sub> O	
3.1.1.3	Estados termodinámicos dentro del ciclo	
3.1.1.4	Análisis del balance energético	
3.1.1.5	Intercambiador de calor de solución	
3.1.1.6	Modelos con intercambiadores de calor	
3.1.1.7	COP	
3.2.1	<b>Ciclo de doble efecto LiBr-H<sub>2</sub>O</b>	
3.2.1.2	Ecuaciones del sistema	
3.2.1.3	Cuidados del circuito	
3.2.1.4	Condiciones de estado para LiBr-H <sub>2</sub> O doble efecto	
3.2.1.5	Cuadro comparativo simple y doble efecto de LiBr-H <sub>2</sub> O	
3.3.1	<b>Ciclo de simple efecto amoníaco-agua (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O)</b>	
3.3.1.2	Formulas adicionales en software (EES)	
3.3.1.3	Rectificador	
3.4.1	<b>Ciclo de doble efecto amoníaco-agua</b>	
3.4.1.2	Explicación del ciclo	
3.4.1.3	Mezclador antes del condensador	
3.4.1.4	Mezclador antes del absorbedor 1	
3.4.1.5	Intercambiador de calor interno del absorbedor	
3.4.1.6	Desorbedor 1 que participa en el intercambio de calor interno	
3.5.1	<b>Ciclo de simple efecto tiocianato de sodio-amoníaco (NH<sub>3</sub>-NaSCN)</b>	
3.5.1.2	Ecuaciones para refrigerante NH <sub>3</sub>	

<b>3.5.1.3 Solución NH<sub>3</sub>.NaSCN</b>	
<b>3.5.1.4 Principales ecuaciones</b>	
<b>3.6.1 Ecuaciones para el sistema termo solar y anexos de programación en el software</b>	
Capítulo 4. Resultados y análisis.....	57
<b>4.1.1 Resultados LiBr-H<sub>2</sub>O simple y doble efecto</b>	
<b>4.1.2 Resultados ciclo simple y doble efecto NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</b>	
<b>4.1.3 Resultados NH<sub>3</sub>-NaSCN</b>	
<b>4.1.4 Análisis de resultados</b>	
Capítulo 5. Anexos simulaciones.....	65
<b>5.1.1 Anexo simulación para LiBr-H<sub>2</sub>O simple efecto</b>	
<b>5.1.2 Anexo simulación para LiBr-H<sub>2</sub>O doble efecto</b>	
<b>5.1.3 Anexo programación EES para simple efecto NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</b>	
<b>5.1.4 Anexo programación EES para ciclo de doble efecto NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</b>	
<b>5.1.5 Programación EES para simple efecto NH<sub>3</sub>-NaSCN</b>	
<b>5.1.6 Anexos programación colectores solares</b>	
Conclusión.....	95
Referencias bibliográficas.....	96

## Lista de figuras

	<b>Pag</b>
(figura 1). Diagrama de ciclo de refrigeración por absorción NH <sub>3</sub> -NaSCN.....	28
(Figura 2). Esquema sistema termo solar.....	29
(figura 3). Ciclo de simple efecto LiBr-H <sub>2</sub> O.....	32
(Figura 4). COP y tasa de transferencia de calor del intercambiador de calor de solución.....	36
(figura 5). Diagrama intercambiador de calor para el evaporador.....	37
(figura 6). Diagrama intercambiador de calor para condensador.....	39
(figura 7). Diagrama de intercambiador para el desorbedor.....	40
(figura 8). Diagrama de transferencia de calor para absorbedor.....	41
(figura 9). Efecto de la temperatura de entrada del desorbedor (hecho en EES).....	42
(figura 10). Diagrama doble efecto LiBr-H <sub>2</sub> O.....	43
(figura 11). Ciclo de refrigeración por absorción NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O de simple efecto.....	47
(figura 12). Ciclo de doble efecto NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O modelado EES.....	49
(figura 15). Diagrama ciclo simple NH <sub>3</sub> -NaSCN.....	52

**Lista de tablas**

	<b>Pag</b>
(Tabla 1). Estados termodinámicos dentro del ciclo simple efecto LiBr-H <sub>2</sub> O.....	33
(tabla 2). Condiciones de estado doble efecto para LiBr-H <sub>2</sub> O.....	45-46
(tabla 3). Cuadro comparativo simple y doble efecto LiBr-H <sub>2</sub> O.....	46
(tabla 4). Valores de los coeficientes para las tres ecuaciones.....	53
(tabla 5). Valores de los coeficientes de la ecuación 2, para presión de vapor, entalpia, densidad.....	54



## Nomenclatura

Símbolo	Término	Unidad SI
A	Área	m <sup>2</sup>
c	Rango de capacitancia	KW/K
COP	coeficiente de operación	
$C_p$	calor específico a presión constante	J/g.C
dT	Delta de temperatura	K
err	Balance	
f	Relación de circulación de la solución	
h	Entalpia	kJ/kg
m	caudal masico	kg/sec
P	Presión	kpa
Q	Calidad de vapor	KJ KW
$\dot{Q}$	Transferencia de calor	
S	Entropía	kJ/kg
sw	Trabajo por unidad de masa	KJ/Kg
T	Temperatura	°c
u	Energía interna	KJ/Kg
UA	Coeficiente global de transferencia de calor por área	KW/K
v	Volumen	m <sup>3</sup>
v	Volumen especifico	m <sup>3</sup> /kg
W	Trabajo especifico	KW
$\dot{w}$	Potencia	kW
x	Fracción másica	(kg/kg)

### Subíndice

Símbolo	Término	Unidad SI
a	absorbedor	

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>
alta	Presión alta	Kpa
baja	Presión baja	Kpa
caliente	Tasa de capacitancia en la corriente caliente	
<i>c</i>	condensador	
cd	Desorbedor bajo-condensador alto	
<i>d</i>	desorbedor	
e	Evaporador	
energy	Balance de energía	
frio	Tasa de capacitancia en la corriente fría	
LiBr_abs	Balance de bromuro de litio en el absorbedor	
Mass_abs	Balance de masa en el absorbedor	
media	Presión media	Kpa
rango	Rango de presión	Kpa
rec	Rectificador	
S1	Solución en el intercambiado de calor 1	
S2	Solución en el intercambiado de calor 2	

<b>Abreviaturas</b>	<b>Termino</b>	<b>Unidad SI</b>
check	Comprobación	KW
DELTA	Diferencia	
eta	Eficiencia de la bomba	
epsilon	Eficiencia	
Hx	Intercambiador de calor	
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica	K
$LiBr - H_2O$	Bromuro de litio-agua	
min	Tasa de capacitancia mínima	
$NH_3 - H_2O$	Amoniaco-agua	
$NH_3 - NaSCN$	Tiocianato de sodio-amoniaco	
precooler	Pre enfriado	
RHX	Intercambiador de calor	
SHX	Solución en el intercambiado de calor	

## Resumen

Se realizó una simulación de un ciclo de refrigeración por absorción mediante ciclos de simple y doble efecto (solo simple para el caso de  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ), donde fue medido el equilibrio líquido-vapor de las mezclas  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ , para unos rangos de temperaturas y concentraciones de fracciones másicas dados, se usó un problema base en un invernadero y con este poder obtener datos específicos al momento de dar uso a los colectores solares. Empleando los nuevos valores de propiedades termodinámicas medidos por nosotros mismos y se compararon los resultados obtenidos con algunas fuentes bibliográficas para poder tener resultados concretos y hacer nuestra propia comparación. Los datos experimentales fueron correlacionados por ecuaciones polinomiales para poder simularlas en el software engineering equation solver (EES). El proyecto tuvo como finalidad realizar una comparación de resultados entre las mezclas para saber cuál de estas tenía mejor rendimiento y potencia, ya que la experimental fue propuesta por nosotros, los resultados arrojados fueron positivos puesto que se mantuvieron en los rangos de potencia, requerimiento calórico, entre otros.

***PALABRAS CLAVE:*** Absorción, mezclas, refrigeración, ciclos térmicos, Simulación numérica.

### Abstract

A simulation of an absorption refrigeration cycle was carried out using simple and double effect cycles (only simple for the case of NH<sub>3</sub>-NaSCN), where the liquid-vapor balance of the LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-NaSCN mixtures was measured, for given temperature ranges and concentrations of mass fractions, a base problem was used in a greenhouse and with this power to obtain specific data when using the solar collectors. Using the new values of the thermodynamic properties measured by ourselves and the results obtained are compared with some bibliographic sources in order to have concrete results and make our own comparison. The experimental data were correlated by polynomial equations in order to simulate them in the engineering equation solver software (EES). The purpose of the project was to make a comparison of results between the mixtures to find out which of these had the best performance and power, since the experimental one was proposed by us, the results obtained were positive since they remained in the ranges of power, caloric requirement, among others.

**Keywords:** Absorption, blends, refrigeration, thermal cycles, numerical simulation.

## Introducción

En Colombia las temperaturas superiores a 23°C cubren el 65% de la extensión del país, por esta razón el consumo eléctrico residencial es alto, especialmente en verano (teniendo en cuenta que Colombia no es un país con estaciones y llamamos invierno la época de lluvia donde las temperaturas disminuyen solo un poco)<sup>1</sup>, esto causa un gran problema no solo para la economía de los ciudadanos, sino también ambiental y social, principalmente por el uso de aires acondicionados y estos se basan en el consumo de energía eléctrica. En Neiva gran parte de las viviendas cuentan con al menos un aire acondicionado, el consumo de energía eléctrica de las viviendas se ve reflejado en el uso de estos teniendo en cuenta que el precio del kW/h de Neiva<sup>2</sup> es alto en comparación a otras ciudades donde el costo de vida es más elevado (precio establecido a nivel general de Colombia)<sup>3</sup>. Los sistemas de refrigeración por absorción tienen la ventaja de consumir una pequeña cantidad de energía eléctrica en comparación a los sistemas de compresión a vapor, debido a que podemos usar la energía solar para poder aplicar calor en el generador(desorbador) donde tenemos los tipos de mezclas de trabajo.

---

<sup>1</sup> <https://es.weatherspark.com/y/23310/Clima-promedio-en-Colombia-durante-todo-el-a%C3%B1o>

<sup>2</sup> <https://www.electrohuila.com.co/wp-content/uploads/2022/10/Tarifa-Septiembre-2022-Mod.pdf>

<sup>3</sup> <https://www.larepublica.co/economia/precio-de-bolsa-de-energia-tuvo-un-incremento-de-47-90-en-segundo-mes-de-2022-3330012#:~:text=En%20contratos%20para%20atender%20la,234%2C01%20COP%2FkWh.>

## Antecedentes

El uso de amoníaco y bromuro de litio en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado tienen una larga trayectoria ya que sus propiedades termodinámicas son excelentes, tienen un calor latente de evaporación solo superado por el agua, pero a diferencia de esta puede operar a temperaturas por debajo de los  $-40^{\circ}\text{C}$  en el caso de amoníaco y en bromuro de litio hasta  $0^{\circ}\text{C}$ .

Aunque estos compuestos tienen un problema de toxicidad, se han vuelto a posicionar como un refrigerante muy importante que además de sus propiedades termodinámicas, no dañan la capa de ozono ni tienen ningún efecto de tipo invernadero por lo tanto es un refrigerante ecológico. Para evitar problemas por su toxicidad, se recomienda tener un mantenimiento preventivo y buen manejo de las mezclas en todo el circuito ya que este debe estar totalmente hermético y evitar fugas de estas.

En los sistemas de refrigeración convencionales (aires acondicionados) el buen funcionamiento del condensador es vital, porque es ahí donde se disipa el calor ganado durante el proceso de evaporación y durante el proceso de compresión mecánica, así como calor por sobrecalentamiento ganado en algún punto del sistema, en algunos casos si el condensador no funciona adecuadamente se puede tener hasta un 20% más de consumo de energía. En el caso de una refrigeración por absorción es muy importante realizar un buen diseño en el absorbedor o como lo conocemos comúnmente, generador, ya que en este ocurren acontecimientos de transferencia de calor y de masa y estos están asociados a calores ganados durante la evaporación, la generación y el calor exotérmico de la absorción.

La mezcla de bromuro de litio-agua es más usada en casos de refrigeración de viviendas, edificios e invernaderos. En el caso del amoníaco-agua es más usada para la industria alimentaria, donde se necesita congelar, hacer hielo, entre otras cosas; con este proyecto se quiere plantear un estudio teórico experimental de una refrigeración por absorción usando las mezclas antes mencionadas y también tiocianato de sodio-amoníaco, en las cuales se hará un análisis de cuál de las tres mezclas tiene mejor eficiencia (COP).

## Planteamiento de problema

En la región de Neiva-Huila donde estará enfocado este proyecto, se tiene una media de temperatura que fluctúa entre 26 a 30°C, por esta razón se acude a sistemas de refrigeración en las viviendas y en los edificios. Por otro lado, los invernaderos, ya que si hablamos de frutas y vegetales que se dan en condiciones de temperatura más bajas a la media de temperatura de Neiva, estos tienen que encontrar una manera de disminuirlas en sus instalaciones. Los aires acondicionados son sistemas que tienen un consumo excesivamente alto de energía eléctrica y por la cual estos electrodomésticos no están haciendo bien al planeta. La demanda de aires acondicionados sigue creciendo cada año y son más los hogares que optan por instalar este tipo de sistemas, incluso más de uno por casa.<sup>4</sup> El tipo de gases y soluciones que usan estos tipos de refrigeración, tienen como consecuencia que emiten más componentes contaminantes y nocivos a la atmósfera. Es un verdadero círculo vicioso, pues a más aparatos mayor consumo y más cantidad de CO<sub>2</sub> vertida a la atmósfera, por lo tanto, aumenta el cambio climático que provoca elevaciones de temperaturas y sigue aumentando la necesidad de refrigeración.

La tecnología de refrigeración y aire acondicionado es una tecnología que se usa tanto a nivel comercial, como industrial y tiene innumerables aplicaciones. Por ejemplo, el uso de ventilación y acondicionamiento de aire en invernaderos lo que nos permite maximizar la producción de alimentos al controlar temperaturas y humedades relativas para que las especies estén en un ambiente idóneo para su crecimiento. Tradicionalmente al

---

<sup>4</sup> <https://www.jcdingenieriatermica.com/comportamiento-del-sector-de-refrigeracion-en-colombia/>



hablar de acondicionamiento de aire se piensa en la tecnología de ciclos de compresión de vapor, los cuales conllevan un alto costo energético y que es suplido en su totalidad por energía eléctrica. Lo que limita la aplicación de este tipo de ciclos a la producción agrícola ya que se produciría un incremento en los gastos asociados a la producción de alimentos. Por el contrario, en el caso de los ciclos de refrigeración por absorción al ser accionados por energía térmica y en el caso de lugares con alta incidencia de energía solar como es el caso de Neiva (Huila) (4.5 - 5 KWh/m<sup>2</sup>)<sup>5</sup>. Podríamos evaluar la posibilidad de usar este tipo de tecnologías para acondicionar invernaderos en la región, también pueden ser usados en la industria que maneja productos congelados. Sin incrementar los costos de producción, ni el consumo de energía eléctrica y aprovechar la energía solar térmica de la región.

---

<sup>5</sup> <http://atlas.ideam.gov.co/visorAtlasRadiacion.html>

## **Objetivos**

### **Objetivo general**

Estimar y comparar el rendimiento y las condiciones de operación de ciclos de refrigeración por absorción con tres mezclas de trabajo para su uso potencial en la industria y vivienda.

### **Objetivos específicos**

1. Implementar numéricamente en el programa EES las propiedades termo físicas de las mezclas de trabajo seleccionadas.
2. Simular numéricamente los ciclos de refrigeración seleccionados (simple efecto y doble efecto).
3. Comparar los rendimientos de operación (COP) y los estados termodinámicos obtenidos en cada configuración planteada.

## **Justificación**

En la sociedad moderna se enfatiza el ahorro energético debido a todos los problemas que tenemos de contaminación, en el sector de la refrigeración residencial e industrial, es importante buscar soluciones que ayuden a aumentar las eficacias de los ciclos térmicos, lo que implica un ahorro energético, por otro lado también es necesario buscar tecnologías que nos permitan no depender tanto de la energía eléctrica, bajo estas condiciones los ciclos de refrigeración por absorción pueden ser una alternativa a gran escala para ser usados en la refrigeración residencial e industrial.

El presente trabajo de grado tendrá como objetivo evaluar el rendimiento de los ciclos de refrigeración por absorción bajo diferentes condiciones de operación y utilizando tres tipos de combinaciones, dos comerciales y una experimental.

## Capítulo 1. Marco teórico

### 1.1.1 Preámbulo a los sistemas de refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción son sistemas utilizados para generar frío con propiedades termodinámicas. Logrando la transferencia de calor de un lugar a otro, pudiendo con ello enfriar lugares cálidos restando clima. Actualmente, estos sistemas tienen diversas aplicaciones en diferentes procesos de compresión o absorción en los sectores residencial e industrial.

Un sistema de refrigeración por absorción funciona con el mismo principio que un sistema de compresión (vapor convencional), el enfriamiento que se produce es por evaporación del refrigerante, aprovechando que las sustancias absorben calor al cambiar de estado (líquido-gas).

### 1.1.2 Descripción de sistemas de refrigeración por absorción

Los sistemas de operación de las máquinas de absorción están conformados principalmente por:

- Evaporador
- Absorbedor
- Intercambiador de calor
- Desorbedor
- Condensador
- Bomba de solución
- Válvula de expansión

Los sistemas de refrigeración son procesos que operan en circuito cerrado y se basan en el uso de dos niveles de presión donde ocurre un intercambio de calor latente, por lo tanto, a temperatura constante, favoreciendo temperaturas de evaporación y condensación por debajo y por encima de la temperatura ambiente.

### **1.1.3 Fluidos de trabajo en los sistemas de refrigeración**

Un proceso de refrigeración por absorción requiere dos fluidos de trabajo para su operación específica, un refrigerante y un absorbente, y estas mezclas generalmente se consideran pares de trabajo. Las sustancias y mezclas deben tener propiedades físicas que conduzcan a un buen proceso de absorción. Características tales como:

#### **1.1.3.1 Insuficiencia de fase solida**

Se debe ratificar que bajo condiciones de operación en diferentes áreas del proceso no se presenten formaciones de sólidos, minimizando probabilidades de obstrucción.

#### **1.1.3.2 Relación**

Una buena correlación en el par de trabajo contribuye a la solubilidad, lo cual el valor del coeficiente de operación resulta menor que la unidad para el refrigerante, que es beneficioso para reducir la cantidad de absorbente que debe circular en el proceso. Por otro lado, una afinidad que puede ser necesario para la implementación de un equipo al momento de separar el refrigerante del absorbente.

#### **1.1.3.3 Volatilidad**

En determinadas condiciones de presión, el ciclo se debe reconocer una amplia diferencia entre las temperaturas de ebullición del absorbente y el refrigerante, siendo menores la de este último consumo.

#### **1.1.3.4 Resistencia y corrosión**

El trabajo del ciclo hace que los fluidos sean tratados a condiciones extremas de trabajo, la durabilidad química de la mezcla impide formaciones de gases, sólidos o sustancias corrosivas y minimiza el costo de fabricación al rectificar la necesidad de utilizar materiales complejos.

#### **1.1.3.5 Seguridad**

La utilización de mezclas que no sean tóxicas ni inflamables e impactos ambientales y la seguridad en la salud de las personas.

Las mezclas bromuro de litio-agua ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ -el agua como refrigerante y el bromuro de litio como absorbente) y amoníaco-agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  -el agua actuando como absorbente y el amoníaco como refrigerante) presentemente afianzando como los dos pares más trabajados e implementados en sistemas de refrigeración por absorción, favoreciendo el uso en procesos de refrigeración y climatización con múltiples condiciones de operación.

### **1.1.4 Refrigerante**

Es la encargada de absorber calor al material o elementos que requieren reducir la temperatura; sucesivamente en el ciclo se evapora (absorbiendo calor) y se condensa (cediendo calor), en el condensador y el evaporador correspondientemente. Contar con un buen refrigerante que contenga una alta entalpía de vaporización y calor latente, una baja

temperatura de enfriamiento (congelación), solidez térmica y química y un bajo costo de operación.

### **1.1.5 Absorbente**

Es el que se comporta para absorber el refrigerante, determinando un óptimo desempeño dentro del sistema de operación y que dicho fluido obtenga propiedades con baja volatilidad con él elevando su punto de ebullición, estabilidad química, baja viscosidad y bajo punto de congelación.

### **1.1.6 Equipos que conforman los sistemas de refrigeración por absorción**

#### **1.1.6.1 Evaporador**

Se comporta como un intercambiador de calor ubicado en la distribución a la que se desea enfriar, el refrigerante aprovecha el calor absorbido para realizar un cambio en el estado de líquido-gas, dicha energía designada como capacidad frigorífica del sistema de operación.

#### **1.1.6.2 Absorbedor**

Se encarga de mezclar el refrigerante que llega del evaporador y pasa por encima en refrigerante (solución débil) proveniente del desorbedor expulsando calor en el procedimiento. Teniendo en cuenta que la absorción es eficiente a bajas temperaturas permitiendo el rechazo de calor hacia el ambiente.

#### **1.1.6.3 Bomba de solución**

El empeño primordial es elevar la presión de la solución que proviene del absorbedor y es transportado al absorbedor, normalmente son implementadas bombas con recorridos positivos.

#### **1.1.6.4** válvula de expansión

Este elemento es el encargado de reducir la presión de las circulaciones líquidas, se operan en los sistemas de refrigeración al menos por medio de dos válvulas, una para la solución débil antes de la entrada del absorbedor y la otra para el ingreso del refrigerante antes del evaporador.

#### **1.1.6.5** Intercambiador de calor

Son dispositivos que permiten remover calor de un punto a otro de manera explícita en un determinado sistema de aplicación.

#### **1.1.6.6** Desorbedor

Es un sistema del equipo de absorción cuyo trabajo es separar y purificar el refrigerante del fluido de trabajo (absorbente) utilizando calor como fuente de energía.

#### **1.1.6.7** Condensador

Se encarga de intercambiar calor para enfriar el refrigerante destilado del desorbedor (alta presión y temperatura) obteniendo un fluido líquido frío.

### **1.1.7 Funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción**



El frío se origina en el evaporador, donde el refrigerante o el fluido que se trabaja se evapora y el calor es transferido al condensador, donde el refrigerante se condensa y la energía que promueve el calor de baja a altas temperaturas como energía mecánica al compresor.

El vapor producido en el evaporador es absorbido en un absorbente líquido que se encuentra en el absorbedor en el cual es una sal diluyendo su concentración, el proceso realizado es exotérmico siendo necesario para refrigerar el absorbedor a un nivel térmico con el objetivo de aumentar la solubilidad del refrigerante estando el calor evaporado al igual que el evaporador.

La solución diluida es bombeada al desorbedor, el cual se encuentra a mayor temperatura, donde el refrigerante se libera en forma de vapor. Se suele introducir en el intercambiador de calor que recupera el calor del flujo de la solución concentrada que posteriormente retorna al absorbedor con el fin de brindarle eficacia al ciclo.

En el desorbedor se le adhiere calor mediante una fuente externa (generadores de calor, solar, etc.) lo cual hace que se separe el refrigerante del absorbente, incrementando su concentración. la solución concentrada retorna hacia el absorbedor, previo paso por el intercambiador de calor y una válvula de expansión con el fin de igualar ambas presiones entre el generador y el absorbedor.

