



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
ENERGÍA – PROCESOS Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROCESO DE ABSORCIÓN DE AMONIACO  
POR BURBUJAS EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS,  
UTILIZANDO DIFERENTES FLUIDOS ABSORBENTES

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:  
M.E.S. JORGE DE JESUS CHAN GONZALEZ

TUTOR PRINCIPAL  
DR. ROBERTO BEST Y BROWN, IER-UNAM  
COMITÉ TUTOR  
DR. JAIME G. CERVANTES DE GORTARI, FI-UNAM  
DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ-FRANCO, IER-UNAM  
DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES, IER-UNAM  
DR. JESÚS CEREZO ROMÁN, IIG-UABC.

MÉXICO, D. F. JULIO 2013



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: DR. JAIME GONZALO CERVANTES DE GORTARI.

Secretario: DR. ROBERTO BEST Y BROWN.

Vocal: DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO.

1<sup>er</sup>. Suplente: DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES.

2<sup>do</sup>. Suplente: DR. JESÚS CEREZO ROMÁN.

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES-UNAM. TEMIXCO, MORELOS

**TUTOR DE TESIS:**

DR. ROBERTO BEST Y BROWN.

-----  
**FIRMA**

---

## Abstract

An experimental study of a bubble mode in a PHE-type absorber with  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  was performed. The flow of ammonia gas was performed in the bubble mode using an inner gas distributor. The inner gas distributor presents more benefits than a liquid distributor used in a falling film. For this paper we used  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  like an alternate working pair to  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . The PHE-type absorber was designed to be used in absorption solar refrigeration devices. In the scientific literature we found theoretical and experimental works with  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , theoretical papers with  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  and  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  mixtures; but only one recent experimental work with  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ . We found that there is no experimental works that compares these mixtures. Previously to use of the  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  mixture the absorber was characterized by water- water. Additionally tests were made with  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  to obtain an internal temperature profile during the absorption process. The  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  solution flow rate was  $11.69$  to  $35.46 \pm 0.42 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  starting with a concentration of 35% and ending at 50%. The mass flow rate of ammonia vapor at saturation condition was  $0.79$  to  $4.92 \pm 0.05 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  and a mass flow rate of cooling water,  $0.31 \pm 0.04 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , at 7 bar absolute pressure. Empirical correlations were obtained based on experimental data during the absorption process with  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  mixture.

## Resumen

Se plantea un estudio teórico-experimental del proceso de absorción con  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  en un intercambiador de calor de placas por burbujeo con un distribuidor interno de vapor de amoníaco, debido a la ventaja que tiene un distribuidor de este tipo con respecto a uno de líquido (empleado en película descendente). Para la construcción del distribuidor de vapor se empleó tubing de  $\phi 3.175 \text{ mm}$  con orificios de 1, 2 y 3 mm, Se utiliza la mezcla alternativa  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  para acoplarse a equipos de refrigeración Solar por absorción. Existe en la literatura trabajos teóricos y experimentales pero que emplean  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , trabajos teóricos con las mezclas  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ , pero solo existe un trabajo experimental con  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ . Se diseñó y construyó un equipo experimental que permitió evaluar al absorbedor en distintas condiciones de operación. Previo a la utilización de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  se caracterizó el absorbedor con agua-agua y se hicieron también pruebas con  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  para obtener un perfil interno de temperaturas durante el proceso de absorción. El flujo másico de solución fue de  $11.69$  a  $35.46 \pm 0.42 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  con una presión absoluta de 7 bar en el absorbedor; el flujo de vapor saturado de amoníaco fue de  $0.79$  to  $4.92 \pm 0.05 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . El flujo másico de agua de enfriamiento fue de  $0.31 \pm 0.04 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  Se obtuvo una correlación empírica, basada en los datos experimentales obtenidos, del número de Nusselt de la solución durante el proceso absorción con la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ .

---

# AGRADECIMIENTOS

---

Agradezco al Dr. Roberto Best y Brown su amabilidad para dirigirme este Proyecto Doctoral. A los Doctores: Jaime Cervantes de Gortari, Wilfrido Rivera Gómez Franco, Octavio García Valladares y Jesús Cerezo Román, por el apoyo brindado a este trabajo como miembros de mi comité Tutorial.

De manera muy particular agradezco al Dr. Jaime Cervantes por todos sus sabios consejos vertidos durante el desarrollo de este Proyecto.

Agradezco a la Secretaría de Educación Pública a través de PROMEP por la beca /103.5/09/4287 otorgada para realización de este Proyecto. A la Universidad Autónoma de Campeche por las facilidades otorgadas para trasladarme a realizar el presente trabajo. Agradezco al CONACyT por la beca 84196, otorgada durante el cuarto año de trabajo.

Agradezco a las Autoridades de la Universidad Autónoma de Campeche, por todas las facilidades otorgadas durante la Realización del Proyecto, en particular a la Dirección de la Facultad de Ingeniería.

Agradezco a las Autoridades del Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México por todas las facilidades otorgadas durante la Realización del Proyecto.