Con relación al refrigerante, en el condensador pasa a estado líquido y retorna al evaporador cruzando por la válvula de expansión lo cual permite su difusión y posteriormente vaporización mediante el calor del circuito de refrigeración a baja presión. La temperatura del evaporador permite establecer la presión mínima, lo que produce la

refrigeración del flujo exterior en el evaporador, cuanto menor sea el valor menor es la presión.

### **1.1.8 Sistema de refrigeración por absorción bromuro litio-agua (LiBr-H<sub>2</sub>O).**

Este fluido de trabajo que utiliza el agua como refrigerante y el bromuro de litio como absorbente, por lo tanto, se limita a temperaturas de refrigeración superiores a 0°C. Es una sal con capacidad de absorber agua tanto en fase líquida como es en fase de vapor.

El circuito de solución circula entre el desorbedor y el absorbedor. El líquido es bombeado desde la baja presión del desorbedor hasta alta temperatura en el desorbedor, donde se suministra calor por medio externos como fuentes de calor o fuentes de combustión etc. donde el sistema es trabajo en dos niveles de presión de alta y baja.

En la operación real habrá pérdidas de presión asociadas con el flujo a través de los componentes y cambios de elevación en el sistema.

El nivel de temperatura requerido se rige por las propiedades de trabajo y el funcionamiento de los componentes. Para una máquina de LiBr de efecto simple el calor del desorbedor debe suministrarse por encima de una temperatura de 90 °C.

### **1.1.9 Sistema de refrigeración por absorción amoníaco agua (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O).**

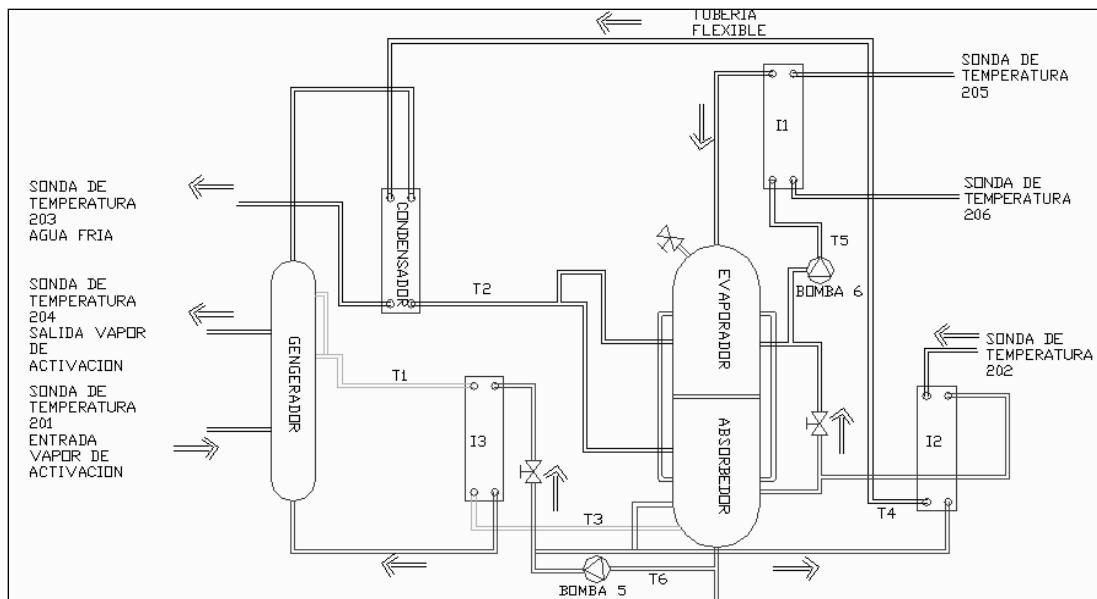
**El amoníaco es un gas incoloro de baja densidad a temperatura ambiente donde cuenta con una masa molecular de 17.03 g/mol, por lo tanto, es más ligero que el aire, donde puede ser almacenado y transportado como líquido a baja presión de densidad crítica.**

El refrigerante como amoníaco donde la presión en el desorbedor a las temperaturas que normalmente se encuentran de aire acondicionados refrigeración es relativamente alta.

El absorbente como el agua el vapor generado en el desorbedor contiene una cierta cantidad de agua (típicamente del orden de 5%), la fracción de masa en el vapor depende de la mezcla líquida en el desorbedor, la temperatura y diseño. Una diferencia importante es que el absorbente (agua) tiene una presión de vapor que no es despreciable en relación con el amoníaco. El vapor se genera en el desorbedor donde contiene una cierta cantidad de agua al 5%.

### **1.2.0 sistema de refrigeración por absorción NH<sub>3</sub>-NaSCN**

En la actualidad la mezcla NH<sub>3</sub>-NaSCN está siendo considerada como un opción viable para ser empleada como fluido de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción utilizando energía de activación proveniente de la energía solar térmica o el calor residual de algún proceso, esto debido a las ventajas que se generan al utilizar esta mezcla en lugar de las mezclas tradicionales como NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O y LiBr-H<sub>2</sub>O e inclusive de algunas que solo están en etapas de investigación como lo es la mezcla NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>. Algunas de las ventajas son, tiene una temperatura de activación menor, el rango de solubilidad es muy bueno, en comparación con la mezcla LiBr-H<sub>2</sub>O no necesita de rectificadores para una separación de refrigerante, absorbedor, etc. Sin embargo, a pesar de todas estas propiedades termodinámicas utilizadas para todas las simulaciones y modelizaciones, hasta hoy en día en ciclos y sistemas de refrigeración por absorción con esta mezcla, se han tomado como base los escasos datos experimentales disponibles, realizados ya hace más de 45 años, los cuales se ha llegado a la conclusión que son limitados e inconclusos para algunas propiedades, ya que tienen mucha incertidumbre relacionada con ellos.



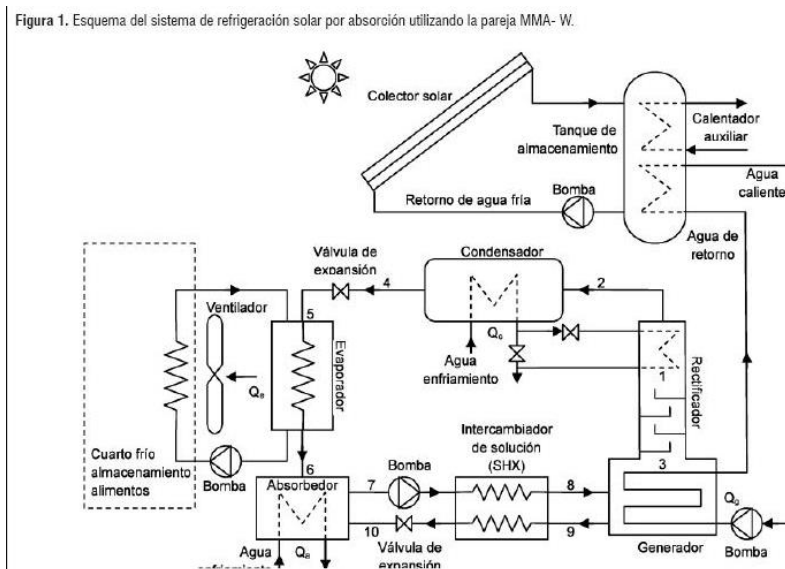
(figura 1). Diagrama de ciclo de refrigeración por absorción NH<sub>3</sub>-NaSCN

### 1.2.1 Sistema termo solar

La refrigeración por absorción es un sistema que funciona con el uso de vapores residuales, resistencias eléctricas y agua caliente, es decir que todo tipo de energía que permite intercambiar calor es apropiado para el funcionamiento de este tipo de sistemas. El sol es la mayor fuente de energía, cada día golpean 173.000 Tera vatios de energía a la tierra procedentes del sol y la cual puede ser aprovechada para intercambiar calor y generar frío. En el generador (desorbedor) que hace la función de un compresor, se ensambla un colector solar térmico, el cual permite que las sustancias como el refrigerante y su medio de transporte que es el absorbente puedan evaporarse por el calor generado, logrando un cambio de estado de vapor a vapor sobrecalentado a una alta presión.

La técnica utilizada para enfriar el circuito de agua refrigerada, es el ciclo de absorción de LiBr-H<sub>2</sub>O accionado el generador con agua caliente procedente de los captadores solares térmicos, a una temperatura nominal entre 80 y 88°C, aunque ya se logra el efecto frigorífico con agua caliente a partir de 70°C. La capacidad frigorífica depende de la temperatura de entrada del agua caliente, siendo mayor cuanto más elevada sea esta.

Aunque es necesario realizar un cálculo preciso en función de la ubicación del campo solar y las características de los paneles utilizados, para una primera aproximación, utilizando agua caliente a 88°C, se puede considerar que se necesitan en torno a 2,5-3 m<sup>2</sup> de superficie de captación por cada KW de capacidad frigorífica de la enfriadora de absorción. Para dicho calculo se usa también el software EES, donde aplicamos una formula y nos da el área que necesitamos para poder saber que tanto campo solar necesitamos para poder calentar agua y tenerla almacenada.



(Figura 2). Esquema sistema termo solar. (Tomado de Cesar A. 2010)

## Capítulo 2. Estado del arte

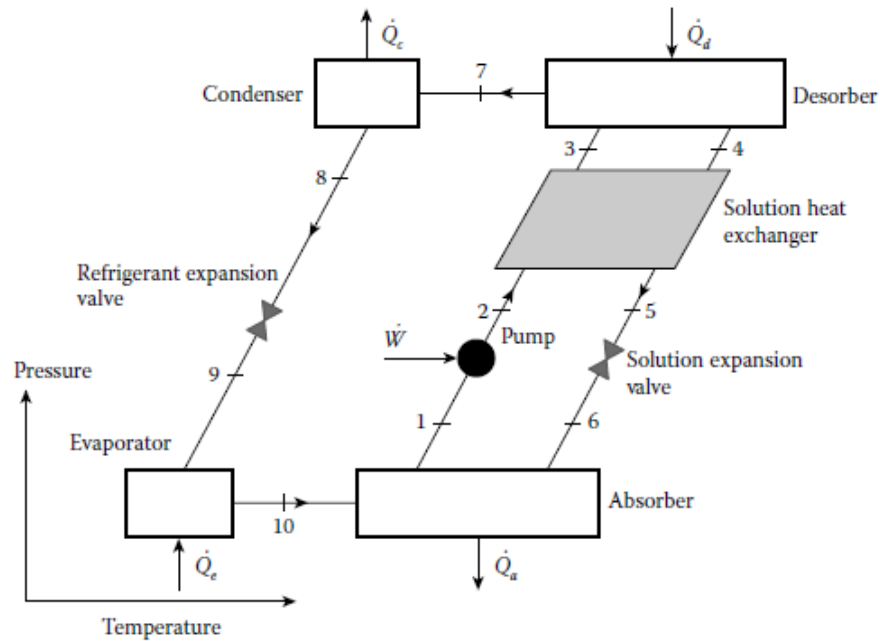
En la literatura de la cual se tomaron los artículos, proyectos, revistas de las cuales son las que nos aportaron más información y diferentes maneras de proceder para este proyecto, se discuten diferentes investigaciones enfocadas en evaluar los sistemas de refrigeración por absorción en varias condiciones de explotación con diferentes configuraciones y fuentes de calor (Assilzadeh, F., Kalogirou, S.A., Ali, Y., et al. (2005) Simulation and Optimization of aLiBr Solar Absorption Cooling System with Evacuated Tube Collectors; Omar Ketfi, Mustapha Merzouk, Nachida Kasbadji Merzouk, Mahmoud Bourouis. (2017) Feasibility study and performance evaluation of low capacity water-LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian climates zones;). Varias de ellas, evalúan el desempeño de los sistemas de refrigeración, con simulaciones termodinámicas usando softwares especializados (Matlab y EES), modelos termodinámicos, transferencia de calor y herramientas financieras (Luis A. Bujedo, Juan Rodriguez, Pedro J. Martinez(2011), Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load; Argiou et al,2005; G. Gutierrez Urueta, P. Rodriguez, M. Venegas, F. Ziebler, M.C. Rodriguez (2011), Experimental performances of a LiBr-water absorption facility equipped with adabatic absorber; D.C. Wang, Y.H.Li, D.Li, Y.Z.Xia, J.P.Zhang (2010), A reviw on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems). Una de estas investigaciones, estima el desempeño de los sistemas de refrigeración de simple y doble efecto para suministrar agua a 7°C en cinco zonas climáticas de Argelia (Omar Ketfi, Mustapha Merzouk, Nachida Kasbadji Merzouk, Mahmoud Bourouis. (2017) Feasibility study and performance evaluation of low capacity water-LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian climates zones). En ella, solamente fue factible cubrir la carga completa

de refrigeración de solo dos de las cinco zonas climáticas del país, debido a las condiciones ambientales. También, se ha evaluado el potencial de los sistemas de absorción de diferentes (hoteles, oficinas y residencias) de varias ciudades en Portugal, Italia, España, Grecia, Egipto, Irán, Turquía, Estados Unidos y Alemania alcanzando buenos resultados económicos y técnico.

En Colombia, la implementación y evaluación de tecnología renovables no convencionales como la refrigeración por absorción ha sido lenta (Rosso y Kafarvo, 2015; congreso de Colombia, 2018). Se han identificado varias instalaciones de sistemas de refrigeración por absorción, sin embargo, la evaluación del potencial de la misma ha sido poca (UPME, 2015). En particular, una empresa ubicada en barranquilla manifestó un trámite para el cambio de un chiller por compresión por un chiller de absorción (TECNGLASS S.A, 2016). En ella, se muestra que dicha tecnología disminuye el consumo de electricidad de 4.130 MWh/año a 51.000 KWh/año y de la emisión de CO<sub>2</sub> de 2.144 toneladas por año, pero el costo de adquisición fue de \$1.035.000.000 COP. En general, las metodologías evaluadas en diferentes zonas climáticas del mundo son empleadas para identificar los potenciales de la refrigeración por absorción impulsando su introducción (Tiago y Oliveira, 2009; Dominkovic et al, 2015; Vaibhav et al,2015); sin embargo, se destaca que, para cada zona, su factibilidad técnica y económica puede variar significativamente incluso, impidiendo su implementación y correcto funcionamiento.

### **Capítulo 3. Diseño metodológico**

### 3.1.1 Ciclo de efecto simple LiBr-H<sub>2</sub>O



(figura 3). Ciclo de simple efecto LiBr-H<sub>2</sub>O. (tomado del libro *absorption chillers and heat pumps*).

#### 3.1.1.2 Análisis de caudal masico dentro del ciclo de efecto simple LiBr-H<sub>2</sub>O

La tasa de flujo masico neto para cada uno de los componentes debe ser cero. Por lo tanto, según la literatura se supone que no producen reacciones químicas entre el agua y el bromuro de litio, el caudal masico neto de cada uno de las sustancias en cualquier componente también debe ser cero. Como tenemos dos sustancias H<sub>2</sub>O y LiBr, solo hay dos balances de masa independientes el cual explicaremos más adelante. A continuación, realizaremos el balance de masa en el desorbedor y se describiría así

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (\text{ecu 1})$$



El balance de las sustancias de bromuro de litio, suponiendo que el vapor que sale del desorbedor contiene cero de sal.

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (\text{ecu 2})$$

El balance de masa de agua se obtiene restando la ecuación 2 de la ecuación 1

$$\dot{m}_3(1 - x_3) = \dot{m}_4(1 - x_4) + \dot{m}_7 \quad (\text{ecu 3})$$

*(Tabla 1). Estados termodinámicos dentro del ciclo simple efecto LiBr*

### 3.1.1.3 Estados termodinámicos dentro del ciclo

Estado	Condiciones del estado
1	Solución líquido saturado por lo tanto se toma la calidad del vapor en 0
2	Solución líquida subenfriada
3	Solución líquida subenfriada
4	Solución líquido saturado, calidad de vapor 0
5	Solución líquida subenfriada
6	Vapor-líquido, si la Eff del intercambiador de la solución se establece por encima a 80% el estado 6 sería subenfriado
7	Vapor de agua sobrecalentado
8	Agua líquida saturada, calidad de vapor 0
9	Estado de agua vapor-líquido
10	Vapor de agua saturad, calidad de 1.0

En el estado 7 se especifica como vapor de agua sobrecalentado basado en la perspectiva de que la corriente es agua pura a una temperatura por encima de su temperatura de saturación a la presión del desorbedor. Normalmente las condiciones tomadas para los ciclos según la literatura de referencia, se asume que las condiciones de

solución saturada a la salida de cada uno de los cuatro componentes principales como lo son el desorbedor, absorbedor, condensado y evaporador.

Los estados en las salidas de las válvulas de expansión se determinan aplicando un balance de energía en la válvula, suponiendo una expansión adiabática

$$\text{Válvula 1} \quad \dot{h}_6 = \dot{h}_5 \quad (\text{ecu. 4})$$

$$\text{Válvula 2} \quad \dot{h}_9 = \dot{h}_8 \quad (\text{ecu. 5})$$

Por lo tanto, los datos de estos estados representan el estado general de dos fases. Por consiguiente, los valores de entalpia, fracción de masa y tasa de flujo de masa enumerados son para el flujo total de dos fases en este estado. Se obtiene una mejor comprensión del estado en estos puntos calculando la calidad del vapor para determinar la cantidad de vapor que se evapora a medida que se produce la expansión.

#### 3.1.1.4 Análisis del balance energético

Se calcularon los balances de masa y energía en cada uno de los componentes del sistema para obtener la solución de la tabla. En esta sección, los valores de transferencia de calor se producen por medio de fórmulas en cada uno de los componentes. Este proceso es muy importante ya que con estos datos garantizaríamos de que el modelo en la programación arroje resultados correctos.

El balance de energía en el evaporador se determina de esta manera

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 = 10.47 \text{ KW} \quad (\text{ecu 6})$$

Para el condensador

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 = 14.09 \text{ KW} \quad (\text{ecu 7})$$

Las ecuaciones 6 y 7 se simplifican dado que los caudales masico son los mismos en la entrada y salida.

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 = 15.05 \text{ KW} \quad (\text{ecu 8})$$

Para el absorbedor

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 = 18.88 \text{ KW} \quad (\text{ecu 9})$$

Balance de energía en el lado caliente de la solución en el intercambiador de calor

$$\dot{Q}_{hx_c} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 = 3.11 \text{ KW} \quad (\text{ecu 10})$$

Balance de energía en el lado caliente de la solución en el intercambiador de calor

$$\dot{Q}_{hx_f} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = 3.11 \text{ KW} \quad (\text{ecu 11})$$

Balance de energía en la bomba

$$\dot{W} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 = 0.000200 \text{ KW} \quad (\text{ecu 12})$$

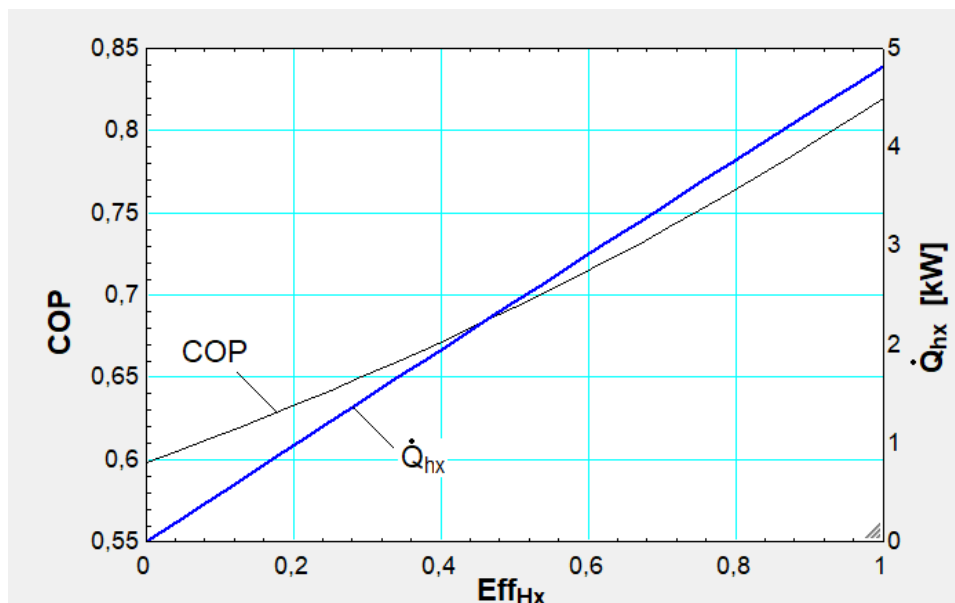
### 3.1.1.5 Intercambiador de calor de solución

La eficiencia del intercambiador de calor de la solución se define como la relación entre las tasas de transferencia de calor reales y las máximas posibles. La tasa de transferencia de calor máxima posible es el producto de la tasa de capacitancia mínima y la diferencia de temperatura entre las corrientes entrantes

$$\varepsilon_{shx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} = \frac{88 - 52}{88 - 31} = 0.63 \quad (\text{ecu. 13})$$

La eficiencia la tomamos como un dato de entrada por lo tanto no se programó en el software, por esta razón se explica con cual ecuación se halló. Esta información es necesaria para examinar la influencia del intercambiador de calor de la solución en el rendimiento del ciclo (COP) ejecutando los plots para un rango de valores de eficiencia. A medida que varía la eficiencia, cambian los estados de salida en ambos lados del intercambiador de calor de la solución y esto tiene influencia en los requisitos de transferencia de calor en el absorbedor y desorbedor. Tenemos que tener en cuenta que el COP varia si la tasa de transferencia de calor del desorbedor varia ya que en este caso la formula va ser calor del evaporador sobre calor de desorbedor.

*Figura modelada en el software EES*



(Figura 4). COP y tasa de transferencia de calor del intercambiador de calor de solución. (Los autores).

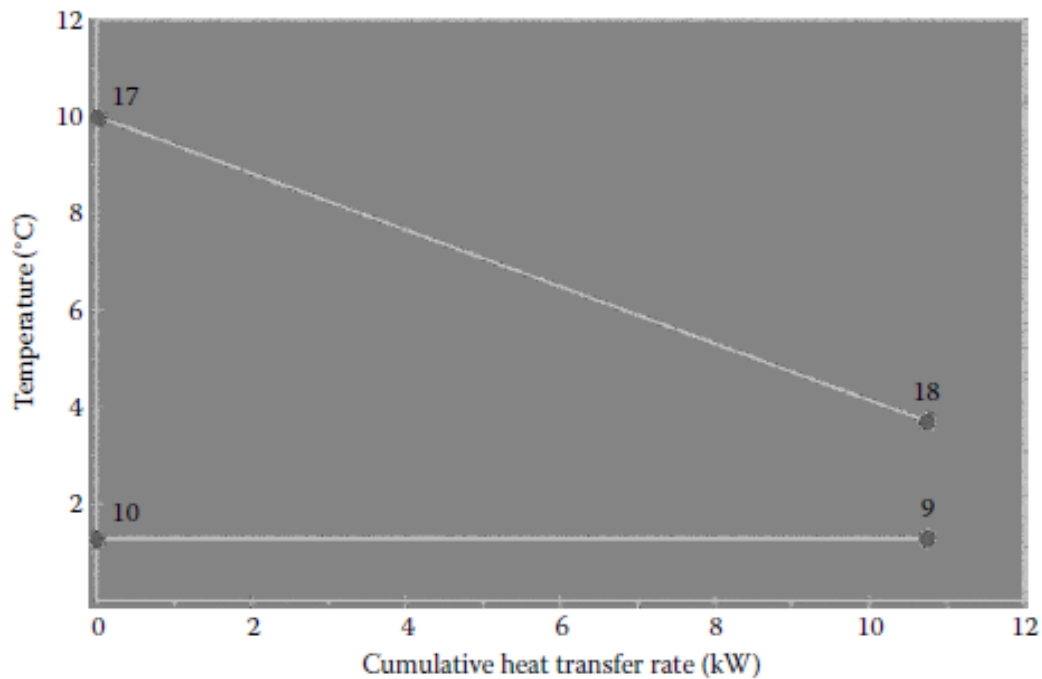
### 3.1.1.6 Modelos con intercambiadores de calor

En esta sección hablaremos de los procesos acoplados de transferencia de calor y masa en las cuatro esquinas del ciclo y se realiza con una formula general dando como resultado una unidad de área por unidad de energía o calor (UA), hallaremos la tasa de transferencia de calor del evaporador usando este método con LMTD (diferencia de temperatura media logarítmica).

$$\dot{Q}_e = LMTD_e * UA_e = 10.47 \text{ KW} \quad (\text{ecu 14})$$

Donde LMTD se expresa como

$$LMTD_e = \frac{(dT_{a_e} - dT_{b_e})}{\ln\left(\frac{dT_{a_e}}{dT_{b_e}}\right)} = 4.654 \text{ K} \quad (\text{ecu 15})$$



(figura 5). Diagrama intercambiador de calor para el evaporador. (tomada del libro *absorption chillers and heat pumps acondicionadas a nuestras propiedades*).

De lo anterior concluimos que podemos hallar la tasa de transferencia de calor de un componente de dos maneras distintas, en este proyecto usamos LMTD ya que este se usa para determinar la fuerza que impulsa la transferencia de calor en sistemas de flujo y es un método en el que se analiza la temperatura del fluido frío y del fluido caliente; teniendo como un máximo de temperatura para el fluido caliente y como un mínimo para el fluido frío.

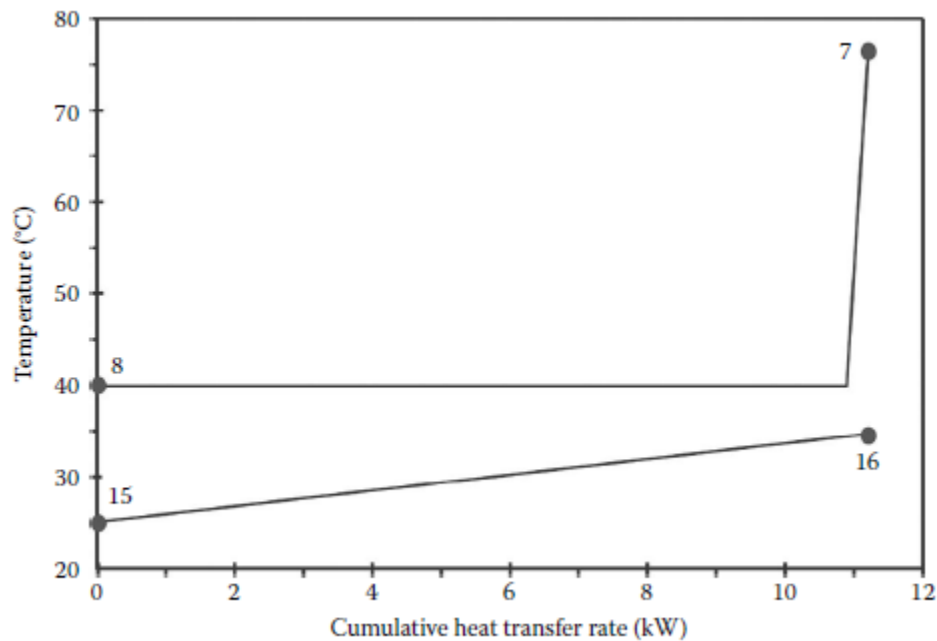
Entre los lados caliente y frío del evaporador el intercambiador de calor no está particularmente bien emparejado porque el circuito de transferencia de calor experimenta una disminución de  $6.2K(T_{17} - T_{18})$ , mientras que el fluido que se evapora experimenta una disminución de cero ( $T_{10} = T_9$ ). Según la literatura el diseño del evaporador podría tener una mejor eficiencia si se aumenta la temperatura de la tasa de flujo de fluido de transferencia de calor, pero tendría un problema que tendría mayor potencia de bombeo en el circuito externo.

Análisis del rendimiento del condensador

$$\dot{Q}_c = UA_c LMTD_c = 14.09 \text{ KW} \quad \text{(ecu 16)}$$

$$LMTD_c = \frac{(dT_{ac} - dT_{bc})}{\ln\left(\frac{dT_{ac}}{dT_{bc}}\right)} = 11.75 \text{ K} \quad \text{(ecu 17)}$$

En el condensador ignora el efecto de temperatura de la sección de disminución de calor ( $T_7 - T_8 = 32$ ), esto equivale a un 2.7% de disminución de calor de la energía total transferida al condensador. En este condensador hay buena eficiencia de diseño según la literatura y función mejor que el evaporador.



(figura 6). Diagrama intercambiador de calor para condensador. (tomada del libro *absorption chillers and heat pumps acondicionadas a nuestras propiedades*).

Análisis de rendimiento para el desorbedor

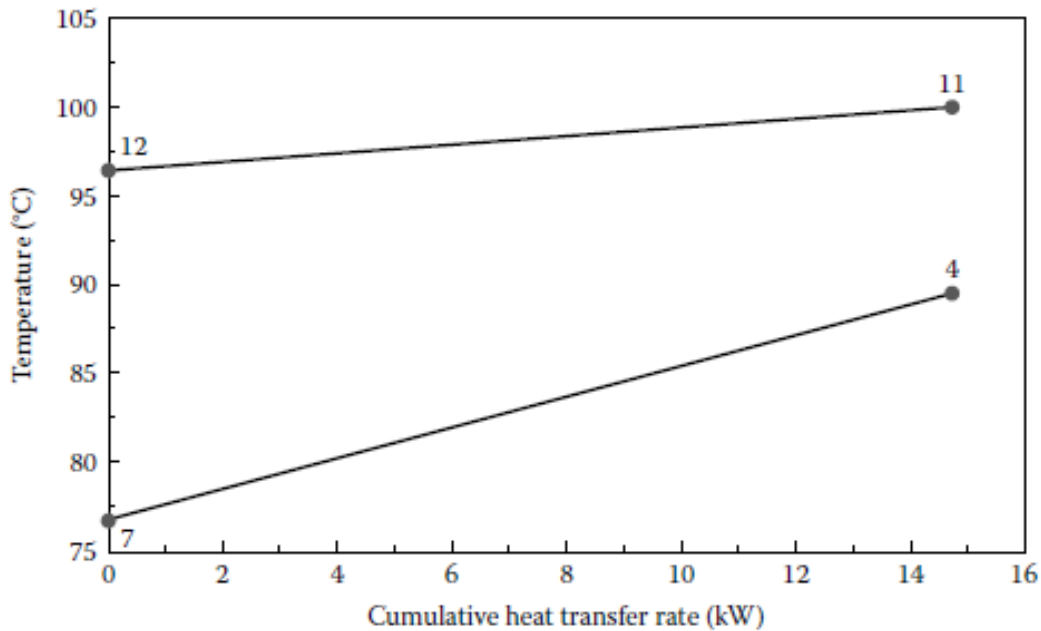
$$\dot{Q}_d = UA_d * LMTD_d = 15.05KW \quad (\text{ecu 18})$$

Donde

$$LMTD_d = \frac{(dT_{a_d} - dT_{b_d})}{\ln\left(\frac{dT_{a_d}}{dT_{b_d}}\right)} = 15.05 K \quad (\text{ecu 19})$$

La tasa de transferencia de calor y LMTD son iguales ya que  $UA_d = 1$ . Se desprecia la entrada de temperatura subenfriada en el estado 3. En vez del estado subenfriado, el extremo de baja temperatura del lado frío del intercambiador de calor se tomaron los datos de temperatura de saturación lo que significa que los datos de presión y fracción de masa

son los mismos del estado 7. El desorbedor o generador muestra un alza en su temperatura ( $T_4 - T_7 = 12$ ). En el desorbedor y absorbedor donde se da una diferencia de temperatura en el lado de la solución, existe una oportunidad natural de obtener un beneficio termodinámico del ajuste de temperatura.



(figura 7). Diagrama de intercambiador para el desorbedor. (tomada del libro *absorption chillers and heat pumps acondicionadas a nuestras propiedades*).

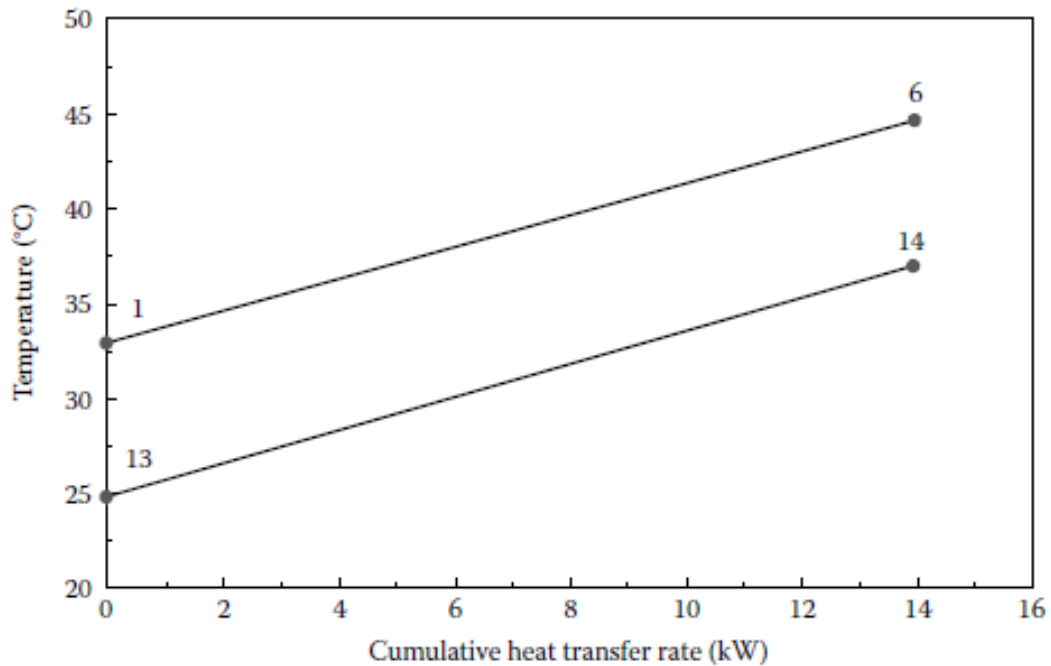
Análisis en el absorbedor

$$\dot{Q}_a = UA_a * LMTD_a = 18.88 \text{ KW} \quad (\text{ecu 20})$$

$$LMTD_a = \frac{(dT_{a_a} - dT_{b_a})}{\ln\left(\frac{dT_{a_a}}{dT_{b_a}}\right)} = 10.49 \text{ K} \quad (\text{ecu 21})$$

La temperatura que se obtuvo por el absorbedor es la mejor de todos los componentes.





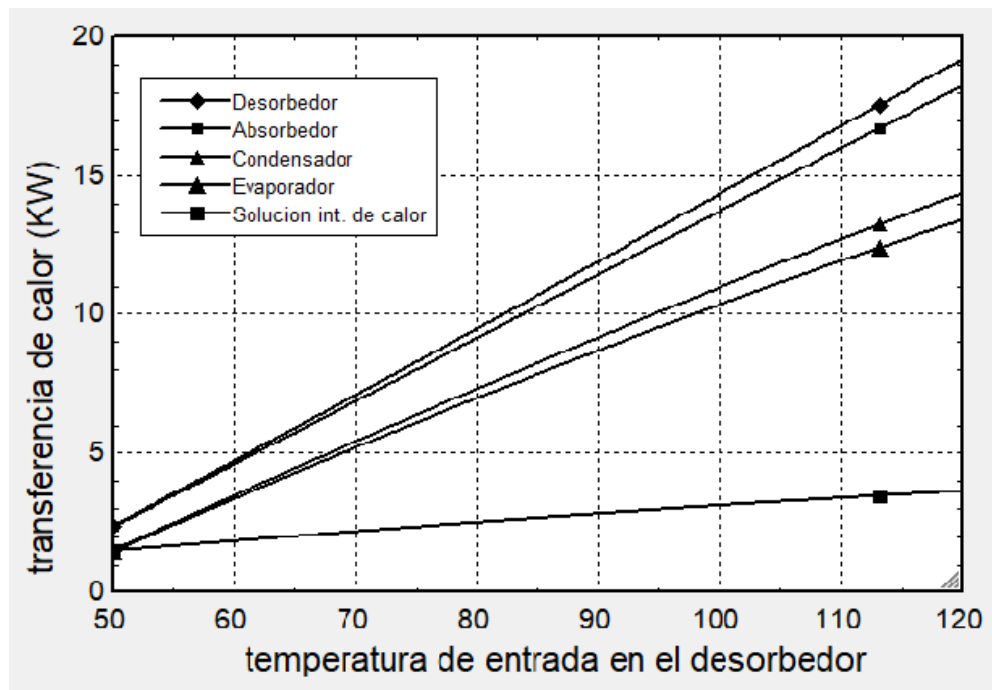
(figura 8). Diagrama de transferencia de calor para absorbedor. (tomada del libro *absorption chillers and heat pumps acondicionadas a nuestras propiedades*).

### 3.1.1.7 COP

El coeficiente de rendimiento u operación (COP), este se puede hallar para una bomba de calor, un refrigerador o un sistema de refrigeración, como es en este caso de refrigeración por absorción, es la relación entre el calor o el aire acondicionado útil proporcionado y el trabajo requerido. Para este caso de LiBr-H<sub>2</sub>O usamos la formula siguiente

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_d} = 0.727 \quad (\text{ecu 22})$$

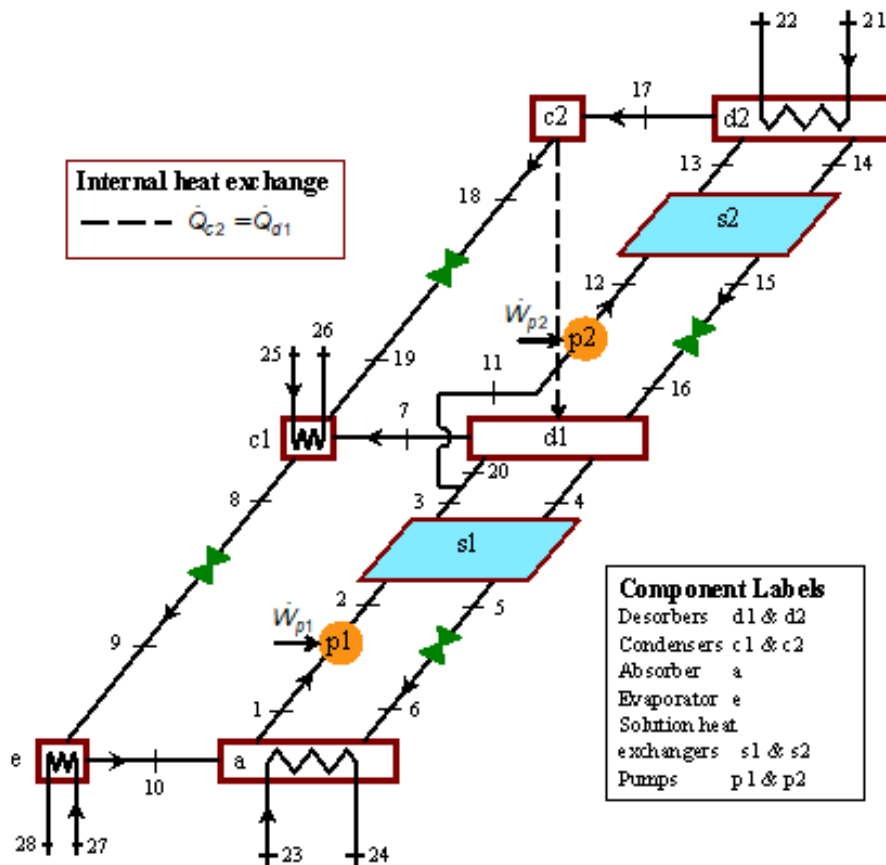
Este valor que nos proporciona el software con nuestra programación y valores propios está entre los valores comunes para enfriadores de LiBr-H<sub>2</sub>O de efecto simple. En una maquina comercial, el intercambiador de calor de solución tendría una efectividad mayor que la que se usó aquí, pero hay irreversibilidades internas que este modelo ignora. (Keith E. 2016).



(figura 9). Efecto de la temperatura de entrada del desorbedor (hecho en EES, los autores)

### 3.2.1 Ciclo doble efecto LiBr-H<sub>2</sub>O

En cuanto al termino doble efecto se refiere al hecho de que la entrada de calor a alta temperatura se usa dos veces dentro del ciclo para generar vapor. En este ciclo tendremos que tener en cuenta la diferencia que hay entre un ciclo de simple efecto y doble efecto simple y paralelo y cual escogimos y el por qué.



(figura 10). Ciclo de doble efecto LiBr-H<sub>2</sub>O modelado en EES. (los autores).

Para entender un poco mejor, una tecnología de doble efecto es mejor en comparación de una de simple efecto ya que esta aprovecha más el potencial de trabajo de las sustancias (exergía) de las fuentes de calor de alta temperatura para lograr un mayor coeficiente de rendimiento (COP). Según las literaturas usadas un COP de una máquina de absorción de simple efecto BrLi-H<sub>2</sub>O debe estar en 0.7 y es esencialmente independiente de la temperatura de entrada de calor.

### 3.2.1.2 Ecuaciones del sistema

Balance de energía en el desorbedor de alta (desorbedor 2)

$$\dot{Q}_{d2} = \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{13}h_{13} \quad (\text{ecu 23})$$

Balance de energía para condensador de alta (condensador 2)

$$\dot{Q}_{c2} = \dot{m}_{17} * (h_{17} - h_{18}) \quad (\text{ecu 24})$$

Balance de energía para el evaporador

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_9 * (h_{10} - h_9) \quad (\text{ecu 25})$$

Balance de energía para el absorbedor

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (\text{ecu 26})$$

La finalidad por la cual queremos obtener el COP de simple y doble efecto es para obtener un resultado concreto y mejor en cada una de las mezclas.

Las diferencias en el equipo de doble efecto son que aquí tenemos dos intercambiadores (uno de alta y otro de baja), dos desorbedores, dos condensadores, cuatro válvulas (dos de expansión y dos de estrangulamiento) y dos bombas.

La entrada de calor en la máquina de doble efecto se produce a una temperatura más alta que la de simple efecto. A comparación de una tecnología de simple efecto, el doble efecto toma el calor a una temperatura más alta, pero la rechaza aproximadamente a la misma temperatura y proporciona refrigeración a aproximadamente la misma temperatura. Aquí se supone que las caídas de presión ocurren solo en las válvulas de estrangulamiento y los aumentos de presión ocurren solo en las bombas.

### 3.2.1.3 Cuidados del circuito

En cuanto a cuidados y problemas en ciclos de doble efecto es que los problemas de corrosión son más graves ya que en esta tecnología se van a manejar temperaturas más altas. Las fracciones de masa serán más elevadas por lo tanto se debe tener cuidado ya que pasaría el punto más bajo en la cristalización y podría causar daños como lo muestra la figura 3.

En cuanto a formulas y se manejaron las mismas con diferencias de que en este ciclo se manejaron más estados como lo veremos en la programación en los anexos de EES.

*(tabla 2). Condiciones de estado doble efecto para LiBr-H<sub>2</sub>O*

### 3.2.1.4 Condiciones de estado para LiBr-H<sub>2</sub>O doble efecto

Estado	Condiciones de estado
1	Solución líquida saturada, calidad de vapor 0
2	Solución líquida subenfriada,
3	Solución líquida subenfriada
4	Solución líquida saturada, calidad de vapor 0
5	Solución líquida subenfriada
6	Estado de solución de dos fases
7	Vapor de agua sobrecalentado, se supone que tiene 0 contenido de sal
8	Agua líquida saturada, calidad de vapor 0
9	Estado de agua vapor-líquido
10	Vapor de agua saturado, calidad de vapor 1
11	Solución líquida saturada, calidad 0
12	Solución líquida subenfriada

13	Solución líquida subenfriada
14	Solución líquida saturada, calidad 0
15	Solución líquida subenfriada
16	Estado de solución en dos fases
17	Vapor de agua sobrecalentado, suponiendo que tiene 0 contenido de sal
18	Agua líquida saturada, calidad 0
19	Estado de agua vapor-líquido

(*tabla 3*). Cuadro comparativo simple y doble efecto LiBr-H<sub>2</sub>O

### 3.2.1.5 Cuadro comparativo simple y doble efecto de LiBr-H<sub>2</sub>O

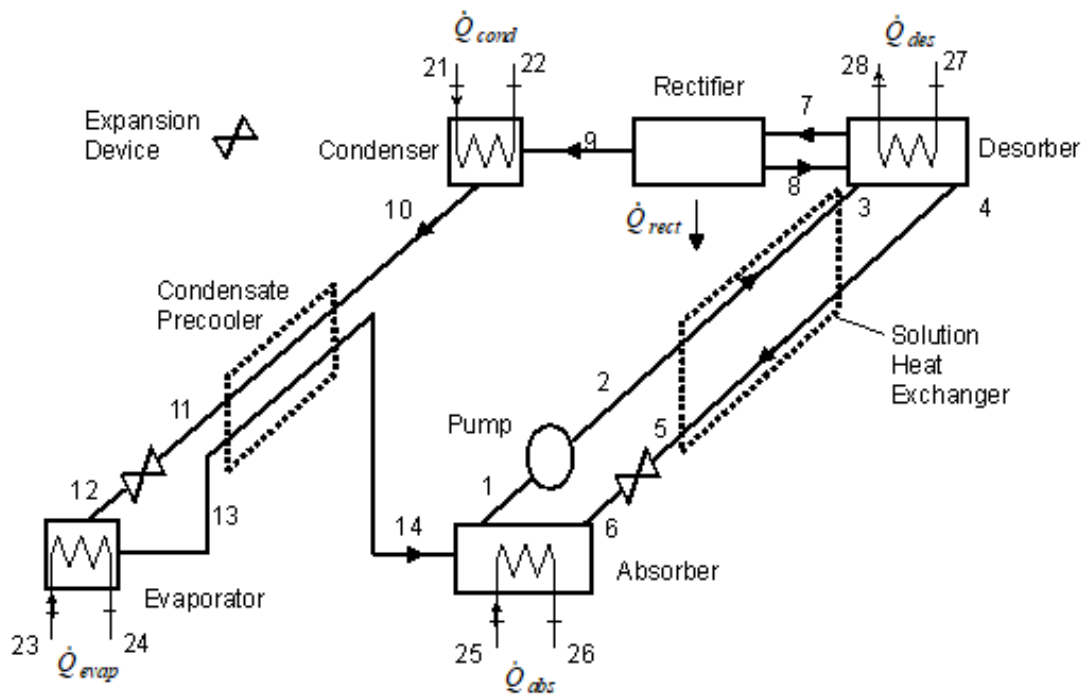
Configuración	COP	Capacidad e (KW)
Doble efecto	1.139	309.6
Simple efecto	0.727	10.47

Como podemos evidenciar en lo antes mencionado, el COP en un sistema de doble efecto es más efectivo que uno de simple efecto usando la mezcla de bromuro de litio agua.