Agradezco a todos mis compañeros de Refrigeración por la amistad brindada, de los cuales aprendí muchas cosas importantes de la vida y conocimientos académicos. También por el apoyo espartano que recibí de todos ellos en los momentos más críticos del Proyecto.

De igual forma agradezco a los Doctores, Jorge Hernández y Víctor Gómez por todo el apoyo técnico y moral, que me brindaron durante la construcción, puesta en servicio y funcionamiento del sistema experimental. Agradezco también a la Ingeniera Carmen Huerta por el soporte técnico en aspectos de cómputo en general y en particular en el uso del programa EES.

Agradezco a la Secretaría Técnica así como a todos los técnicos del taller del Instituto, por todas las facilidades brindadas en la realización de mi trabajo. Al Ingeniero José Jaime Villalobos Gómez, Jefe de taller; a Javier, “Goyo”, Arturo, y Esteban.

Agradezco a la Biblioteca del Instituto por las facilidades otorgadas para acceder al acervo bibliográfico de la UNAM. A Paty y Carlos.

Agradezco a la Lic. Sara del Socorro Mejía Garrido, responsable de las becas PROMEP en la Universidad Autónoma de Campeche, por su invaluable apoyo durante la realización de mi trabajo.

Agradezco a la Sra. Lourdes Calderón, Asistente del Departamento de Sistemas Energéticos, por invaluable apoyo durante toda mi estancia en este Instituto.

Agradezco a mis Padres Prof. José H. Chan Zavala(+) y Profa. María del Socorro González Dzib por todo su amor y apoyo incondicional que me han brindado a lo largo de mi vida y en particular durante la realización del Proyecto Doctoral. A mis hermanos Miguel y Carlos por su amor y apoyo.

Agradezco y dedico el trabajo a mi familia; a mi esposa Ana María, a mis Hijos Luis Adrián y Regina por todo el amor que me brindan, porque ellos compartieron todos los momentos buenos y las penurias que se presentaron a lo largo del trabajo.

Agradezco a Dios, por la magnífica oportunidad de vida que me ofreció y por todos los dones otorgados para concluir satisfactoriamente mi trabajo.

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto doctoral a mi familia: mi esposa Ana María, y mis hijos Luis Adrián y Regina quienes compartieron conmigo esta aventura, donde sorteamos juntos como familia todas las vicisitudes que se presentaron.

“Y SÓLO ENTONCES, EL HOMBRE SE CONVIERTE EN VIENTO.....” El alquimista, Paulo Coello.

---

# ÍNDICE

---

<b>1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS</b>	1
1.1. INTRODUCCIÓN.	1
1.2. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS	4
1.2.1. Justificación	4
1.2.2. Objetivos	6
1.2.2.1. Objetivo general	6
1.2.2.2. Objetivo específico	7
1.3 METAS	7
1.3.1. Estudio experimental.	7
1.3.1.1. Inyección de vapor.	7
1.3.1.2. Diferente mezcla de trabajo.	8
1.3.1.3. Manejo estadístico.	8
<b>2. METODOLOGÍA GENERAL DEL PROYECTO</b>	9
2.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DEL PROCESO DE ABSORCIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS CON DISTRIBUIDOR DE BURBUJAS PARA LA MEZCLA AMONIACO-NITRATO DE LITIO.	10
2.1.1. Referencias bibliográficas teóricas.	10
2.1.2. Referencias bibliográficas experimentales.	21
2.2. ESTUDIO EXPERIMENTAL.	29
2.2.1. Caracterización del absorbedor.	29
2.2.1.1. Variables experimentales que se deben medir.	30
2.2.1.2. Datos preliminares para el diseño del equipo experimental.	31
<b>3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL.</b>	34
3.1. CIRCUITOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA EXPERIMENTAL.	35
3.1.1 Circuito de gas de amoníaco.	35
3.1.2. Circuito de solución amoniacal diluida.	36
3.1.3. Circuito de solución amoniacal concentrada.	36
3.1.4. Circuito de agua de enfriamiento.	37
3.2. EQUIPOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA EXPERIMENTAL.	38
3.2.1 Absorbedor de placas.	38
3.2.2. Distribuidor de gas de amoníaco.	39