### 3.3.1 Ciclo de simple efecto amoníaco-agua (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O)

Los ciclos de refrigeración por absorción de amoníaco agua simple efecto son parecidos a los de bromuro de litio agua, sin embargo, hay varios tienen demasiados detalles que son muy diferentes y estos se diferencian por las propiedades del fluido, en este caso el amoníaco que es el refrigerante y el agua el absorbente, en el bromuro de litio es al contrario el agua es el refrigerante y el bromuro de litio el absorbente.

El amoníaco es una sustancia natural y es utilizada en grandes cantidades, en los campos de agricultura, como fertilizante y como materia prima para fibras, plásticos y explosivos. El amoníaco es altamente soluble en agua.



(figura 11). Ciclo simple efecto NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O modela EES. (los autores).

Cabe resaltar que el amoníaco es una sustancia tóxica para la salud del ser humano, es fácil de distinguir una fuga en un sistema que use este, ya que este emite un olor fuerte. Por estas razones un diseño de un sistema de refrigeración por absorción usando amoníaco debe estar muy bien estandarizado, para prevenir que el sistema no presente pérdidas y sea muy hermético.

### 3.3.1.2 Formulas adicionales en software (EES)

En el caso de amoníaco agua fue más compleja la parte de programar ya que tocó implementar bibliografía diferente a la poca que tiene el software acerca de esta mezcla,

por lo tanto, usamos una formula estándar del software en el que se le asignan unos datos de entrada para que este nos arroje los resultados de salida (PROCEDURE)

$$PROCEDUREshx(\epsilon; \dot{m}_f; \dot{m}_c; T_{in_f}; T_{in_c}; c_{p_c}; c_{p_f}; T_{out_c}; T_{out_f}; \dot{Q}) \quad (\text{ecu 27})$$

En este caso lo usamos para obtener datos de la solución en el intercambiador de calor.

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_b + \dot{Q}_d} = 0.4954 \quad (\text{ecu 28})$$

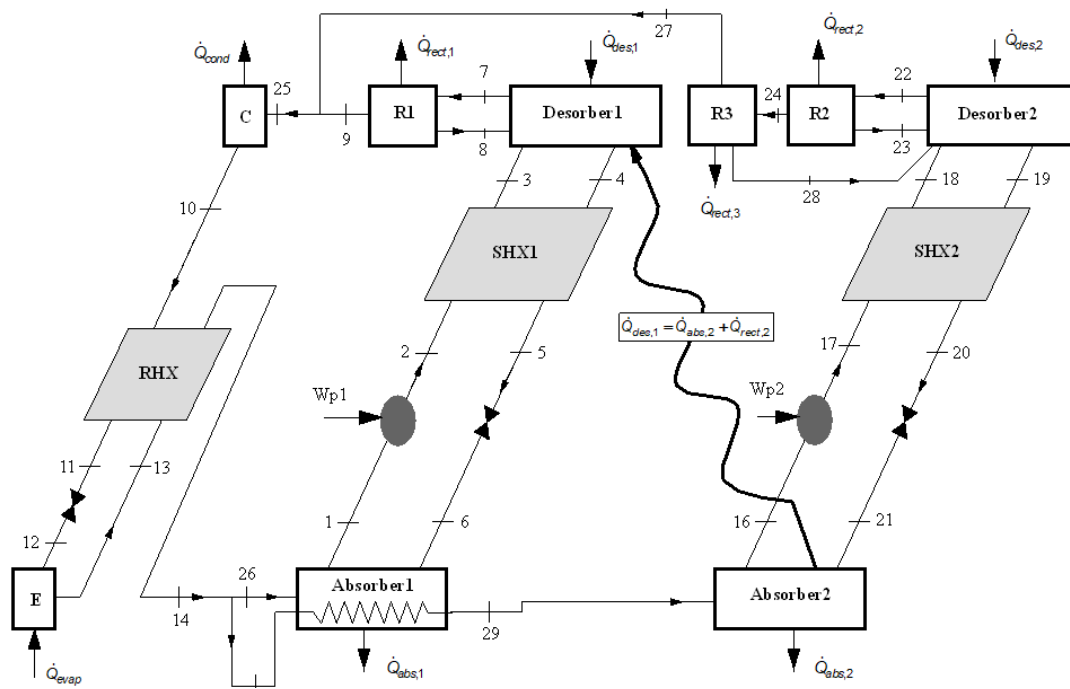
Se halla dos COP ya que en uno se tiene en encuentra la potencia de la bomba y el otro se halla despreciando esta potencia.

### 3.3.1.3 Rectificador

Se observa en los resultados que las tasas de capacidad caloríficas de las dos corrientes (fría y caliente), no coinciden perfectamente, normalmente en este tipo de refrigeración por absorción de amoníaco agua, la corriente que sale del absorbedor tiene la tasa de flujo masico más alta y, por lo tanto, una tasa de capacitancia más alta que la corriente que sale del desorbedor, este desequilibrio se puede compensar haciendo que la solución rica que sale del absorbedor circule a través del rectificador como refrigerante antes de ingresar al intercambiador de calor de la solución.

### 3.4.1 Ciclo de doble efecto amoníaco-agua





(figura 12). Ciclo de doble efecto  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  modelado EES. (los autores).

Al igual que en el bromuro de litio-agua, aquí en amoníaco-agua también se presenta que el doble efecto en cuestión de eficiencia es mejor del simple efecto, pero es por poco, pero aun así es más eficiente. El sistema de amoníaco agua cuenta con dos desorbedores, dos intercambiadores de calor para la solución, tres rectificadores, dos absorbedores, un evaporador, un condensador, un intercambiador de calor para refrigerante, tres válvulas y dos bombas.

### 3.4.1.2 Explicación del ciclo

La tasa de flujo masico se da para el flujo que pasa a través de la bomba 1. La tasa de flujo a través de la bomba 2 es una variable dependiente.

La eficiencia de la bomba se establece en un valor ideal (estándar), pero para esta especificación tiene poco efecto sobre los demás componentes del ciclo de absorción. Sin embargo, en la práctica, el diseño de la bomba de solución para un sistema amoniaco agua no es trivial debido a la diferencia de alta presión y la posibilidad de burbujas de vapor a la entrada.

Las especificaciones de fracción de masa de amoniaco pueden verse como objetivos de diseño de ciclo. La concentración de vapor en la salida del rectificador idealmente seria amoniaco puro, pero eso requeriría un rectificador muy grande y complejo.

#### 3.4.1.3 Mezclador antes del condensador

Antes del condensador, las corrientes 27 y 9 se mezclan, lo que da como resultado la mezcla 25, donde se supone que el proceso es adiabático

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{27} + \dot{m}_9 \quad (\text{ecu 29})$$

$$\dot{m}_{25}x_{25} = \dot{m}_{27}x_{27} + \dot{m}_9x_9 \quad (\text{ecu 30})$$

$$\dot{m}_{25}x_{25} = \dot{m}_{27}h_{27} + \dot{m}_9h_9 \quad (\text{ecu 31})$$

Uno de los resultados de los balances de masa para todo el ciclo es que  $x_9 = x_{27}$ , que se requiere para una solución de estado estacionario.

#### 3.4.1.4 Mezclador antes del absorbedor 1

Antes del absorbedor1 la corriente 14 se divide en las corrientes 26 y 15. Se supone que este proceso es adiabático y está bien mezclado

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{26} + \dot{m}_{15} \quad (\text{ecu 32})$$

$$x_{26} = x_{14} \quad (\text{ecu 33})$$

$$x_{15} = x_{14} \quad (\text{ecu 34})$$

$$h_{26} = h_{14} \quad (\text{ecu 35})$$

$$h_{15} = h_{14} \quad (\text{ecu 36})$$

Estas ecuaciones requieren que el estado de ambas corrientes de salida sea igual al estado de la corriente de entrada.

#### 3.4.1.5 Intercambio de calor interno del absorbedor

Ecuaciones de balance de masa para el lado del absorbedor son

$$\dot{m}_{25} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (\text{ecu 37})$$

$$\dot{m}_{26}x_{26} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (\text{ecu 38})$$

La ecuación de balance de masa en el lado del vapor

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{29} \quad (\text{ecu 39})$$

$$x_{15} = x_{29} \quad (\text{ecu 40})$$

Ecuación para el balance de energía

$$\dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_{15}h_{15} = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{29}h_{29} + \dot{Q}_{a1} \quad (\text{ecu 41})$$

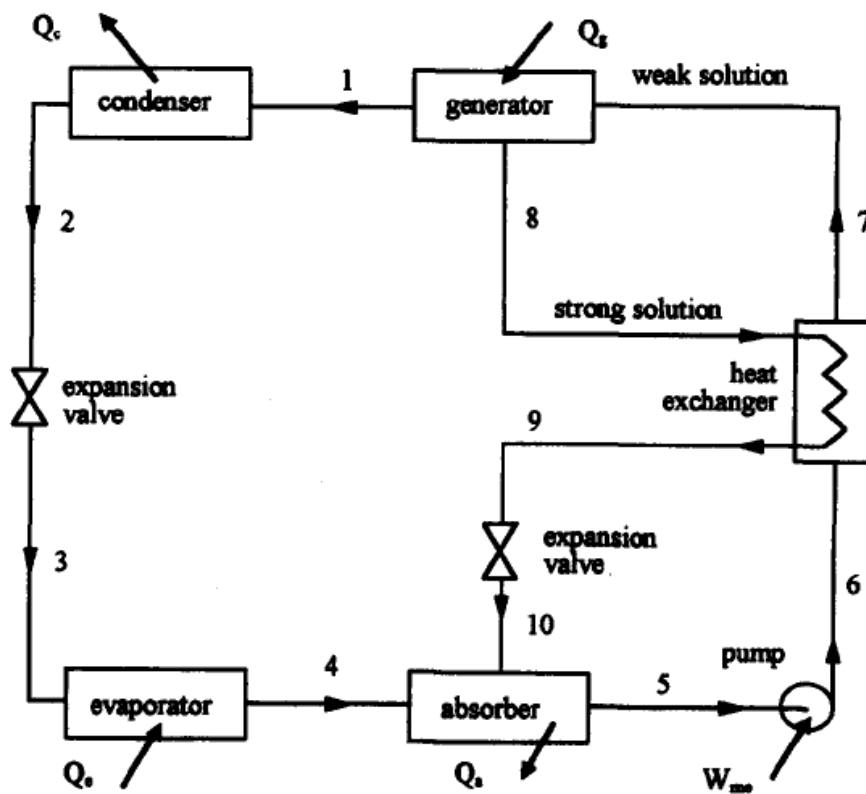
#### 3.4.1.6 Desorbedor 1 que participa en el intercambio de calor interno

La energía requerida por el desorbedor 1 es suministrada únicamente por la salida combinada del absorbedor 2 y el rectificador 2

$$\dot{Q}_{a1} = \dot{Q}_{a2} + \dot{Q}_{r2} \quad (\text{ecu 42})$$

### 3.5.1 Ciclo efecto simple tiocianato de sodio-amoniaco (NH<sub>3</sub>-NaSCN)

Se escribieron las propiedades termodinámicas de la solución amoniaco-tiocianato de sodio utilizadas, presión de vapor, densidad, entalpia, las cuales fueron publicadas por Chaudhari y Martinez et al (2010), respectivamente en ecuaciones polinómicas y se programaron en el software (EES), junto con los balances de calor y masa de cada componente del ciclo de refrigeración por absorción, la configuración elegida es la de un ciclo de efecto simple.



(figura 13). Diagrama ciclo simple NH<sub>3</sub>-NaSCN.

### 3.5.1.2 Ecuaciones para refrigerante NH<sub>3</sub>

$$P(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273.15)^i \quad (\text{ecu 43})$$

$$h_i(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273.15)^i \quad (\text{ecu 44})$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 273.15)^i \quad (\text{ecu 45})$$

(tabla 4). Valores de los coeficientes para las tres ecuaciones

i	ai equation (1)	bi equation (2)	ci equation (3)
0	4.2871E-01	1.9876E+02	1.4633+03
1	1.6001E-02	4.4644E+0	1.2839E+0
2	2.3652E-04	6.2790E-03	-1.1501E-02
3	1.6132E-09	1.4591E-04	-2.1523E-04
4	2.4303E-09	-1.5262E-06	1.9055E-06
5	-1.2494E-11	-1.8069E-08	25608E-08
6	1.2741E-13	1.9054E-10	-2.5964E-10
standar error	1.6000E-03	8.5626E+00	1.0590E+01
Mean deviation	1.2520E-02	5.5660E-03	3.6790E-03

Todas las propiedades fueron presentadas de esta forma por Sun et al (1998) y fueron tomadas tal cual con fines de facilitar las comparaciones de resultados.

### 3.5.1.3 Solución NH<sub>3</sub>-NaSCN

La presión de vapor y la densidad se calculan por medio de las siguientes ecuaciones respectivamente

$$\log\left(\frac{p}{kpa}\right) = A + \frac{B}{T/K} + \frac{C}{(T/K)^2} \quad (\text{ecu 46})$$

$$\frac{p}{kg} \cdot m^3 = A + B \cdot \left(\frac{T}{K}\right) \quad (\text{ecu 47})$$

Para las dos ecuaciones anteriores los coeficientes se calculan de la siguiente manera y con ayuda de la tabla 5.

$$A = \sum_{i=0}^3 a_i \cdot W_1^i \quad B = \sum_{i=0}^3 b_i \cdot W_1^i \quad C = \sum_{i=0}^3 c_i \cdot W_1^i \quad (\text{ecu 48})$$

La entalpia de la solución que siempre se encuentra en estado líquido, se calcula por la siguiente ecuación, también con ayuda de la tabla 5

$$\frac{h}{\text{kJ.Kg}} = \sum_{i=0}^2 \left[ A_i \cdot W^i + B_i \cdot W^i \cdot \left(\frac{T}{K}\right) + C_i \cdot W^i \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^2 \right] \quad (\text{ecu 49})$$

(tabla 5). Valores de los coeficientes de la ecuación 2, para presión de vapor, entalpia, densidad

coeficiente	P=p (T, W), (ecu 27)	h=h (T, W) (ecu 30)	P= p (T, W) (ecu 28)
$a_0$	7.281	3850.0	1748.02
$a_1$	-9.986	-12500.0	-1528.30
$a_2$	18.092	7670.0	845.01
$a_3$	-8.376	0.0	0.00
$b_0$	-1736.8	-25.0	-1.522
$b_1$	6632.1	75.80	2.803
$b_2$	-11032.4	-48.40	-2.846
$b_3$	4921.5	0.00	0.000
$c_0$	-212933.5	0.0462	0
$c_1$	-49179.5	-0.1280	0
$c_2$	425731.7	0.0861	0
$c_3$	-255949.3	0.0000	0

### 3.5.1.4 Principales ecuaciones

COP, coeficiente de rendimiento

$$COP = \frac{Q_e}{Q_d + W_b} \quad (\text{ecu 50})$$

Conservación de la masa y energía para el generador o desorbedor

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad (\text{ecu 51})$$

$$m_7 x_7 = m_1 + m_8 x_8 \quad (\text{ecu 52})$$

$$Q_d = m_1 h_1 + m_8 h_8 - m_7 h_7 \quad (\text{ecu 53})$$

Las cantidades de los flujos de las soluciones fuertes y débil pueden ser determinadas

$$m_8 = \frac{1-x_7}{x_7-x_8} m_1 \quad (\text{ecu 54})$$

$$m_7 = \frac{1-x_8}{x_7-x_8} m_1 \quad (\text{ecu 55})$$

La razón de la circulación del sistema puede ser derivada como

$$F = \frac{m_7}{m_1} \quad (\text{ecu 56})$$

El balance de energía para el intercambiador de calor de solución sería así

$$T_9 = s_{hx}T_6 + (1 - s_{hx})T_8 \quad (\text{ecu 57})$$

$$h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_6}(h_8 - h_9) \quad (\text{ecu 58})$$

El incremento de energía debido a la bomba

$$h_6 = h_5 + (p_6 - p_5)v_6 \quad (\text{ecu 59})$$

$$W_b = (p_6 - p_5)v_6 \quad (\text{ecu 60})$$

Balances de energía para el absorbedor, condensador y evaporador

$$Q_a = m_4h_4 + m_{10}h_{10} - m_5h_5 \quad (\text{ecu 61})$$

$$Q_c = m_1(h_1 - h_2) \quad (\text{ecu 62})$$

$$Q_e = m_1(h_4 - h_3) \quad (\text{ecu 63})$$

Las ecuaciones presentadas fueron similares a las usadas por Sun et al (1998), para realizar su simulación y como en el caso anterior nos ayuda a que la comparación sea posible.

Por razones de falta de información pudimos solo realizar el ciclo de efecto simple para esta mezcla, por lo tanto, tomaremos de referencia el COP de esta y lo compararemos con las otras mezclas que realizamos también.

### 3.6.1 Ecuaciones para el sistema termo solar y anexos de programación en el software

Para calcular hallar el área requerida para el colector solar tenemos una ecuación estándar para todas las mezclas

$$A = \frac{\dot{Q}_d * 0.6}{n * G} \quad \text{(ecu 64)}$$

Donde  $\dot{Q}_d$  es la energía del desorbedor, este dato se tomará correspondiente según la mezcla que se use, en la programación estará especificada y este se multiplicara por 0.6 lo cual es el aporte que queremos según la zona geográfica (Neiva-Huila).

$n$  sería el equivalente a la radiación útil de Neiva que se encuentra en un rango de 4.5 a 5 KW/m<sup>2</sup>, tomaremos 4.5 como referencia.

$G$  es el rendimiento del panel solar los cuales según fabricantes se encuentran entre 0.5 y 0.85, tomaremos de referencia un 0.76.<sup>6</sup>

---

<sup>6</sup> <https://uvadoc.uva.es/bitstream/handle/10324/44681/TFG-I-1697.pdf?sequence=1>



En este cálculo la única variable diferente será la energía de cada uno de los desorbedores, puesto que el dato que hará las diferencias de área para los colectores solares será este.

Para obtener unos datos más precisos, realizamos un análisis experimental para un invernadero, con datos de temperatura, volumen, calores específicos, entre otros. Según el resultado de esta programación nos arroja un Q de evaporador de 156 KW, por lo tanto, tomaremos valores en los UA en cada una de las mezclas para que el valor del Q en el evaporador sea lo más cercano a este dato que obtuvimos en la programación correspondiente, ya que, para realizar simulaciones que tengan coherencia necesitamos partir de un mismo punto para todos. Con el dato del área hallado podemos saber que tipo de colector usar, como nuestro caso no es de diseñar, no optaremos por decir que colector usaremos, pero el valor que nos da es importante para poder programar los UA en las mezclas y dar datos coherentes y no salir del rango de cada uno.

#### **Capítulo 4. Resultados modelados en el software (EES)**

##### **4.1.1 Resultados LiBr-H<sub>2</sub>O simple y doble efecto**

Sort	1 $h_i$	2 $m_i$	3 $P_i$	4 $Q_i$	5 $T_i$	6 $x_i$
[1]	82,7514	0,05	0,662	0,000	31,3415	0,5000
[2]	82,7556	0,05	7,610		31,3436	0,5000
[3]	146,0413	0,05	7,610		62,6071	0,5000
[4]	220,5045	0,04527	7,610	0,000	88,9513	0,5000
[5]	150,6067	0,04527	7,610		52,0824	0,5000
[6]	150,6067	0,04527	0,662	0,006	43,7347	0,5000
[7]	2642,0130	0,00473	7,610		76,1783	0,0000
[8]	169,8977	0,00473	7,610	0,000	40,5725	0,0000
[9]	169,8977	0,00473	0,662	0,066	1,0961	0,0000
[10]	2502,5356	0,00473	0,662	1,000	1,0961	0,0000
[11]	419,1676	1			100,0000	
[12]	404,1133				96,4294	
[13]	104,8299	0,28			25,0000	
[14]	172,2456				41,1271	
[15]	104,8299	0,28			25,0000	
[16]	155,1686				37,0416	
[17]	42,0214	0,4			10,0000	
[18]	15,8426				3,7694	

(anexo 1). Resultados LiBr-H<sub>2</sub>O simple efecto

COP= 0.727

Sort	1 $h_i$	2 $P_i$	3 $Q_i$ [-]	4 $T_i$ [mixed]	5 $X_i$	6 $\dot{m}_i$ [kg/sec]	7 $v_i$
[1]	83,3967	0,947	0,000	34,31	0,54000	0,0100	0,0006239
[2]	83,3987	4,065		34,31	0,54000	0,0100	
[3]	118,3409	4,065		51,27	0,54000	0,0100	
[4]	202,3768	4,065	0,000	77,40	0,62000	0,0800	
[5]	127,6314	4,065		37,31	0,62000	0,8699	
[6]	127,6314	0,947	0,000	37,31	0,62000	0,8699	
[7]	2612,5987	4,065		60,30	0,00000	0,0602	
[8]	122,5153	4,065	0,000	29,25	0,00000	0,1301	
[9]	122,5153	0,947	0,039	6,18	0,00000	0,1301	
[10]	906,0609	0,947	1,000	3,49	0,00000	0,1301	
[11]	118,3409	4,065		51,27	0,54000	0,5374	0,0006277
[12]	118,3773	62,127		51,28	0,54000	0,5374	
[13]	196,0330	62,127		88,35	0,54000	0,5374	
[14]	330,9674	62,127	0,000	145,17	0,62000	0,4675	
[15]	241,7012	62,127		98,23	0,62000	0,4675	
[16]	241,7012	4,065	0,013	79,37	0,62000	0,4675	
[17]	2731,8082	62,127		125,98	0,00000	0,0699	
[18]	363,6725	62,127	0,000	86,85	0,00000	0,0699	
[19]	363,6725	4,065	0,099	29,25	0,00000	0,0699	
[20]	118,3409	4,065		51,27	0,54000	0,4626	
[21]				150,00		0,8000	
[22]				56,71			
[23]				25,00		0,1200	
[24]				1252,76			
[25]				25,00		0,1400	
[26]				265,08			
[27]				12,00		0,2000	
[28]				-357,75			

(anexo 2). Resultados ciclo doble efecto LiBr-H<sub>2</sub>O

COP= 1.139

#### 4.1.2 Resultados ciclo simple y doble efecto NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

[25]		0,012			35,000		
[26]					5382,981		
[27]		0,075			150,000		
[28]					-401,606		

Sort	1 $h_i$ [kJ/kg]	2 $\dot{m}_i$ [kg/s]	3 $P_i$ [kPa]	4 $Q_i$ [mixed]	5 $T_i$ [C]	6 $v_i$ [m <sup>3</sup> /kg]	7 $x_i$ [kg/kg]
[1]	-49,232	0,01	278,246	0,000	39,903	0,001	0,391997
[2]	-47,730	0,01	1561,702		39,996		0,391997
[3]	213,672	0,01	1561,702		98,266		0,391997
[4]	363,512	0,08	1561,702	0,000	125,041		0,293630
[5]	59,790	0,08	1561,702		57,005		0,293630
[6]	59,790	0,08	278,246	-0,001	57,239		0,293630
[7]	1521,565	0,015	1561,702	1,000	102,986		0,956232
[8]	235,738	0,01071	1561,702	0,000	102,986		0,391997
[9]	1310,241	0,013	1561,702	1,000	45,227		0,999600
[10]	191,423	0,013	1561,702	0,000	40,139		0,999600
[11]	62,498	0,013	1561,702		13,408		0,999600
[12]	62,498	0,013	278,246	0,087	-11,066		0,999600
[13]	1223,324	0,013	278,246	0,975	-10,711		0,999600
[14]	1352,249	0,013	278,246	1,001	29,969		0,999600
[15]							
[16]							
[17]							
[18]							
[19]							
[20]							
[21]		0,012			35,000		
[22]					3495,765		
[23]		0,075			0,000		
[24]					-478,503		

(anexo 3). Resultados ciclo simple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

COP1= 0.495      contando con la potencia de la bomba

COP2= 0.520      despreciando la potencia de la bomba

Sort	1 $h_i$ [kJ/kg]	2 $\dot{m}_i$ [kg/s]	3 $P_i$ [kPa]	4 $Q_i$	5 $T_i$ [C]	6 $x_i$ [kg/kg]	7 $v_i$ [m <sup>3</sup> /kg]
[1]	-47,8	1,000	272,2	0,000	40,0	0,387894	0,001
[2]	-46,3	1,000	1539,9	-0,001	40,1	0,387894	
[3]	194,7	1,000	1539,9	-0,001	94,0	0,387894	
[4]	286,7	0,938	1539,9	0,000	111,9	0,347894	
[5]	29,7	0,938	1539,9	-0,001	54,9	0,347894	
[6]	29,7	0,938	272,2	0,015	49,3	0,347894	
[7]	1524,5	0,066	1539,9	1,000	103,2	0,954845	
[8]	237,4	0,004	1539,9	0,000	103,2	0,387894	
[9]	1410,4	0,062	1539,9	1,000	76,5	0,990000	
[10]	183,3	0,083	1539,9	0,000	40,0	0,990000	
[11]	-5,1	0,083	1539,9	-0,001	0,3	0,990000	
[12]	-5,1	0,083	272,2	0,041	-11,4	0,990000	
[13]	1095,0	0,083	272,2	0,880	-10,0	0,990000	
[14]	1283,4	0,083	272,2	0,979	13,0	0,990000	
[15]	1283,4	0,021	272,2	0,979	13,0	0,990000	
[16]	428,6	0,342	272,2	0,000	112,0	0,062558	0,001
[17]	430,0	0,342	1539,9	-0,001	112,1	0,062558	
[18]	713,4	0,342	1539,9	-0,001	176,9	0,062558	
[19]	847,1	0,322	1539,9	0,000	199,0	0,002558	
[20]	545,3	0,322	1539,9	-0,001	129,9	0,002558	
[21]	545,3	0,322	272,2	0,001	129,5	0,002558	
[22]	2412,8	0,081	1539,9	1,000	183,0	0,316938	
[23]	741,0	0,058	1539,9	0,000	183,0	0,062558	
[24]	1571,2	0,024	1539,9	1,000	112,1	0,931873	
[25]	1410,4	0,083	1539,9	0,999	75,7	0,990000	
[26]	1283,4	0,062	272,2	0,979	13,0	0,990000	
[27]	1410,4	0,021	1539,9	1,000	76,5	0,990000	
[28]	110,0	0,003	1539,9	0,000	76,5	0,529966	
[29]	1407,4	0,021	272,2	1,001	49,3	0,990000	

(anexo 4). Resultados ciclo doble efecto NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

COP1= 0.498      teniendo en cuenta la potencia de la bomba

COP2= 0.533      despreciando la potencia de la bomba

### 4.1.3 Resultados NH<sub>3</sub>-NaSCN

Sort	<sup>1</sup> $h_i$	<sup>2</sup> $T_i$	<sup>3</sup> $X_i$	<sup>4</sup> $d_i$	<sup>5</sup> $m_i$	<sup>6</sup> $P_i$
[1]	1472	85			0,02254	
[2]	315,9	25			0,02254	1003
[3]						
[4]	315,9	2,22			0,02254	
[5]	1466	2,22			0,02254	465,4
[6]	148,8	36,46	0,4675		1	465,4
[7]	148,8	36,46	0,4675	960,3	1	1003
[8]	267,3	73,6	0,4675		0,1667	
[9]	357,8	85	0,3842		0,1441	1003
[10]	220,8	46,17	0,3842		0,1441	
[11]	220,8	46,17	0,3842		0,1441	
[12]						
[13]						
[14]						
[15]						
[16]						
[17]						
[18]						
[19]						
[20]	100,7	20	0,4675		0,8333	
[21]	148,8	36,46	0,4675		0,1667	
[22]	148,8	36,46	0,4675		0,8333	
[23]						
[24]						

(anexo 5). Resultados NH<sub>3</sub>-NaSCN

COP= 0.6359

### 4.1.4 Análisis de resultados

Como podemos evidenciar en los coeficientes de rendimiento (COP), damos soporte a lo que dijimos previamente que un ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto,

tiene mejor rendimiento que uno de simple efecto, pero obteniendo a cambio unos defectos como los son los cuidados de la maquinaria de refrigeración, las fracciones másicas aumentan y sus respectivas temperaturas también.

En cuanto a los resultados de LiBr-H<sub>2</sub>O y NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O cuando se compara el rendimiento de un sistema amoniaco-agua con el bromuro de litio-agua, se encuentra que para la misma aplicación (mismas temperaturas externas), el sistema de agua bromuro de litio es más eficiente ya que su COP es más alto. Las razones están en las propiedades de fluido de trabajo. El sistema de amoniaco-agua generalmente requiere de rectificadores como lo mencionamos en el ciclo de este mismo y estos no son necesarios en los sistemas de agua sal (LiBr-H<sub>2</sub>O). Además, el calor específico de la solución amoniaco-agua es aproximadamente el doble que para el sistema agua-sal.

Así mismo, cualquier ineficiencia del intercambiador de calor de la solución provoca una mayor penalización en amoniaco-agua, esto también es una desventaja en el desorbedor, donde los efectos del calor sensible pueden ser significativos. Por último, el calor latente del amoniaco es aproximadamente la mitad del agua. Para la misma capacidad de enfriamiento, el sistema amoniaco-agua requiere caudales de solución más altos que los sistemas de agua-sal.

Por otro lado, el tiocianato de sodio-amoniaco, se realizó solo en simple efecto ya que por falta de información y por su poco uso (aún está en estudio), demostró mejor eficiencia que NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, amoniaco-agua es mejor en los dos ciclos, esto abre una ventana a que se podría implementar con más estudio. También podemos darle un buen punto de

vista a esta mezcla ya que no necesita de rectificadores para mejorar la mezcla como ocurre en la mezcla de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O doble efecto.

La solución posee un comportamiento de desviaciones positivas de la fase líquida con respecto a la ley de Raoult para todo rango de presiones y temperatura medidas, para las concentraciones más altas y desviaciones negativas para las concentraciones más pequeñas. El cambio de comportamiento se presenta en el rango de concentraciones de 0.45% hasta 0.65% en peso del amónico en la mezcla. Al comparar los resultados con los encontrados en la literatura se encontró el mismo comportamiento que dichos valores de presión del equilibrio son un 8% menor que los medidos por nosotros.

En la simulación del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto con recuperación de calor y los resultados de las simulaciones fueron comparados con la literatura, y el comportamiento del sistema al modificar las condiciones de operación ( $T_d, T_e, T_c, T_a$ ) fue el mismo comportamiento que el mencionado por diferentes autores anteriormente.

La simulación se efectuó con nuevas propiedades halladas experimentalmente por nuestro grupo de trabajo (presión de vapor, densidad, entalpías), y al comparar los resultados obtenidos con los encontrados en la literatura, tenemos estas diferencias:

El trabajo de la bomba disminuye y esto es gracias a que la densidad obtenida de la solución es mejor que la densidad de la solución publicada anteriormente.



La diferencia entre concentraciones de la solución rica y pobre es mayor que la anteriormente publicada para las mismas condiciones de operación, esto se debe a que el equilibrio liquido vapor es diferente.

La relación de masa entre la cantidad de solución y la cantidad de amoníaco en el ciclo es menor lo cual es un efecto muy bueno ya que se necesita menos cantidad de solución.

Disminución del COP ocasionado por el incremento de calor en el generador (desorbedor).

## Capítulo 5. Anexos de las simulaciones en EES

### 5.1.1 Anexo simulación para LiBr-H<sub>2</sub>O simple efecto

"calculo LMTD"

T1=89

T2=63

T3=53

T4=32

dTa=T1-T2

dTb=T3-T4

LMTD=(dTa-dTb)/(LN(dTa/dTb))

"datos de entrada"

Eff\_Hx=0,63

intercambiador de calor"

UAa=35

absorbedor"

UAc=30

condensador"

UAd=34

desorbedor"

UAe=34

evaporador"

T[13]=25

m\_dot[13]=,28

T[15]=25

m\_dot[15]=,28

T[11]=100

"efectividad de la solucion en el

"coeficiente global de transferencia de calor del

"coeficiente global de transferencia de calor del

"coeficiente global de transferencia de calor del

"coeficiente global de transferencia de calor del

"flujo masico en el estado 13"

"flujo masico en el estado 15"

```

m_dot[11]=1,0
T[17]=10
m_dot[17]=,4
P_alta=Psat_LiBrSSC(T=T[4]; x=x[4])
P_baja=Psat_LiBrSSC(T=T[1]; x=x[1])

"calculo de presiones"
P_alta=pressure(WATER;T=T[8];x=Q[8])
P_baja=pressure(WATER;T=T[10];x=Q[10])

"estado 1"
P[1]=P_baja
m_dot[1]=,05
Q[1]=0
v1=v_LiBrSSC(T=T[1];x=x[1])
la bomba"
W_dot=m_dot[1]*v1*(P_alta-P_baja)
"estado 2"
P[2]=P_alta
m_dot[2]=m_dot[1]
x[2]=X[1]
h[2]=h[1]+W_dot/m_dot[1]

"estado 3"
P[3]=P_alta
x[3]=x[2]
m_dot[3]=m_dot[2]

"estado 4"
P[4]=P_alta
Q[4]=0

"estado 5"
P[5]=P_alta
m_dot[5]=m_dot[4]
x[5]=x[4]

"estado 6"
P[6]=P_baja
m_dot[6]=m_dot[5]
x[6]=x[5]
h[6]=h[5]
Call Flash_LiBrSSC(h[6];P_baja;x[6]:Q[6];T[6])
valvula"

"estado 7"
P[7]=P_alta
T[7]=Tsat_LiBrSSC(P_alta;x[3])
condensador"
x[7]=0
h[7]=enthalpy(WATER;T=T[7];P=P_alta)
h7s=entropy(WATER;T=T[8];x=1)
estado 7"

"estado 8"

```

```

"flujo masico en el estado 11"
"flujo masico en el estado 17"
"presion de saturacion en el estado 4"
"presion de saturacion en el estado 1"
"presion de salida en el condesador"
"presion de salida en el evaporador"
"flujo masico a través de la bomba"
"líquido saturado"
"volumen especifico de solución que ingresa a
la bomba"
"potencia de la bomba - isentropico"
"balance de masa"
"LiBr balance"
"balance de energia en la bomba"
"LiBr balance en los estados 2-3"
"balance de masa en los estados 2-3"
"liquido saturado saliendo del desorbedor"
"balance de masa en los estados 4-5"
"LiBr balance en los estados 4-5"
"balance de masa"
"LiBr balance"
"balance de energia en la valvula"
"calculo de la expansion que pasa a traves de la
valvula"
"temperatura de saturacion en la entrada del
condensador"
"agua pura en el condensador"
"entalpia especifica en el estado 7"
"entropia especifica de vapor saturado en el
estado 7"

```

$P[8]=P\_alta$   
 $Q[8]=0$   
 $m\_dot[8]=m\_dot[7]$   
 $x[8]=x[7]$   
 $h[8]=enthalpy(WATER;T=T[8];x=0)$   
 "calidad en la salida del condensador"  
 "balance de masa en el condensador"  
 "LiBr balance"  
 "entalpia especiica en el estado 8"

**"estado 9"**  
 $P[9]=P\_baja$   
 $m\_dot[9]=m\_dot[8]$   
 $x[9]=x[8]$   
 $h[9]=h[8]$   
 $Q[9]=quality(water;h=h[9];P=P\_baja)$   
 $T[9]=temperature(WATER;h=h[9];P=P\_baja)$   
 "balance de masa"  
 "LiBr balance"  
 "balance de energia en la valvula"  
 "calidad en la salida de la valvula"

**"estado 10"**  
 $P[10]=P\_baja$   
 $Q[10]=1,0$   
 $m\_dot[10]=m\_dot[9]$   
 $x[10]=x[9]$   
 $h[10]=enthalpy(WATER;T=T[10];x=1)$   
 "calidad en la salida del evaporador"  
 "balance de masa"  
 "LiBr balance"

$C\_dot\_caliente=m\_dot[4]*(h=h[4]-h=h[5])/(T=T[4]-T=T[5])$  "tasa de capacitancia de la corriente caliente"  
 $C\_dot\_frio=m\_dot[2]*(h=h[3]-h=h[2])/(T=T[3]-T=T[2])$  "tasa de capacitancia de la corriente fría"  
 $C\_dot\_min=min(C\_dot\_frio;C\_dot\_caliente)$  "tasa de capacitancia minima"  
 $Q\_dot\_hx=eff\_hx*C\_dot\_min*(T=T[4]-T=T[2])$  "relacion del intercambiador de calor"  
 $Q\_dot\_hx\_f=m\_dot[1]*(h=h[3]-h=h[2])$   
 "balance de energia en corriente fria"  
 $Q\_dot\_hx\_c=m\_dot[4]*(h=h[4]-h=h[5])$   
 "balance de energia en vapor caliente"

$T2\_shx=32$   
 $T3\_shx=63$   
 $T4\_shx=89$   
 $T5\_shx=53$   
 $dTa\_shx=T4\_shx-T2\_shx$   
 $dTb\_shx=T3\_shx-T5\_shx$   
 $LMTD\_shx=(dT\_a\_shx-dT\_b\_shx)/(LN(dT\_a\_shx/dT\_b\_shx))$

**"desorbedor"**  
 $m\_dot[3]=m\_dot[4]+m\_dot[7]$   
 "balance de masa total"  
 $m\_dot[3]*x[3]=m\_dot[4]*x[4]$   
 "LiBr balance"  
 $h[3]*m\_dot[3]-h[4]*m\_dot[4]-h[7]*m\_dot[7]+Q\_dot\_d=0$   
 "balance de energia"  
 $Q\_dot\_d=m\_dot[11]*(h[11]-h[12])$   
 "balance de energia en la corriente externa del desorbedor"  
 $Eff\_d=(T=T[11]-T=T[12])/(T=T[11]-T=T[7])$  "eficacia del proceso de intercambio de calor del desorbedor"  
 $T11\_d=100$   
 $T12\_d=96$   
 $T4\_d=89$   
 $T7\_d=76$   
 $dTa\_d=T11\_d-T4\_d$   
 $dTb\_d=T12\_d-T7\_d$

$LMTD_d = (dT_{a,d} - dT_{b,d}) / (\ln(dT_{a,d} / dT_{b,d}))$   
 $Q_{dot,d} = LMTD_d * UA_d$  "tasa de transferencia de calor del desorbedor"

"condensador"  
 $Q_{dot,c} = m_{dot}[7] * (h[7] - h[8])$   
 "balance de energía en el fluido interno del condensador."  
 $Q_{dot,c} = m_{dot}[15] * (h[16] - h[15])$   
 "balance de energía en el fluido externo en el condensador"  
 $Eff_c = (T[15] - T[16]) / (T[15] - T[8])$  "eficacia del condensador"  
 $Q_{dot,c} = LMTD_c * UA_c$  "tasa de transferencia de calor del condensador"  
 $T8_c = 40$   
 $T15_c = 25$   
 $T16_c = 34$   
 $dT_{a,c} = T8_c - T15_c$   
 $dT_{b,c} = T16_c - T15_c$   
 $LMTD_c = (dT_{a,c} - dT_{b,c}) / (\ln(dT_{a,c} / dT_{b,c}))$

"evaporador"  
 $Q_{dot,e} = m_{dot}[9] * (h[10] - h[9])$   
 "balance de energía en el fluido interno del evaporador"  
 $Q_{dot,e} = m_{dot}[17] * (h[17] - h[18])$  "balance de energía en el fluido externo en el evaporador"  
 $Eff_e = (T[17] - T[18]) / (T[17] - T[10])$  "efectividad en el evaporador"  
 $Q_{dot,e} = LMTD_e * UA_e$  "tasa de transferencia de calor del evaporador"  
 $T10_e = 1$   
 $T17_e = 10$   
 $T18_e = 3$   
 $dT_{a,e} = T18_e - T10_e$   
 $dT_{b,e} = T17_e - T10_e$   
 $LMTD_e = (dT_{a,e} - dT_{b,e}) / (\ln(dT_{a,e} / dT_{b,e}))$

"absorbedor"  
 $err\_mass\_abs = -m_{dot}[1] + m_{dot}[10] + m_{dot}[6]$  "balance de masa general"  
 $err\_LiBr\_abs = -m_{dot}[1] * x[1] + m_{dot}[6] * x[6]$  "LiBr balance general"  
 $m_{dot}[10] * h[10] + h[6] * m_{dot}[6] - Q_{dot,a} - m_{dot}[1] * h[1] = 0$   
 "balance de energía en el fluido de trabajo del absorbedor"  
 $Q_{dot,a} = m_{dot}[13] * (h[14] - h[13])$   
 "balance de energía en el fluido externo del absorbedor"  
 $Eff_a = (T[14] - T[13]) / (T[6] - T[13])$  "efectividad en el absorbedor"  
 $Q_{dot,a} = LMTD_a * UA_a$  "tasa de transferencia de calor del absorbedor"  
 $T1_a = 32$   
 $T6_a = 44$   
 $T13_a = 25$   
 $T14_a = 37$   
 $dT_{a,a} = T6_a - T13_a$   
 $dT_{b,a} = T14_a - T1_a$   
 $LMTD_a = (dT_{a,a} - dT_{b,a}) / (\ln(dT_{a,a} / dT_{b,a}))$

"entalpías específicas de cada estado"  
 $h[1] = h_{LiBrSSC}(T=T[1]; x=x[1])$   
 $h[2] = h_{LiBrSSC}(T=T[2]; x=x[2])$   
 $h[3] = h_{LiBrSSC}(T=T[3]; x=x[3])$   
 "entalpías específicas de los estados respecto a la sal 1-5"  
 $h[4] = h_{LiBrSSC}(T=T[4]; x=x[4])$

$h[5]=h_{\text{LiBrSSC}}(T=T[5];x=x[5])$

$h[11]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[11];x=0)$

$h[12]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[12];x=0)$

$h[13]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[13];x=0)$

$h[14]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[14];x=0)$

$h[15]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[15];x=0)$

"entalpías en los estados respecto al

refrigerante 11-18"

$h[16]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[16];x=0)$

$h[17]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[17];x=0)$

$h[18]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[18];x=0)$

"parametros finales del ciclo"

$\text{COP}=\frac{m_{\text{dot}}[9]*(h[10]-h[9])}{(m_{\text{dot}}[11]*(h[11]-h[12]))}$

"COP"

$\text{err\_energy}=\text{Q}_{\text{dot\_d}}+\text{Q}_{\text{dot\_e}}-\text{Q}_{\text{dot\_a}}-\text{Q}_{\text{dot\_c}}+\text{W}_{\text{dot}}$

### 5.1.2 Anexo simulación para LiBr-H2O doble efecto

$T1=88$

$T2=75$

$T3=88$

$T4=57$

$Ta=T1-T2$

$Tb=T3-T4$

$\text{LMTD}=(Ta-Tb)/(\text{LN}(Ta/Tb))$

"si tenemos varias zonas de transición (p.e.,

condensación más enfriamiento), hay que aplicar la ecuación de LMTD a cada tramo"

"Datos de entrada"

$m_{\text{dot}}[1]=0,01$  [kg/sec]

"caudal másico en la entrada de la bomba"

$cp=cp(\text{Water};T=60$  [C]; $P=101,3$  [kPa])

"calor específico de agua pura"

{  $\text{Eff}_{\text{HX}}=0.5$  }

"efectividad de solución en el intercambiador

de calor"

$P_{\text{alta}}=\text{Psat}_{\text{LiBrSSC}}(T[14];x[14])$

$P_{\text{baja}}=\text{Psat}_{\text{LiBrSSC}}(T[1];X[1])$

"Establecer niveles de presión "

$P_{\text{alta}}=\text{pressure}(\text{WATER};T=T[18];x=Q[18])$

"alta presión establecida por la temperatura de

condensación en el estado 18"

$P_{\text{media}}=\text{pressure}(\text{WATER};T=T[8];x=Q[8])$

"presión media establecida por la temperatura de

condensación en el estado 8"

$P_{\text{baja}}=\text{pressure}(\text{WATER};T=T[10];x=Q[10])$

"baja presión establecida por la temperatura del

evaporador"

"las presiones se establecen asumiendo que no

hay pérdidas de presión"

"Caudales de corrientes externas (H2O)"

$m_{\text{dot}}[21]=0,8$

"caudal de fluido externo que entra en el

desorbedor de alta presión"

$m_{\text{dot}}[25]=0,14$

"caudal de fluido externo que entra en el

condensador de alta presión"

$m_{\text{dot}}[27]=0,20$

"caudal de fluido externo que entra en el

evaporador"

$m_{\text{dot}}[23]=0,12$

"caudal de fluido externo que entra en el

absorbedor"

"Temperatura de entrada de corrientes externas"

$T[21]=150$  [C]

desorbedor de alta presión"

$T[23]=25$  [C]

absorbedor"

$T[25]=25$  [C]

condensador de alta presión"

$T[27]=12$  [C]

evaporador"

"Tamaños de intercambiadores de calor (UA), kW/K"

$UA_d=11$  [kW/K]

para el desorbedor"

$UA_c=65$  [kW/K]

para el condensador"

$UA_e=43$  [kW/K]

para el evaporador"

$UA_a=50$  [kW/K]

para el absorbedor"

$UA_{cd}=10$  [kW/K]

para el condensador/desorbedor"

$UA_{s1}=1,25$

para intercambio de calor solar 1"

$UA_{s2}=2,0$

para intercambio de calor solar 2"

" Estado 1"

$P[1]=P_{baja}$

$h[1]=h_{LiBrSSC}(T[1];X[1])$

$Q[1]=0$

" Estado 2"

$P[2]=P_{media}$

$h[2]=h_{LiBrSSC}(T[2];X[2])$

$m_{dot}[2]=m_{dot}[1]$

$x[2]=X[1]$

$h[2]=h[1]+W_{dot\_bomba1}/m_{dot}[1]$

estados 1-2"

"Estado 3"

$P[3]=P_{media}$

$h[3]=h_{LiBrSSC}(T[3];X[3])$

$m_{dot}[3]=m_{dot}[2]$

$x[3]=x[2]$

"Estado 4"

$P[4]=P_{media}$

$h[4]=h_{LiBrSSC}(T[4];X[4])$

$T[4]=T_{sat\_LiBrSSC}(P_{media};x[4])$

$x[4]=x[16]$

paralelo entre los estados 4-16"

$Q[4]=0$

baja presión con alta concentración de sal"

"temperatura del fluido externo que ingresa al

"temperatura del fluido externo que ingresa al

"temperatura del fluido externo que ingresa al

"temperatura del fluido externo que ingresa al

"coeficiente de transferencia de calor X área

"coeficiente de transferencia de calor X área

"coeficiente de transferencia de calor X área

"coeficiente de transferencia de calor X área

"coeficiente de transferencia de calor X área

"coeficiente de transferencia de calor X área

"coeficiente de transferencia de calor X área

"líquido saturad en la entrada de a bomba"

"balance de masa"

"balance de LiBr"

"balance de energía en la bomba entre los

"balance de masa en la corriente 2-3"

"balance de LiBr en la corriente 2-3"

"Suposición sobre la configuración de flujo

"líquido saturado que sale del desorbedor de

"Estado 5"

P[5]=P\_media  
 $h[5]=h_{LiBrSSC}(T[5];X[5])$   
 $m_{dot}[5]=m_{dot}[4]$   
 $x[5]=x[4]$   
 $Q_{dot\_hxl}=m_{dot}[4]*(h[4]-h[5])$   
 $C_{dot\_45}=m_{dot}[4]*(h[4]-h[5])/(T[4]-T[5])$

"balance de masa en la corriente 4-5"  
 "balance de LiBr en la corriente 4-5"  
 "balance de energía en la corriente 4-5"  
 "rango de capacitancia en la corriente 4-5"

" Estado 6"

P[6]=P\_baja  
 $x[6]=x[5]$   
 $m_{dot}[6]=m_{dot}[5]$   
 $h[6]=h[5]$

"balance de LiBr"  
 "balance de masa"  
 "balance de energía"

" Estado 7"

P[7]=P\_media  
 $T[7]=T_{sat\_LiBrSSC}(P\_media;x[3])$   
 $x[7]=0$   
 $h[7]=enthalpy(WATER;T=T[7];P=P\_media)$

"agua pura en el desorbedor bajo"

" Estado 8"

P[8]=P\_media  
 $h[8]=enthalpy(WATER;T=T[8];x=q[8])$   
 $x[8]=0; x[9]=x[8]$   
 $h[8]=h[9]$   
 $Q[8]=0$   
 baja presión"

"balance de LiBr"  
 "balance de energía en la valvula 1"  
 "líquido saturado que sale del condensador de

"Estado 9 "

P[9]=P\_baja  
 $T[9]=temperature(WATER;h=h[9];P=P\_baja)$   
 $m_{dot}[9]=m_{dot}[8]$   
 $q[9]=quality(WATER;h=h[9];T=T[9])$

"balance masa en la valvula 1"

"Estado 10"

P[10]=P\_baja  
 $h[10]=enthalpy(WATER;T=T[10];x=q[10])$   
 $x[10]=x[9]$   
 $h[10]=enthalpy(WATER;T=T[10];x=q[10])$   
 $m_{dot}[10]=m_{dot}[9]$   
 $Q[10]=1,0$

"balance LiBr"  
 "balance de masa en el evaporador"  
 "liquido saturado que sale del evaporador"

"Estado 11"

P[11]=P\_media  
 $h[11]=h_{LiBrSSC}(T[11];X[11])$   
 $x[11]=x[3]$   
 entre el estado 3-11"  
 $T[11]=T[3]$   
 entre los estados 3-11"

"no hay cambio de concentración en el divisor"  
 "no hay cambio de temperatura en el divisor"

"Estado 12"

P[12]=P\_alta  
 $h[12]=h_{LiBrSSC}(T[12];X[12])$   
 $m_{dot}[12]=m_{dot}[11]$   
 11-12"

"balance de masa en la bomba entre los estados

x[12]=x[11] 11-12"	"balance de LiBr en la bomba entre los estados
h[12]=h[11]+W_dot_bomba2/m_dot[11] estados 11-12"	"balance de energía de la bomba entre los
"Estado 13"	
P[13]=P_alta	
m_dot[13]=m_dot[12] intercambiador 2 12-13"	"balance de masa en la corriente en el
m_dot[13]=m_dot[14]+m_dot[17]	"balance de energía desorbedor superior"
x[13]=x[12] intercambiador de calor 2 entre los estados 12-13"	"balance de LiBr en la corriente en el
h[13]=h_LiBrSSC(T[13];X[13])	
"Estado 14 "	
P[14]=P_alta	
Q[14]=0 alta presión"	"líquido saturado que sale del desorbedor de
"Estado 15"	
P[15]=P_alta	
m_dot[15]=m_dot[14] intercambiador de calor 2 entre los estados 14-15"	"balance de masa en la corriente en el
x[15]=x[14] intercambiador de calor 2 entre los estados 14-15"	"balance de LiBr en la corriente en el
h[15]=h_LiBrSSC(T[15];X[15]) T15f=Tsatsat_LiBrSSC(P_alta;x[15]) h[15]=h[16] expansion entre los estados 15-16"	"balance de energía para la valvula de
"Estado 16"	
P[16]=P_media	
T16f=Tsatsat_LiBrSSC(P_media;x[16]) m_dot[16]=m_dot[15] entre los estados 15-16 "	"balance de masa en la valvula de expansion
x[16]=x[15] entre los estados 15-16"	"balance de LiBr en la valvula de expansion
" Estado 17"	
P[17]=P_alta	
T[17]=Tsatsat_LiBrSSC(P_alta;x[13]) equilibrio con la concentración de líquido que entra."	"Asumiendo que el vapor que sale está en
h[17]=enthalpy(WATER;T=T[17];P=P_alta) x[17]=0	"agua pura en el desorbedor alto"
"Estado 18 "	
P[18]=P_alta	
x[18]=0: x[19]=x[18] entre los estados 18-19"	"balance de LiBr en la valvula de refrigerante
h[18]=h[19] refrigerante entre los estados 18-19"	"balance de energía en la valvula de
h[18]=enthalpy(WATER;T=T[18];x=q[18]) m_dot[18]=m_dot[17] desorbedor bajo - condensador alto"	"balance de masa en la corriente 17-18



$Q[18]=0$   
alta presión"

"Estado 19"

$P[19]=P_{media}$

$m_{dot}[19]=m_{dot}[18]$

entre los estados 18-19"

$T[19]=\text{temperature}(\text{WATER};h=h[19];P=P_{media})$

$Q[19]=\text{quality}(\text{WATER};h=h[19];T=T[19])$

"Estdo 20"

$P[20]=P_{media}$

$x[20]=x[3]$

entre desorbedor bajo - condensador alto "

$T[20]=T[3]$

entre desorbedor bajo - condensador alto"

$h[20]=h[3]$

entre desorbedor bajo - condensador alto"

"Desorbedor superior"

$m_{dot}[13]*x[13]=m_{dot}[14]*x[14]$

$Q_{dot\_des2}=m_{dot}[17]*h[17]+m_{dot}[14]*h[14]-m_{dot}[13]*h[13]$

$Q_{dot\_des2}=m_{dot}[21]*c_p*(T[21]-T[22])$

$UA_d=Q_{dot\_des2}/LMTD_d$

$T14_d=138$

$T17_d=128$

$T21_d=150$

$T22_d=141$

$dTa_d=T21_d-T14_d$

$dTb_d=T22_d-T17_d$

$LMTD_d=(dTa_d-dTb_d)/(LN(dTa_d/dTb_d))$

$Eff_d=(T21_d-T22_d)/(T14_d-T17_d)$

"Solucion en el intercambiador de calor 1"

$Q_{dot\_hxl}=m_{dot}[1]*(h[3]-h[2])$

intercambiador 1 en los estados 2-3 "

$C_{dot\_23}=m_{dot}[2]*(h[3]-h[2])/(T[3]-T[2])$

$C_{dot\_min1}=\min(C_{dot\_23};C_{dot\_45})$

temperatura baja de hx(intercambiador de calor)"

$Q_{dot\_hxl}=eff_{hx1}*C_{dot\_min1}*(T[4]-T[2])$

$UA_{s1}=Q_{dot\_hxl}/LMTD_{s1}$

$T2_{s1}=30$

$T3_{s1}=48$

$T4_{s1}=78$

$T5_{s1}=55$

$dTa_{s1}=T5_{s1}-T3_{s1}$

$dTb_{s1}=T4_{s1}-T2_{s1}$

$LMTD_{s1}=(dTa_{s1}-dTb_{s1})/(LN(dTa_{s1}/dTb_{s1}))$

"Solucion en el intercambiador de calor 2"

$Q_{dot\_hx2}=m_{dot}[12]*(h[13]-h[12])$

$Q_{dot\_hx2}=m_{dot}[14]*(h[14]-h[15])$

$C_{dot\_1213}=m_{dot}[12]*(h[13]-h[12])/(T[13]-T[12])$

$C_{dot\_1415}=m_{dot}[14]*(h[14]-h[15])/(T[14]-T[15])$

"líquido saturado que sale del condensador de

"balance de masa en la valvula de refrigerante

"no hay cambio de concentración en el divisor

"no hay cambio de temperatura en el divisor

"no hay cambio de la entalpía en el divisor

"balance LiBr desorbedor superior"

"balance de energía en las corrientes internas"

"balance de energía en las corrientes externas"

"ecuación de tasa de transferencia de calor"

"balance de energía en la corriente en el

"rango de capacitancia en la corriente 2-3"

"rango de capacitancia minimo para la

"ecuacion para rango de transferencia de calor"

"relacion de UA a LMTD"

"balance de energía en la corriente 12-13"

"balance de energía en la corriente 14-15"

"rango de capacitancia en la corriente 12-13"

"rango de capacitancia en la corriente 14-15"

$C_{dot\_min2} = \min(C_{dot\_1213}; C_{dot\_1415})$   
 de hx"  
 $Q_{dot\_hx2} = \text{eff\_hx2} * C_{dot\_min2} * (T[14] - T[12])$   
 $UA_{s2} = Q_{dot\_hx2} / LMTD_{s2}$   
 $T3_{s2} = 46$   
 $T13_{s2} = 89$   
 $T14_{s2} = 138$   
 $T15_{s2} = 101$   
 $dTa_{s2} = T14_{s2} - T3_{s2}$   
 $dTb_{s2} = T15_{s2} - T13_{s2}$   
 $LMTD_{s2} = (dTa_{s2} - dTb_{s2}) / (\ln(dTa_{s2} / dTb_{s2}))$

"Desorbedor bajo - Condensador alto"

$m_{dot}[3] = m_{dot}[20] + m_{dot}[11]$   
 $m_{dot}[3] + m_{dot}[16] = m_{dot}[4] + m_{dot}[11] + m_{dot}[7]$   
 $m_{dot}[20] * x[20] + m_{dot}[16] * x[16] = m_{dot}[4] * x[4]$   
 $Q_{dot\_cond2} = m_{dot}[17] * (h[17] - h[18])$   
 superior"  
 $Q_{dot\_des1} = -m_{dot}[16] * h[16] -$   
 $m_{dot}[20] * h[20] + m_{dot}[7] * h[7] + m_{dot}[4] * h[4]$   
 $Q_{dot\_cond2} = Q_{dot\_des1}$   
 transferencia de calor interna"  
 $UA_{cd} = Q_{dot\_cond2} / LMTD_{cd}$   
 $T4_{cd} = 75$   
 $T7_{cd} = 57$   
 $T18_{cd} = 88$   
 $dTa_{cd} = T18_{cd} - T4_{cd}$   
 $dTb_{cd} = T18_{cd} - T7_{cd}$   
 $LMTD_{cd} = (dTa_{cd} - dTb_{cd}) / (\ln(dTa_{cd} / dTb_{cd}))$   
 $Eff_{cd} = (T4_{cd} - T7_{cd}) / (T18_{cd} - T7_{cd})$

"Condensador bajo"

$m_{dot}[8] = m_{dot}[7] + m_{dot}[19]$   
 los estados 7-8-19"  
 $Q_{dot\_cond1} = m_{dot}[7] * h[7] + m_{dot}[19] * h[19] -$   
 $m_{dot}[8] * h[8]$   
 $Q_{dot\_cond1} = m_{dot}[25] * cp * (T[26] - T[25])$   
 $UA_c = Q_{dot\_cond1} / LMTD_c$   
 LMTD"  
 $T8_c = 29$   
 $T25_c = 25$   
 $T26_c = 28$   
 $dTa_c = T8_c - T26_c$   
 $dTb_c = T8_c - T25_c$   
 $LMTD_c = (dTa_c - dTb_c) / (\ln(dTa_c / dTb_c))$   
 $Eff_c = (T8_c - T26_c) / (T8_c - T25_c)$

"Evaporador"

$Q_{dot\_evap} = m_{dot}[9] * (h[10] - h[9])$   
 $Q_{dot\_evap} = m_{dot}[27] * cp * (T[27] - T[28])$   
 $UA_e = Q_{dot\_evap} / LMTD_e$   
 LMTD"  
 "relacion UA de LMTD"  
 $T9_e = 6$   
 $T10_e = 6$

"rango de capacitancia para la temperatura alta

"ecuacion para rango de transferencia de calor"  
 "relacion UA de LMTD"

"balance de masa total en el divisor"

"balance de masa en el desobedor bajo"  
 "balance de LiBr en el desorbedor bajo"  
 "balance de energía en el condensador

"balance de energía en el desorbedor inferior"  
 "igualar las tasas de energía para la

"relacion UA de LMTD"

"balance de masa en el condensador bajo entre

"balance de energía en las corrientes internas"  
 "balance de energía en la corrientes externas"  
 "relacion UA de

"balance de energía en el fluido interno"

"balance de energía en el fluido externo"  
 "relacion UA de

T27\_e=12

T28\_e=8

dTa\_e=T27\_e-T9\_e

dTb\_e=T28\_e-T10\_e

LMTD\_e=(dTa\_e-dTb\_e)/(LN(dTa\_e/dTb\_e))

Eff\_e=(T28\_e-T9\_e)/(T27\_e-T10\_e)

"Absorbedor"

err\_mass\_general=m\_dot[6]+m\_dot[10]-m\_dot[1]

err\_mass\_LiBr=m\_dot[1]\*x[1]-m\_dot[6]\*x[6]

m\_dot[10]\*h[10]+h[6]\*m\_dot[6]-Q\_dot\_abs-  
m\_dot[1]\*h[1]=0

"balance de energía"

Q\_dot\_abs=m\_dot[23]\*cp\*(T[24]-  
T[23])

"rango de transferencia de calor en la corriente externa"

UA\_a=Q\_dot\_abs/LMTD\_a

"relacion UA de LMTD"

T1\_a=33

T6\_a=48

T23\_a=25

T24\_a=35

dTa\_a=T6\_a-T1\_a

dTb\_a=T24\_a-T23\_a

LMTD\_a=(dTa\_a-dTb\_a)/(LN(dTa\_a/dTb\_a))

Eff\_a=(T1\_a-T23\_a)/(T6\_a-T24\_a)

"Bombas"

v[1]=v\_LiBrSSC(T[1];X[1])

"volumen especifico en la entrada de la bomba  
1-2"

W\_dot\_bomba1=m\_dot[1]\*v[1]\*(P\_media-P\_baja)

"potencia requerida en la bomba"

v[11]=v\_LiBrSSC(T[11];X[11])

"volumen especifico en la entrada de la bomba  
11-12"

11-12"

W\_dot\_bomba2=m\_dot[11]\*v[11]\*(P\_alta-P\_media)

"potencia requerida en la bomba"

"COP"

COP=Q\_dot\_evap/Q\_dot\_des2

"Balance general de energía"

err\_energy=Q\_dot\_des2+Q\_dot\_evap-Q\_dot\_cond1-Q\_dot\_abs+W\_dot\_bomba1+W\_dot\_bomba2

call Flash\_LiBrSSC(h[5];P\_baja;x[5]: Q[6];T[6])

call Flash\_LiBrSSC(h[15]; P\_media; x[15]:Q[16]; T[16])

### 5.1.3 Anexo programación EES para simple efecto NH3-H2O

PROCEDURE shx(epsilon;m\_dot\_f;m\_dot\_c;T\_in\_f;T\_in\_c;cpc;cpf:T\_out\_c;T\_out\_f;Q\_dot)

C\_dot\_f=m\_dot\_f\*cpf  
frío"

"capacitancia termica del lado

C\_dot\_c=m\_dot\_c\*cpc  
caliente"

"capacitancia termica del lado

C\_dot\_min=min(C\_dot\_f;C\_dot\_c)

"capacitancia temica minima"

```

    Q_dot=epsilon*C_dot_min*(T_in_c-T_in_f)
    T_out_f=T_in_f+Q_dot/C_dot_f
frio"
    T_out_c=T_in_c-Q_dot/C_dot_c
END

"definicion LMTD"
T1=0
T2=-10
T3=-5
T4=-11
dT_a=T1-T2
dT_b=T3-T4
LMTD=(dT_a-dT_b)/LN(dT_a/dT_b)

"datos de entrada"
cp=4,2

"presiones"
P_alta=pressure(NH3H2O;T=T[10];x=x[10];Q=Q[10])
salida"
P_baja=pressure(NH3H2O;T=T[13];x=x[13];Q=Q[13])
"se establecen todas las presiones asumiendo que los cambios de presión ocurren solo a través de las
válvulas"

T[21]=35
lazo externo"
T[23]=0
T[25]=35
T[27]=150

m_dot[27]=0,075
desorbedor"
UA_d=10
m_dot[21]=0,012
condensador"
UA_c=30
m_dot[23]=0,075
evaporador"
UA_e=16
m_dot[25]=0,012
absorbedor"
UA_a=30

"eficiencias"
eta_bomba=1,0
epsilon_shx=0,8
intercambiador de calor"
epsilon_sc=0,8
enfriado si esc=0, no se utiliza subenfriado"

"fracciones masicas"

```

"tasa de transferencia de calor"

"temperatura de salida en el lado

"temperatura de salida en el lado caliente"

"presion en el condensador de

"presion en el evaporador de salida"

"temperaturas de entrada en cada

"flujo masico en el bucle externo del

"flujo masico en el bucle externo del

"flujo masico en el bucle externo del

"flujo masico en el bucle externo del

"eficiencia isentropica de la bomba"

"eficiencia de la solucion del

"eficiencia en el condensador de pre

$x[9]=0,9996$   
 rectificador"

"estado 1"  
 $m_{\dot{1}}=0,01$  [kg/s]  
 traves de la bomba"  
 $Q[1]=0$   
 absorbedor y que entra en la bomba"  
 $P[1]=P_{\text{baja}}$   
 $m_{\dot{1}}=m_{\dot{2}}$   
 $x[1]=x[2]$   
 $h[1]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[1]; P=P[1]; Q=Q[1])$   
 temperatura dada"  
 $v[1]=\text{volume}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[1]; P=P[1]; Q=Q[1])$   
 de la potencia de bombeo"  
 $x[1]=\text{MassFraction}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[1]; P=P[1]; Q=Q[1])$   
 la temperatura y la presion"

"estado 2"  
 $P[2]=P_{\text{alta}}$   
 $m_{\dot{2}}=m_{\dot{3}}$   
 $x[2]=x[3]$   
 $T[2]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[2]; h=h[2]; x=x[2])$   
 con la entalpia del modelo de bomba"

"estado 3"  
 $P[3]=P_{\text{alta}}$   
 $T[3]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[3]; h=h[3]; x=x[3])$   
 con la entalpia del modelo de intercambiador de calor de solucion"

"estado 4"  
 $Q[4]=0$   
 generador"  
 $P[4]=P_{\text{alta}}$   
 $m_{\dot{4}}=m_{\dot{5}}$   
 $x[4]=x[5]$   
 $h[4]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[4]; x=x[4]; Q=Q[4])$   
 alta presion y dado delta X"  
 $T[4]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[4]; x=x[4]; Q=Q[4])$

"estado 5"  
 $P[5]=P_{\text{alta}}$   
 $m_{\dot{5}}=m_{\dot{6}}$   
 $x[5]=x[6]$   
 $h[5]=h[6]$   
 $T[5]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[5]; h=h[5]; x=x[5])$   
 con la entalpia del modelo de intercambiador de calor de solucion"

"estado 6"  
 $P[6]=P_{\text{baja}}$   
 $Q[6]=\text{Quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[6]; h=h[6]; x=x[6])$   
 vapor del balance de energia en la valvula de expansion"  
 $T[6]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; P=P[6]; h=h[6]; x=x[6])$

"estado 7"

"fraccion masica en la salida del  
 "tasa de flujo masico de solución a  
 "calidad del liquido que sale del  
 "estado 1 liquido saturado a  
 "volumen necesario para el calculo  
 "relacionar la fraccion de masa con  
 "balance de masa"  
 "balance de amoniaco"  
 "estado 2 relacionar la temperatura  
 "estado 3 relacionar la temperatura  
 con la entalpia del modelo de intercambiador de calor de solucion"  
 "calidad del liquido que sale del  
 "estado 4 liquido saturado asumido a  
 "balance de masa"  
 "balance de amoniaco"  
 "balance de energia en la valvula"  
 "estado 5 relacionar la temperatura  
 "estado 6 obtenemos la calidad del

<p>Q[7]=1  P[7]=P_alta  x[7]=massfraction(NH3H2O;T=T[7];P=P[7];Q=Q[7])  <b>liquido saturado en equilibrio con x[3]</b>  h[7]=enthalpy(NH3H2O;T=T[7];P=P[7];Q=Q[7])</p>	"estado 7 se supone que es un
<p>"estado 8"  Q[8]=0  P[8]=P_alta  T[8]=T[7]</p> <p>x[8]=x[3]  T[8]=temperature(NH3H2O;x=x[8];P=P[8];Q=Q[8])  <b>en equilibrio con el estado 7"</b>  h[8]=enthalpy(NH3H2O;x=x[8];P=P[8];Q=Q[8])</p>	"estado 8 se supone que es liquido
<p>"estado 9"  Q[9]=1  P[9]=P_alta  m_dot[9]=m_dot[10]  x[9]=x[10]  h[9]=enthalpy(NH3H2O;P=P[7];x=x[9];Q=Q[9])  <b>saturado en una fraccion de masa dada"</b>  T[9]=temperature(NH3H2O;P=P[7];x=x[9];Q=Q[9])</p>	<p>"balance de masa"  "balance de amoniaco"  "estado 9 se supone que es vapor</p>
<p>"estado 10"  Q[10]=0,00  P[10]=P_alta  h[10]=enthalpy(NH3H2O;T=T[10];x=x[10];Q=Q[10])  <b>saturado"</b></p>	"estado 10 se supone que es liquido
<p>"estado 11"  P[11]=P_alta  m_dot[11]=m_dot[12]  x[11]=x[12]  h[11]=h[12]  <b>"T[11]=temperature(NH3H2O;P=P[11];h=h[11];x=x[11])"</b>  <b>con la entalpia del modelo de intercambiador de calor de solucion"</b></p>	<p>"balance de masa"  "balance de amoniaco"  "balance de energia en la valvula"  "estado 11 relacionar la temperatura</p>
<p>"estado 12"  P[12]=P_baja  m_dot[12]=m_dot[13]  x[12]=x[13]  T[12]=temperature(NH3H2O;P=P[12];h=h[12];x=x[12])  <b>vapor del balance de energia en la valvula de expansion"</b>  Q[12]=Quality(NH3H2O;P=P[12];h=h[12];x=x[12])</p>	"estado 12 se obtiene la calidad del
<p>"estado 13"  Q[13]=0,975  P[13]=P_baja  h[13]=enthalpy(NH3H2O;x=x[13];T=T[13];Q=Q[13])  <b>la temperatura y la calidad del vapor dadas"</b></p>	"estado 13 relacione la entalpia con
<p>"estado 14"  P[14]=P_baja</p>	

$m_{\dot{14}}=m_{\dot{13}}$   
 $x_{14}=x_{13}$   
 $T_{14}=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};P=P_{14};h=h_{14};x=x_{14})$  "estado 14 se relaciona la temperatura con la entalpia del modelo de intercambiador de calor de solucion"  
 $Q_{14}=\text{Quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};P=P_{14};h=h_{14};x=x_{14})$  "el estado está sobrecalentado"

**"definiciones"**  
 $x_{11}-x_{14}=\text{DELTA}x$  "definicion de la diferencia entre fracciones de masa"  
 $f=(x_{19}-x_{14})/(x_{13}-x_{14})$  "definicion de la relacion de circulacion de la solucion"

**"bomba"**  
 $\text{swb}=v_{11}*(P_{12}-P_{11})/\text{eta\_bomba}$  "trabajo especifico de la bomba, asumiendo que usa el 100% de la eficiencia"  
 $h_{12}=h_{11}+\text{swb}$  "balance de energia en la bomba"  
 $W_{\dot{\text{bomba}}}=m_{\dot{11}}*(h_{12}-h_{11})$  "potencia de la bomba"

**"solucion del intercambiador de calor"**  
 $\text{cp}_{23}=(h_{12}-h_{13})/(T_{12}-T_{13})$  "calor especifico en los estados 2-3"  
 $\text{cp}_{45}=(h_{14}-h_{15})/(T_{14}-T_{15})$  "calor especifico en los estados 4-5"  
 $\text{call shx}(\text{epsilon\_shx};m_{\dot{2}};m_{\dot{4}};T_{12};T_{14};\text{cp}_{45};\text{cp}_{23};T_{15};T_{13};Q_{\dot{\text{shx}}})$

**"desorbedor"**  
 $m_{\dot{8}}+m_{\dot{3}}=(m_{\dot{7}}+m_{\dot{4}})$  "balance de masa"  
 $m_{\dot{8}}*x_{18}+m_{\dot{3}}*x_{13}=(m_{\dot{7}}*x_{17}+m_{\dot{4}}*x_{14})$  "balance de amoniaco"  
 $m_{\dot{3}}*h_{13}+m_{\dot{8}}*h_{18}+Q_{\dot{\text{des}}}=m_{\dot{7}}*h_{17}+m_{\dot{4}}*h_{14}$  "balance de energia"  
 $T_{17}=T_{18}+Q_{\dot{\text{des}}}/m_{\dot{7}}/\text{cp}$   
 $UA_d=Q_{\dot{\text{des}}}/\text{LMTD}_d$   
 $T_{3d}=98$   
 $T_{4d}=125$   
 $T_{27d}=150$   
 $T_{28d}=139$   
 $dTa_d=T_{27d}-T_{3d}$   
 $dTb_d=T_{28d}-T_{4d}$   
 $\text{LMTD}_d=(dTa_d-dTb_d)/(\text{LN}(dTa_d/dTb_d))$   
 $\text{Eff}_d=(T_{27d}-T_{28d})/(T_{4d}-T_{3d})$

**"rectificador"**  
 $m_{\dot{7}}=m_{\dot{9}}+m_{\dot{8}}$  "balance de masa"  
 $m_{\dot{7}}*x_{17}=m_{\dot{9}}*x_{19}+m_{\dot{8}}*x_{18}$  "balance de energia"  
 $m_{\dot{7}}*h_{17}=m_{\dot{9}}*h_{19}+m_{\dot{8}}*h_{18}+Q_{\dot{\text{rect}}}$

**"condensador"**  
 $Q_{\dot{\text{cond}}}=m_{\dot{9}}*(h_{19}-h_{10})$  "balance de energia en el evaporador para determinar la tasa de transferencia de calor en el condensador"  
 $T_{122}=T_{121}+Q_{\dot{\text{cond}}}/m_{\dot{21}}/\text{cp}$   
 $UA_c=Q_{\dot{\text{cond}}}/\text{LMTD}_c$   
 $T_{9c}=45$   
 $T_{10c}=40$   
 $T_{21c}=35$   
 $T_{22c}=37$

$dT_{a_c} = T_{9_c} - T_{21_c}$   
 $dT_{b_c} = T_{10_c} - T_{22_c}$   
 $LMTD_c = (dT_{a_c} - dT_{b_c}) / (\ln(dT_{a_c} / dT_{b_c}))$   
 $Eff_c = (T_{22_c} - T_{21_c}) / (T_{9_c} - T_{10_c})$

"evaporador"

$Q_{dot\_evap} = m_{dot}[13] * (h[13] - h[12])$   
 para determinar la tasa de transferencia de calor en el evaporador"  
 $T[23] = T[24] + Q_{dot\_evap} / m_{dot}[23] / cp$   
 $UA_e = Q_{dot\_evap} / LMTD_e$   
 $T_{12_e} = -11$   
 $T_{13_e} = -13$   
 $T_{23_e} = 0$   
 $T_{24_e} = -5$   
 $dT_{a_e} = T_{23_e} - T_{12_e}$   
 $dT_{b_e} = T_{24_e} - T_{13_e}$   
 $LMTD_e = (dT_{a_e} - dT_{b_e}) / (\ln(dT_{a_e} / dT_{b_e}))$   
 $Eff_e = (T_{12_e} - T_{23_e}) / (T_{13_e} - T_{24_e})$

"balance de energia en el evaporador"

"absorbedor"

$m_{dot}[14] + m_{dot}[6] = m_{dot}[1] + err\_absmass$   
 $m_{dot}[14] * x[14] + m_{dot}[6] * x[6] = m_{dot}[1] * x[1] + err\_absammonia$   
 $m_{dot}[14] * h[14] + m_{dot}[6] * h[6] = m_{dot}[1] * h[1] + Q_{dot\_abs}$   
 $T[26] = T[25] + Q_{dot\_abs} / m_{dot}[25] / cp$   
 $UA_a = Q_{dot\_abs} / LMTD_a$   
 $T_{1_a} = 39$   
 $T_{6_a} = 57$   
 $T_{25_a} = 35$   
 $T_{26_a} = 40$   
 $dT_{a_a} = T_{1_a} - T_{25_a}$   
 $dT_{b_a} = T_{6_a} - T_{26_a}$   
 $LMTD_a = (dT_{a_a} - dT_{b_a}) / (\ln(dT_{a_a} / dT_{b_a}))$   
 $Eff_a = (T_{1_a} - T_{25_a}) / (T_{6_a} - T_{26_a})$

"balance de masa"

"balance de amoniaco"

"balance de amoniaco"

"pre enfriador"

$cp_{1011} = (h[10] - h[11]) / (T[10] - T[11])$   
 $cp_{1314} = (h[13] - h[14]) / (T[13] - T[14])$   
 $call\ shx(epsilon\_sc; m_{dot}[13]; m_{dot}[10]; T[13]; T[10]; cp_{1011}; cp_{1314}; T[11]; T[14]; Q_{dot\_precooler})$   
 $m_{dot}[11] = m_{dot}[10]$   
 $x[11] = x[10]$

"calor especifico en los estados 2-3"

"calor especifico en los estados 4-5"

"datos finales"

$COP_1 = Q_{dot\_evap} / (W_{dot\_bomba} + Q_{dot\_des})$   
 rendimiento, incluida la potencia de la bomba"  
 $COP_2 = Q_{dot\_evap} / Q_{dot\_des}$   
 rendimiento"  
 $checkQ = Q_{dot\_des} + Q_{dot\_evap} + W_{dot\_bomba} - (Q_{dot\_rect} + Q_{dot\_cond} + Q_{dot\_abs})$  "comprobar el balance de energia"  
 $P\_rango = P\_alta / P\_baja$   
 $DELTA_{at\_glide} = T[13] - T[12]$

"definicion del coeficiente de"

"definición del coeficiente de"

"comprobar el balance de energia"

"rango de presion"

### 5.1.4 Anexo programación EES para ciclo de doble efecto NH3-H2O



## PROCEDURE

shx(epsilon;m\_dot\_f;m\_dot\_c;h\_in\_f;h\_in\_c;h\_out\_c\_min;h\_out\_f\_max;h\_out\_c;h\_out\_f;Q\_dot)

"Implementa modelo de efectividad para los intercambiadores de calor de solucion"

Q\_dot\_f=m\_dot\_f\*(h\_out\_f\_max-h\_in\_f)  
 Q\_dot\_c=m\_dot\_c\*(h\_in\_c-h\_out\_c\_min)  
 Q\_dot\_min=min(Q\_dot\_f;Q\_dot\_c)  
 Q\_dot=epsilon\*Q\_dot\_min  
 h\_out\_f=h\_in\_f+epsilon\*Q\_dot\_min/m\_dot\_f  
 h\_out\_c=h\_in\_c-epsilon\*Q\_dot\_min/m\_dot\_c

END

"flujo masico "

m\_dot[1]=1 [kg/s]

"suponga un caudal masico en el punto 1"

"Tenga en cuenta que el caudal masico a traves de la bomba 2 depende del calculo para permitir el balance de energai entre el desorbedor 1 y el absorbedor 2 + R2"

"eficiencias"

eta\_bomba=1

"eficiencia de la bomba"

epsilon\_shx=0,8

"efectividad de la solucion en el intecambiador

de calorsolution heat exchanger effectiveness"

epsilon\_cpc=0,8

"efectividad de preenfriado en el condensador"

"Estado 1"

T[1]=40

"temperatura de rechazo del calor del

absorbedor"

Q[1]=0

x[1]=x[2]

"balance de amoniaco"

"v[1]=volume(NH3H2O;T=T[1];P=P[1];Q=Q[1])"

"volumen especifico de liquido en el estado 1"

h[1]=enthalpy(NH3H2O;T=T[1];x=x[1];Q=Q[1])

"Estado 2"

m\_dot[2]=m\_dot[3]

"balance masa en los estados 2-3"

x[2]=x[3]

"balance amoniaco en los estados 2-3"

P[2]=P\_alta

"T[2]=temperature(NH3H2O;P=P[2];h=h[2];x=x[2])"

"temperatura en el estado 2"

Q[2]=quality(NH3H2O;P=P[2];h=h[2];x=x[2])

"calidad en el estado 2"

h[2]=h[1]+swp1

"balance de energia por unidad de masa"

"Estado 3"

T[3]=temperature(NH3H2O;h=h[3];x=x[3];P=P[3])

P[3]=P\_alta

Q[3]=quality(NH3H2O;h=h[5];x=x[3];P=P[3])

" Estado 4"

Q[4]=0

P[4]=P\_alta

m\_dot[4]=m\_dot[5]

"balance masa en los estados 4-5"

x[4]=x[5]

"balance de amoniaco en los estados 4-5"

h[4]=enthalpy(NH3H2O;P=P[4];x=x[4];Q=Q[4])  
 T[4]=temperature(NH3H2O;P=P[4];x=x[4];Q=Q[4])

"Estado 5"

P[5]=P\_alta  
 T[5]=temperature(NH3H2O;P=P[5];h=h[5];x=x[5])  
 Q[5]=quality(NH3H2O;P=P[5];h=h[5];x=x[5])  
 m\_dot[5]=m\_dot[6]  
 x[5]=x[6]  
 h[5]=h[6]

"balance de masa en el acelerador"  
 "balance de amoniaco en el acelerador"  
 "balance de energia en el acelerador"

" Estado 6"

P[6]=P\_baja  
 h[6]=enthalpy(NH3H2O;P=P[6];T=T[6];x=x[6])  
 Q[6]=quality(NH3H2O;P=P[6];h=h[6];x=x[6])

"Estado 7 "

P[7]=P\_alta  
 Q[7]=1  
 T[7]=T[8]  
 de vapor que entran y las que salen"  
 h[7]=enthalpy(NH3H2O;T=T[7];P=P[7];Q=Q[7])  
 x[7]=massfraction(NH3H2O;T=T[7];P=P[7];Q=Q[7])  
 T[7]=temperature(NH3H2O;P=P[3];x=x[3];Q=0)  
 vapor es igual a la temperatura de saturación en P\_alta y x[3]"

"hacer cumplir el equilibrio entre las corrientes

"suponga que la temperatura de salida del

"Estado 8"

P[8]=P\_alta  
 Q[8]=0  
 h[8]=enthalpy(NH3H2O;T=T[8];P=P[8];Q=Q[8])  
 x[8]=massfraction(NH3H2O;T=T[8];P=P[8];Q=Q[8])

" Estado 9"

P[9]=P\_alta  
 Q[9]=1  
 h[9]=enthalpy(NH3H2O;P=P[9];x=x[9];Q=Q[9])  
 T[9]=temperature(NH3H2O;P=P[9];x=x[9];Q=Q[9])

"Estado 10"

T[10]=40  
 condensador"

"temperatura de rechazo de calor del

$Q[10]=0$   
 $P[10]=P\_alta$   
 $h[10]=enthalpy(NH_3H_2O;P=P[10];x=x[10];Q=Q[10])$   
 $x[10]=x[11]$   
 intercambiador de calor refrigerante"

"Estado 11"

$P[11]=P\_alta$   
 $T[11]=temperature(NH_3H_2O;h=h[11];P=P[11];x=x[11])$   
 $Q[11]=quality(NH_3H_2O;T=T[11];P=P[11];x=x[11])$   
 $m\_dot[11]=m\_dot[12]$   
 $x[11]=x[12]$   
 $h[11]=h[12]$

"balance de masa"  
 "balance de amoniaco"  
 "balance de energia"

" Estado 12"

$P[12]=P\_baja$   
 $T[12]=temperature(NH_3H_2O;h=h[12];P=P[12];x=x[12])$   
 $Q[12]=quality(NH_3H_2O;h=h[12];P=P[12];x=x[12])$   
 $x[12]=x[13]$

"balance de amoniaco en el evaporador"

" Estado 13"

$P[13]=P\_baja$   
 $Q[13]=0,88$   
 $h[13]=enthalpy(NH_3H_2O;T=T[13];x=x[13];Q=Q[13])$   
 $P[13]=pressure(NH_3H_2O;T=T[13];x=x[13];Q=Q[13])$   
 $x[13]=x[14]$   
 intercambiador de calor de refrigerante"  
 $T[13]=-10$

"balance de amoniaco en el lado derecho del  
 "temperatura del evaporador"

"Estado 14"

$P[14]=P\_baja$   
 $h[14]=enthalpy(NH_3H_2O;T=T[14];P=P[14];x=x[14])$   
 $Q[14]=quality(NH_3H_2O;T=T[14];P=P[14];x=x[14])$

"Estado 15"

$P[15]=P\_baja$   
 $h[15]=enthalpy(NH_3H_2O;T=T[15];x=x[15];P=P[15])$   
 $Q[15]=quality(NH_3H_2O;T=T[15];x=x[15];P=P[15])$   
 $x[15]=x[14]$   
 $h[15]=h[14]$

"Estado 16"

$Q[16]=0$   
 $P[16]=P\_baja$   
 $h[16]=enthalpy(NH_3H_2O;T=T[16];P=P[16];Q=Q[16])$   
 $x[16]=massfraction(NH_3H_2O;T=T[16];P=P[16];Q=Q[16])$   
 $T[16]=T[4]$   
 "objetivo de diseño para el intercambio de calor interno entre Abs 2 y Des 1"

$$x[16]=x[17]$$

"balance de amoniaco"

"Estado 17"

$$P[17]=P\_alta$$

$$Q[17]=quality(NH3H2O;h=h[17];P=P[17];x=x[17])$$

$$T[17]=temperature(NH3H2O;P=P[17];x=x[17];h=h[17])$$

$$x[17]=x[18]$$

"balance de amoniaco en el lado izquierdo"

"Estado 18"

$$P[18]=P\_alta$$

$$T[18]=temperature(NH3H2O;h=h[18];P=P[18];x=x[18])$$

$$Q[18]=quality(NH3H2O;T=T[18];P=P[18];x=x[18])$$

"Estado 19"

$$P[19]=P\_alta$$

$$Q[19]=0$$

$$h[19]=enthalpy(NH3H2O;P=P[19];x=x[19];Q=Q[19])$$

$$T[19]=temperature(NH3H2O;P=P[19];x=x[19];Q=Q[19])$$

$$x[19]=x[20]$$

"balance de amoniaco en el lado derecho"

"Estado 20"

$$P[20]=P\_alta$$

$$h[20]=enthalpy(NH3H2O;T=T[20];P=P[20];x=x[20])$$

$$Q[20]=quality(NH3H2O;T=T[20];P=P[20];x=x[20])$$

$$m\_dot[20]=m\_dot[21]$$

$$x[20]=x[21]$$

$$h[20]=h[21]$$

"balance de masa en la valvula"

"balance de amoniaco en la valvula"

"balance de energia en la valvula"

"Estado 21"

$$P[21]=P\_baja$$

$$h[21]=enthalpy(NH3H2O;T=T[21];P=P[21];Q=Q[21])$$

$$x[21]=massfraction(NH3H2O;T=T[21];P=P[21];Q=Q[21])$$

"Estado 22"

$$Q[22]=1$$

$$P[22]=P\_alta$$

$$T[22]=temperature(NH3H2O;P=P[18];x=x[18];Q=0)$$

vapor es igual a la temperatura de saturación en  $P\_alta$  y  $x[18]$ "

"suponga que la temperatura de salida del

$$h[22]=enthalpy(NH3H2O;T=T[22];P=P[22];Q=Q[22])$$

$$x[22]=massfraction(NH3H2O;T=T[22];P=P[22];Q=Q[22])$$

$$T[22]=T[23]$$

"hacer cumplir el equilibrio entre las corrientes de vapor que entran y las que salen"

"Estado 23"

$Q[23]=0$   
 $P[23]=P\_alta$   
 $x[23]=\text{massfraction}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};T=T[23];P=P[23];Q=Q[23])$   
 $h[23]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};T=T[23];P=P[23];Q=Q[23])$

"Estado 24"

$Q[24]=1$   
 $P[24]=P\_alta$   
 $T[24]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};x=x[24];P=P[24];Q=Q[24])$   
 $h[24]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};x=x[24];P=P[24];Q=Q[24])$   
 $T[24]=T[16]$

"objetivo de diseño para el intercambio de calor interno entre Rect 2 y Des 1"

"Estado 25"

$P[25]=P\_alta$   
 $h[25]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};P=P[25];x=x[25];Q=Q[25])$   
 $T[25]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};P=P[25];x=x[25];Q=Q[25])$   
 $x[25]=x[10]$

"balance de amoniaco en el condensador"

"Estado 26"

$P[26]=P\_baja$   
 $T[26]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};h=h[26];x=x[26];P=P[26])$

$Q[26]=\text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};T=T[26];x=x[26];P=P[26])$   
 $x[26]=x[14]$   
 $h[26]=h[14]$

"balance de amoniaco"

"Estado 27"

$P[27]=P\_alta$   
 $Q[27]=1$   
 $T[27]=\text{temperature}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};P=P[27];x=x[27];Q=Q[27])$   
 $h[27]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};P=P[27];x=x[27];Q=Q[27])$

"Estado 28"

$Q[28]=0$   
 $P[28]=P\_alta$   
 $T[28]=T[24]$   
 de vapor que entran y las que salen"  
 $h[28]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};T=T[28];P=P[28];Q=Q[28])$   
 $x[28]=\text{massfraction}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};T=T[28];P=P[28];Q=Q[28])$

"hacer cumplir el equilibrio entre las corrientes"

"Estado 29"

$P[29]=P\_baja$   
 $h[29]=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};T=T[29];x=x[29];P=P[29])$   
 $Q[29]=\text{quality}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O};T=T[29];x=x[29];P=P[29])$

$x[29]=x[15]$   
 "balance de amoniaco en la corriente 15-29"  
 $T[29]=T[6]$   
 "objetivo de diseño para el intercambio de calor interno"

"concentraciones"  
 $x[9]=0,99$   
 $x[1]-x[4]=\Delta x_1$   
 $\Delta x_1=0,04$   
 $x[16]-x[19]=\Delta x_2$   
 $\Delta x_2=0,04$   
 "objetivo de diseño del rectificador"  
 "objetivo de diseño de bucle de solución"  
 "objetivo de diseño de bucle de solución"

"ajuste las presiones suponiendo que no haya pérdidas por fricción"  
 $P_{baja}=\text{pressure}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[1]; x=x[1]; Q=Q[1])$   
 "definir  $P_{baja}$  en términos de las condiciones del absorbedor 1"  
 $P_{alta}=\text{pressure}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[10]; x=x[10]; Q=Q[10])$   
 "definir  $P_{alta}$  en términos de condiciones del condensador"

"establecer valores de todos los componentes de la matriz de presión"

"absorbedor 1"  
 $m_{dot}[26]+m_{dot}[6]=m_{dot}[1]$   
 "balance de masa"  
 $m_{dot}[26]*x[26]+m_{dot}[6]*x[6]=m_{dot}[1]*x[1]$   
 "balance de amoniaco"  
 $m_{dot}[29]=m_{dot}[15]$   
 "balance de masa en la corriente 15-29"  
 $m_{dot}[26]*h[26]+m_{dot}[6]*h[6]+m_{dot}[15]*h[15]=m_{dot}[1]*h[1]+m_{dot}[29]*h[29]+Q_{dot\_abs\_1}$   
 "balance energía"  
 $Q_{dot\_abs\_1\_int}=m_{dot}[15]*(h[29]-h[15])$   
 "balance de energía en el lado del vapor del intercambio de calor interno"  
 $UA_{a1}=10$   
 $T1_{a1}=40$   
 $T15_{a1}=13$   
 $T26_{a1}=13$   
 $T29_{a1}=49$   
 $dTa_{a1}=T1_{a1}-T26_{a1}$   
 $dTb_{a1}=T29_{a1}-T15_{a1}$   
 $LMTD_{a1}=(dTa_{a1}-dTb_{a1})/(\ln(dTa_{a1}/dTb_{a1}))$   
 $Eff_{a1}=(T1_{a1}-T15_{a1})/(T29_{a1}-T26_{a1})$   
 $Q_{dot\_abs\_1\_int}=UA_{a1}*LMTD_{a1}$

"desorbedor 1"  
 $err\_abs\_mass1=m_{dot}[8]+m_{dot}[3]-$   
 $(m_{dot}[7]+m_{dot}[4])$   
 "balance de masa"  
 $err\_absammonia\_1=m_{dot}[8]*x[8]+m_{dot}[3]*x[3]-$   
 $(m_{dot}[7]*x[7]+m_{dot}[4]*x[4])$   
 "balance de amoniaco"  
 $m_{dot}[3]*h[3]+m_{dot}[8]*h[8]+Q_{dot\_des\_1}=m_{dot}[7]*h[7]+m_{dot}[4]*h[4]$   
 "balance de energía"

"Q\_dot\_des\_1=Q\_dot\_abs\_2+Q\_dot\_rect\_2"  
 "equiparar como modelo de intercambio de calor interno"

UA\_d1=25  
 T3\_d1=94  
 T4\_d1=111  
 T7\_d1=103  
 T8\_d1=103  
 dTa\_d1=T7\_d1-T3\_d1  
 dTb\_d1=T4\_d1-T8\_d1  
 LMTD\_d1=(dTa\_d1-dTb\_d1)/(LN(dTa\_d1/dTb\_d1))  
 Eff\_d1=(T4\_d1-T8\_d1)/(T7\_d1-T3\_d1)  
 Q\_dot\_des\_1=UA\_d1\*LMTD\_d1

"rectificador 1 (R1)"

m\_dot[7]=m\_dot[9]+m\_dot[8] "balance de masa"  
 m\_dot[7]\*x[7]=m\_dot[9]\*x[9]+m\_dot[8]\*x[8] "balance de amoniaco"  
 m\_dot[7]\*h[7]=m\_dot[9]\*h[9]+m\_dot[8]\*h[8]+Q\_dot\_rect\_1 "balance de energia"

"bomba 1"

m\_dot[1]=m\_dot[2] "balance de masa"  
 swp1=v[1]\*(P[2]-P[1])/eta\_bomba "trabajo especifico de la bomba"  
 W\_dot\_b1=m\_dot[1]\*(h[2]-h[1]) "potencia de la bomba"

"solucion en el intercambiador de calor 1"

h\_5\_min=enthalpy(NH3H2O;T=T[2];P=P[5];x=x[5])  
 h\_3\_max=enthalpy(NH3H2O;T=T[4];P=P[3];x=x[3])  
 CALL shx(epsilon\_shx;m\_dot[2];m\_dot[4];h[2];h[4];h\_5\_min;h\_3\_max;h[5];h[3];Q\_dot\_shx\_1)

"corrientes de mezcla antes del condensador"

m\_dot[27]+m\_dot[9]=m\_dot[25] "balance de masa"  
 m\_dot[27]\*x[27]+m\_dot[9]\*x[9]=m\_dot[25]\*x[25] "balance de amoniaco"  
 m\_dot[27]\*h[27]+m\_dot[9]\*h[9]=m\_dot[25]\*h[25] "balance de energia"

"condensador"

m\_dot[25]=m\_dot[10] "balance de masa en el condensador"  
 "Q\_dot\_cond=m\_dot[25]\*(h[25]-h[10])" "balance de energia en el condensador"  
 UA\_c=65  
 T10\_c=40  
 T25\_c=75  
 T27\_c=76  
 dTa\_c=T25\_c-T10\_c  
 dTb\_c=T27\_c-T10\_c  
 LMTD\_c=(dTa\_c-dTb\_c)/(LN(dTa\_c/dTb\_c))  
 Eff\_c=(T27\_c-T25\_c)/(T27\_c-T10\_c)  
 Q\_dot\_cond=UA\_c\*LMTD\_c

"evaporador"

```

m_dot[12]=m_dot[13]
"Q_dot_evap=m_dot[13]*(h[13]-h[12])"
UA_e=14
T11_e=0,3
T12_e=-11
T13_e=-10
dTa_e=T11_e-T12_e
dTb_e=T11_e-T13_e
LMTD_e=(dTa_e-dTb_e)/(LN(dTa_e/dTb_e))
Eff_e=(T11_e-T12_e)/(T11_e-T13_e)
Q_dot_evap=UA_e*LMTD_e

"rompiendo corrientes antes de los absorbedores"
m_dot[14]=m_dot[26]+m_dot[15]

"intercambiador de calor refrigerante"
m_dot[10]=m_dot[11]
intercambiador de calor refrigerante
m_dot[13]=m_dot[14]
intercambiador de calor de refrigerante
h_14_max=enthalpy(NH3H2O;T=T[10];P=P[14];x=x[14])
h_11_min=enthalpy(NH3H2O;T=T[13];P=P[11];x=x[11])
CALL shx(epsilon_cpc;m_dot[13];m_dot[10];h[13];h[10];h_11_min;h_14_max;h[11];h[14];Q_dot_rhx)

"absorbedor 2"
m_dot[29]+m_dot[21]=m_dot[16]
"balance de masa"
m_dot[29]*x[29]+m_dot[21]*x[21]=m_dot[16]*x[16]
"balance de amoniaco"
"m_dot[29]*h[29]+m_dot[21]*h[21]=m_dot[16]*h[16]+Q_dot_abs_2"
"balance de energia"
T16_a2=112
T21_a2=129
T29_a2=49
dTa_a2=T16_a2-T29_a2
dTb_a2=T21_a2-T29_a2
LMTD_a2=(dTa_a2-dTb_a2)/(LN(dTa_a2/dTb_a2))
UA_a2=25
Eff_a2=(T16_a2-T29_a2)/(T21_a2-T29_a2)
Q_dot_abs_2=UA_a2*LMTD_a2

"desorbedor 2"
0=m_dot[18]+m_dot[23]+m_dot[28]-(m_dot[19]+m_dot[22]) "balance de masa"
0=m_dot[18]*x[18]+m_dot[23]*x[23]+m_dot[28]*x[28]-(m_dot[19]*x[19]+m_dot[22]*x[22])
"balance de amoniaco"
m_dot[23]*h[23]+m_dot[18]*h[18]+m_dot[28]*h[28]+Q_dot_des_2=m_dot[19]*h[19]+m_dot[22]*h[22]
"balance de energia"
UA_d2=7
T18_d2=176
T19_d2=199
T22_d2=183
T28_d2=76
dTa_d2=T22_d2-T18_d2
dTb_d2=T19_d2-T28_d2

```



$LMTD_{d2} = (dT_{a\_d2} - dT_{b\_d2}) / (\ln(dT_{a\_d2} / dT_{b\_d2}))$   
 $Eff_{d2} = (T_{22\_d2} - T_{18\_d2}) / (T_{19\_d2} - T_{28\_d2})$   
 $Q_{dot\_des\_2} = UA_{d2} * LMTD_{d2}$

"rectificador (R2)"

$m_{dot}[22] = m_{dot}[23] + m_{dot}[24]$

"balance de masa"

$m_{dot}[22] * x[22] = m_{dot}[23] * x[23] + m_{dot}[24] * x[24]$

"balance de amoniaco"

$m_{dot}[22] * h[22] = m_{dot}[23] * h[23] + m_{dot}[24] * h[24] + Q_{dot\_rect\_2}$

"balance de energia"

"rectificador (R3)"

$m_{dot}[24] = m_{dot}[27] + m_{dot}[28]$

"balance de masa"

$m_{dot}[24] * x[24] = m_{dot}[27] * x[27] + m_{dot}[28] * x[28]$

"balance de amoniaco"

$m_{dot}[24] * h[24] = m_{dot}[27] * h[27] + m_{dot}[28] * h[28] + Q_{dot\_rect\_3}$

"balance de energia"

"bomba 2"

$m_{dot}[16] = m_{dot}[17]$

"balance de masa"

$v[16] = \text{volume}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[16]; P=P[16]; Q=Q[16])$

"volumen especifico del liquido entrante"

$swp2 = v[16] * (P[17] - P[16]) / \eta_{bomba}$

"trabajo por unidad de masa"

$h[17] = h[16] + swp2$

"balance de energia"

$W_{dot\_b2} = m_{dot}[16] * (h[17] - h[16])$

"potencia de bomba necesaria para la bomba 2"

"intercambiador de calor 2"

$m_{dot}[17] = m_{dot}[18]$

"balance de masa en el lado izquierdo"

$m_{dot}[19] = m_{dot}[20]$

"balance de masa en el lado derecho"

$h_{20\_min} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[17]; P=P[20]; x=x[20])$

"entalpia en el estado 20 si T[20] fuera igual a T[17]"

$h_{18\_max} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T[19]; P=P[18]; x=x[18])$

"entalpia en el estado 18 si T[18] fuera igual a T[19]"

$CALL \text{shx}(\text{epsilon\_shx}; m_{dot}[17]; m_{dot}[19]; h[17]; h[19]; h_{20\_min}; h_{18\_max}; h[20]; h[18]; Q_{dot\_shx\_2})$

"COP"

$COP = Q_{dot\_evap} / (W_{dot\_b1} + W_{dot\_b2} + Q_{dot\_des\_2})$

"COP incluida la potencia de la bomba"

$COP_c = Q_{dot\_evap} / Q_{dot\_des\_2}$

"COP excluyendo la potencia de la bomba"

$checkQ = Q_{dot\_des\_2} + Q_{dot\_evap} + W_{dot\_b1} + W_{dot\_b2} -$

$(Q_{dot\_rect\_1} + Q_{dot\_rect\_3} + Q_{dot\_cond} + Q_{dot\_abs\_1})$  "verificar el balance general de energia"

$P_{ratio} = P_{alta} / P_{baja}$

"definicion de relacion de presion"

$T_{glide} = T[13] -$

$T[12]$

"deslizamiento de temperatura en el evaporador"

### 5.1.5 Programacion EES para simple efecto NH3-NaSCN

{PROPIEDADES TERMODINAMICAS}

{AMONIACO}

PROCEDURE pnh3(T:p)

$P = 428,71 + 16,001*(T) + 0,23652*(T)^2 + 0,0016132*(T)^3 + 0,0000024303*(T)^4 - 0,000000012494*(T)^5 + 0,00000000012741*(T)^6$   
END

PROCEDURE hlnh3(T:h)

$h = 198,79 + 4,4644*(T) + 0,0062790*(T)^2 + 0,00014591*(T)^3 - 0,0000015262*(T)^4 - 0,000000018069*(T)^5 + 0,00000000019054*(T)^6$   
END

PROCEDURE hvnh3(T:h)

$h = 1463,3 + 1,2839*(T) - 0,011501*(T)^2 - 0,00021523*(T)^3 + 0,0000019055*(T)^4 + 0,000000025608*(T)^5 - 0,00000000025964*(T)^6$   
END

{TIOCIANATO DE SODIO}

PROCEDURE Pnascn(T;X:P)

$P = 10^{\wedge} ( 7,28052614791485 - 9,98578756800149*x + 18,0924708409562*x^2 - 8,37554049247223*x^3 + (-1736,78121627688 + 6632,09862977151*x - 11032,3665611249*x^2 + 4921,48426718966*x^3)/(T+273,15) + (-212933,487546375 + 49179,5441865387*x + 425731,685853354*x^2 - 255949,293886999*x^3)/(T+273,15)^2 )$   
END

PROCEDURE hnascn(T;X:h)

$a = 3,84636356E+03$   
 $b = -1,24517261E+04$   
 $c = 7,67247564E+03$   
 $d = -2,49545268E+01$   
 $e = 7,57717350E+01$   
 $f = -4,84382931E+01$   
 $g = 4,62393369E-02$   
 $h = -1,28370565E-01$   
 $i = 8,60842759E-02$   
 $h = (a+b*X+c*X^2)+(d+e*X+f*X^2)*(T+273,15) + (g+h*X+i*X^2)*(T+273,15)^2$   
END

PROCEDURE dnascn(T;X:d)

$A = 1748,01901 - 1528,30364*X + 845,00797*X^2$   
 $B = -1,52156 + 2,80299*X - 2,84640*X^2$   
 $d = A + B*(T+273,15)$   
END

{BALANCES DE MASAS Y ENERGIA EN COMPONENTES}

**{CONDENSADOR}**

$CDc=788$   
 $dTc=5$   
 $T[54]=20$   
 $T[2]=T[54] + dTe$   
 call pnh3(T[2]:P[2])  
 call hvnh3(T[1]:h[1])  
 call hlnh3(T[2]:h[2])  
 $m[1]=m[2]$   
 $qc = (1/60)*(m[1]*h[1] - m[2]*h[2])$   
 $qc=4,2*998,5*(CDc/3600000)*(T[55] - T[54])$

**{VALVULA DE EXPANSION}**

$T[4] = T[5]$   
 $m[2] = m[4]$   
 $h[2] = h[4]$   
 {call hlnh3(T[4]:h[4])}

**{EVAPORADOR}**

$CDe=166$   
 $dTe=5$   
 $T[53]=5$   
 $T[52]=T[5] + dTe$   
 call pnh3(T[5]:P[5])  
 call hvnh3(T[5]:h[5])  
 $m[4]=m[5]$   
 $qe = (1/60)*((m[5]*h[5]) - (m[4]*h[4]))$   
 $qe=4,22*1000*(CDe/3600000)*(T[52] - T[53])$

**{ABSORBEDOR}**

$m[6]=1$   
 $X[20] = X[6]$   
 $X[11] = X[9]$   
 $h[11] = h[10]$   
 $P[6] = P[5]$   
 call Pnascn(T[6];X[6]:P[6])  
 call hnascn(T[6];X[6]:h[6])  
 call hnascn(T[11];X[11]:h[11])  
 call hnascn(T[20];X[20]:h[20])  
 $m[5] + m[11] + m[20] = m[6]$   
 $m[5]*h[5] + m[11]*h[11] + m[20]*h[20] = m[6]*h[6]$

**{BOMBA}**

$X[7] = X[6]$

```

m[7] = m[6]
P[7] = P[2]
{call Pnascn(T[7];X[7]:P[7])}
call hnascn(T[7];X[7]:h[7])
call dnascn(T[7];X[7]:d[7])
m[6]*h[6] - m[7]*h[7] - w = 0
w = (1/60)*((m[6]*(P[7]-P[6]))/d[7])

```

#### { VALVULA DE EXPANSION CIRCUITO SOLUCION }

```

call hnascn(T[10];X[10]:h[10])
m[11] = m[10]
X[10] = X[9]

```

#### { RETORNO ABSORBEDOR }

```

CDa=788
dTa=5
T[58]=15
T[20]=T[58] + dTe
m[22] = m[20]
X[21] = X[7]
X[22] = X[7]
T[21] = T[7]
T[22] = T[7]
{h[21] = h[7]}
{h[22] = h[7]}
call hnascn(T[21];X[21]:h[21])
call hnascn(T[22];X[22]:h[22])
m[7] = m[22] + m[21]
m[21]*5 = m[22]
qa = (1/60)*( m[22]*h[22] - m[20]*h[20] )
qa=4,2*998,5*(CDa/3600000)*(T[59] - T[58])

```

#### { INTERCAMBIADOR }

```

P[9]=P[2]
m[8] = m[21]
m[10] = m[9]
X[8] = X[6]
call Pnascn(T[9];X[9]:P[9])
call hnascn(T[8];X[8]:h[8])
call hnascn(T[9];X[9]:h[9])
m[21]*h[21] + m[9]*h[9] = m[10]*h[10]+ m[8]*h[8]
qi = (1/60)*(m[9]*h[9] -m[10]*h[10])
e = (T[9]-T[10]) / (T[9]-T[21])
e = 0,8

```

#### { GENERADOR }

```

CDg=809
dTg=5
T[56]=90

```

```

T[56]=T[9] + dTe
T[1] = T[9]
{call Pnascn(T[1];X[8]:P[8]) }
{m[1] + m[9] = m[8]
m[1] + m[9]*X[9] = m[8]*X[8]}
qg = (1/60)*(m[9]*h[9] + m[1]*h[1] - m[8]*h[8])
qg=4,2*998,5*(CDg/3600000)*(T[56] - T[57])

```

{BALANCES GENERALES Y POTENCIAS}

COP =  $q_e / (q_g + w)$

$f = m[8] / m[1]$

### 5.1.6 Anexos programación colectores solares

{CALCULOS PARA EL REQUERIMIENTO ENERGETICO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN}

```

V[17]=800;           {volumen en m3 del invernadero}
DTair=10;           {Delta de temperatura alcanzado en el invernadero con
la máquina en °C}
T[17]=30;           {Temperatura ambiente maxima esperada}
T[18]=T[17]-DTair;
P[17]=101,325;      { Presion atmosferica en kpa}
CP[17]=cp(Air, T=T[17]); {calor especifico del aire en kJ/kgK}
rho[17]=density(Air, T=T[17]; P=P[17]) { densidad del aire en kg/m3}
m[17]=V[17]*rho[17]; {masa del aire en kg}
Qreq=CP[17]*m[17]*(T[17]-T[18]); {Calor que se debe retirar del aire en KJ}
trenova=60;        { tiempo en el que se debe enfriar en aire en s}
Qpuntoe=Qreq/trenova; {Potencia requerida en el evaporador en KW}

```

*Programación para hallar Q de evaporador.*

"Area para BrLiH2O simple efecto"

Q\_dot\_d\_sb=512

G\_sb=4,5

n\_c\_sb=0,76

literaturas"

A\_sb=Q\_dot\_d\_sb\*0,6/(n\_c\_sb\*G\_sb)

"Area para BrLiH2O doble efecto"

Q\_dot\_d\_sb2=137.4

G\_sb2=4,5

n\_c\_sb2=0,76

A\_sb2=Q\_dot\_d\_sb2\*0,6/(n\_c\_sb2\*G\_sb2)

"Area para NH3H2O simple efecto"

Q\_dot\_d\_ns=289.6

G\_ns=4,5

n\_c\_ns=0,76

A\_ns=Q\_dot\_d\_ns\*0,6/(n\_c\_ns\*G\_ns)

"Area para NH3H2O doble efecto"

Q\_dot\_d\_ns2=283.3

G\_ns2=4,5

n\_c\_ns2=0,76

"Energia en el desorbedor"

"Radiacion en el area de Neiva-Huila"

"Rendimiento del panel solar segun

$$A_{ns2} = Q_{dot\_d\_ns2} * 0,6 / (n_{c\_ns2} * G_{ns2})$$

"Área para NH3-NaSCN simple efecto"

$$Q_{dot\_d\_ts} = 0,6701$$

$$G_{ts} = 4,5$$

$$n_{c\_ts} = 0,76$$

$$A_{ts} = Q_{dot\_d\_ts} * 0,6 / (n_{c\_ts} * G_{ts})$$

*programación área para colectores solares.*

$$\text{Área LiBr simple efecto} = 89.82 \text{ m}^2$$

$$\text{Área LiBr doble efecto} = 24.11 \text{ m}^2$$

$$\text{Área NH3 simple efecto} = 50.81 \text{ m}^2$$

$$\text{Área NH3 doble efecto} = 49.7 \text{ m}^2$$

$$\text{Área NaSCN simple efecto} = 0.1176 \text{ m}^2$$

## Conclusión

Los ciclos de doble efecto tuvieron mejor rendimiento que lo de efecto simple, pero no todo era bueno puesto que los ciclos de doble efecto tienen unos rigurosos requerimientos y mayores cuidados, pero al momento de correr las simulaciones se obtiene un mejor coeficiente de operación (COP).

En el caso del tiocianato de sodio-amoniaco por falta de información de esta solo se pudo correr la simulación de ciclo de simple efecto, pero con solo esta simulación se dio a conocer que el COP es mejor que las otras dos mezclas en simple efecto. Esta mezcla no tiene propiedades en las librerías de los softwares por tal razón era más complicado la simulación doble efecto, pero podríamos creer que si en simple efecto dio buenos resultados entonces el doble efecto daría resultados positivos.

En cuanto al sistema solar, podemos dar a conocer una tecnología que ya está establecida y que se usa en cuanto a los ciclos de refrigeración por absorción en las mezclas comerciales que usamos, aprovechando la energía del sol y un consumo menor de energía eléctrica, siendo un punto favorable para el medio ambiente.

En cuanto a diferencias de nuestros resultados con la mezcla de tiocianato de sodio-amoniaco con los que se buscaron en la literatura, comprendimos que:

- El trabajo de la bomba disminuye y esto gracias a que la densidad obtenida de la solución es menor que la densidad de la solución publicada anteriormente.
- La relación de masa entre cantidad de solución y la cantidad de amoniaco en el ciclo es menor lo cual es un efecto muy bueno ya que se necesita menos cantidad de solución circulando.
- Disminución del COP ocasionado por el incremento de calor necesario en el desorbedor (generador).

### Referencias Bibliográficas

1. Absorption chillers and heat pump (2 th ed.). Keith E. Herold, Reinhard Radermacher, Sabford A. Klein.
2. Barker, J.A, Deteminations of the activity coefficients from total pressure measurements. Aust.J. Chem, 1953, 6,207-210.
3. Bhargav Pandya, Nishant Modi, Vinay Kumar, Ravi Upadhyai, Jatin Patel, performance comparison and optimal parameters evaluation of solar assisted NH<sub>3</sub>-NaSCN and NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> type absorption cooling system”, Akadémiai Kiadó, Budapest Hungary, published online: 30 July 2018.
4. Blytas, G.C; Daniels, F. Concentrated solutions of NaSCN in Ammonia. Solubility, density, vapor pressure, viscosity, therma conductance, heat of solution and heat capacity. J. Am Chem Soc 1962,84(7), 1075-1083.
5. C. A. Infante Ferreira, “Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions”, Laboratory for refrigeration and indoor climate technology, Delft University of Technology, The Netherlands, 11 March 1983.
6. Cesar A. Isaza, Isaac Pilatowsky, Rosemberg J. Romero, Farid B. Cortes. Análisis termodinámico de un sistema de refrigeración solar por absorción usando soluciones de monometilamina-agua para la conservación de alimentos.
7. Chaudhari, S.K, Martinez, L.H, Rua, E.B, Salavera, D, Coronas A. propiedades termofisicas de la solución NH<sub>3</sub>-NaSCN. XII encuentro inter-bienal del grupo especializado de termodinámica (GET), 2010.
8. Da-Wen Sun, “Comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NaSCN absorption refrigeration systems”, Energy convers. Mgmt Vol. 39, No. 5/6, pp. 357-369, 1998.
9. Ferreira, C.A.I. Thermodynamics and physica property data equations for ammonia-litihum nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. Solar energy 1984,32,231-236.
10. Gupta, C. P.; Sharma, C.P. and Meherotra, R.K. Thermodynamics properties of solutions of sodium Thiocyanate in liquid ammonia and their vapors. XIV Int.cong. IIR, Moscow, 1975, II, 170-178.
11. JV Herrera-Romero, Dario Colorado-Garrido, “Comparative Study of a compression-Absorption cascade system operating with NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, and R134a as working fluids”, published: 10 July 2020.
12. J.M. Abdulateef K. Sopian and M.A. Alghoul; Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances usign ammonia-water, ammonialithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions; international journal of mechanical and materials engineering (Ijmme), Vol. 3 (2008), No. 1, 17-24.
13. Keith E. Herold, Reinhard Radermacher, Sanford A. Klein, Absorption chillers and heat pumps, 2nd edition, Boca Raton, 2016, pp. 1-104.
14. L. Garousi Farshi, S. Asadi, “Ammonia lithium nitrate and ammonia sodium



- thiocyanate double effect absorption refrigeration systems: Thermodynamic analysis”, Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran, 2018, pp. 374-385.
15. Linghui Zhu, And Junjie Gu; Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system world academy of science, engineering and technology 56 2009.
  16. Pongsid Srikitin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatan, “A review of absorption refrigeration technologies”, Mechanical Engineering Program, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, PO Box 22 Thammasat Rangsit Post Office, Pathumthani 12121, Thailand, 12 February 20.
  17. P.S. Asha Iyer, S. Srinivasa Murthy, M.V. Krishna Murthy, “Correlations for evaluation of the performance characteristics of vapor absorption refrigeration cycles”, Solar & Wind technology Vol. 5, No. 2, Great Britain, 1988, pp. 191-197.
  18. Sun. D. W, Comparison of the performance 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 and management 1998;39:357-68.
  19. Victor Hugo Flores Flores, Jesus Cerezo Roman, Gisela Montero Alpirez, “Performance Analysis of Different Working Fluids for an Absorption Refrigeration Cycle”, Instituto de ingeniería de la Autónoma de Baja California, Blvd Benito Juarez s/n, Mexicali, Baja California, CP 21280, México, 2014.
  20. Zhu LH, Wang SJ, Gu JJ. Performance investigation of a thermal-driven refrigeration system. International energy research 2008; 32: 939-49.