## Índice.

3.2.3. Tanques de solución amoniacal: diluida y concentrada.	40
3.2.4. Bomba dosificadora de diafragma.	41
3.2.5. Medidores de caudal y densidad tipo Coriolis.	42
3.2.6. Válvulas micrométricas para regulación de flujos.	44
3.2.7. Amortiguador de pulsaciones.	46
3.2.8. Evaporador.	47
3.2.9. Tanque de agua caliente para ganancia térmica.	48
3.2.10. Calentador de aceite térmico para la solución amoniacal (CROMALOX).	48
3.2.11. Sistema de agua de enfriamiento para la absorción.	49
3.2.12. Sistema de adquisición de datos por computadora.	50
<b>4.1. RESULTADOS Y CONCLUSIONES.</b>	<b>54</b>
<b>4.1. ECUACIONES INVOLUCRADAS EN EL ANÁLISIS TEÓRICO.</b>	<b>54</b>
4.1.1. Instrumentos de medición y sus respectivas exactitudes.	54
4.1.2. Parámetros obtenidos con los datos experimentales.	54
4.1.3. Área de transferencia de calor.	55
4.1.4. Diámetro equivalente para el PHE.	55
4.1.5. Números de Reynolds y velocidad de masa para un PHE.	56
4.1.6. Diferencia media logarítmica de temperaturas para un PHE.	56
4.1.7. Número de Nusselt para un PHE, solución NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> .	56
4.1.8. Coeficiente global de transferencia de calor para un PHE.	57
4.1.9. Número de Nusselt para un PHE, solución Agua-Agua.	57
4.1.10. Flujo de absorción de vapor de amoníaco para un PHE.	57
4.1.11. Coeficiente global de transferencia de masa para un PHE.	57
<b>4.2. RESULTADOS.</b>	<b>58</b>
4.2.1. Gráficas con los resultados obtenidos.	58
4.2.1.1. Incremento progresivo en X <sub>DS</sub> , X <sub>CS</sub> y ΔX.	59
4.2.1.2. Comportamiento de Resol con respecto a μ <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> .	59
4.2.1.3. Comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes μ <sub>sol</sub> .	60
4.2.1.4. Comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> .	60
4.2.1.5. Detalle comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> . Re <sub>sol</sub> 20 a 80.	61
4.2.1.6. Detalle del comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> . Re <sub>sol</sub> 90 a 440.	62
4.2.1.7. Comportamiento de F <sub>ABS</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> .	63
4.2.1.8. Comportamiento de h <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> a diferentes G <sub>Csol</sub> y μ <sub>sol</sub> .	63
4.2.1.9. Detalle del Comportamiento de h <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> a diferentes G <sub>Csol</sub> . Re <sub>sol</sub> de 90 a 440.	64
4.2.1.10. Comportamiento de X <sub>DS</sub> , X <sub>CS</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> a diferentes G <sub>Csol</sub> .	65
4.2.1.11. Comportamiento de Re <sub>sol</sub> con respecto a X <sub>CS</sub> a diferentes G <sub>Csol</sub> y μ <sub>sol</sub> .	65
4.2.1.12. Comportamiento de K <sub>m</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> a diferentes ṁ <sub>NH3</sub> y G <sub>Csol</sub> .	66



## *Índice.*

4.2.2. Medición de las temperaturas al interior del absorbedor.	68
4.2.2.1. Medición de flujos y temperaturas al interior del absorbedor.	68
4.2.2.2. Detalle de la medición de temperaturas al interior del absorbedor.	69
4.2.3. CONCLUSIONES.	70
4.2.4. RECOMENDACIONES.	72

## **APÉNDICES.**

A. GRÁFICAS DE LAS CURVAS DE CALIBRACIÓN Y ERRORES DE LOS RTD's.	74
B. HP VEE.	80
C. CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMOFÍSICAS $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ .	82

---

# NOMENCLATURA

---

<i>A</i>	Área [m <sup>2</sup> ].
<i>b</i>	Altura de canal. [m].
<i>De</i>	Diámetro equivalente. [m <sup>2</sup> ].
<i>Dp</i>	Diámetro del Puerto. [m].
<i>G<sub>C</sub></i>	Velocidad de masa. [kg/m <sup>2</sup> s].
<i>H</i>	Entalpía. [kJ/kg].
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor. [kW/m <sup>2</sup> K].
<i>k</i>	Conductividad térmica [kW/mK].
<i>k<sub>m</sub></i>	Coefficiente global de transferencia de masa. [kg/m <sup>2</sup> s].
<i>L</i>	Longitud de placa. [m].
<i>Lh</i>	Altura efectiva. [m].
<i>Lw</i>	Ancho efectivo. [m].
<i>ṁ</i>	Flujo másico. [kg/s].
<i>Ncp</i>	Número de paso por canal. [adimensional].
<i>Nu</i>	Número de Nusselt. [adimensional].
<i>Q</i>	Transferencia de calor [kW].
<i>Q<sub>C</sub></i>	Transferencia de calor del agua de enfriamiento. [kW].
<i>Re<sub>l</sub></i>	Número de Reynolds. [adimensional].
<i>Sh</i>	Número de Sherwood. [adimensional].
<i>T</i>	Temperatura [C].
<i>U</i>	Coefficiente global de transferencia de calor. [W/m <sup>2</sup> K].
<i>W</i>	Ancho del intercambiador [m].
<i>x</i>	Concentración. [%].
<i>Δt</i>	Período de tiempo [s].
<i>DMLC</i>	Diferencia media logarítmica de concentraciones.
<i>DMLT</i>	Diferencia media logarítmica de temperaturas.

## ***Subíndices***

<i>abs</i>	Absorción.
<i>AW</i>	Aire-agua.
<i>chann</i>	Canal.
<i>CW</i>	Agua de enfriamiento.
<i>CS</i>	Solución concentrada.
<i>DS</i>	Solución diluida.
<i>eff</i>	Efectiva.
<i>equi</i>	Equilibrio.

## *Índice.*

<i>f</i>	Final.
<i>G</i>	Gas.
<i>Gen</i>	Generación.
<i>h</i>	Altura efectiva.
<i>i</i>	Inicial.
<i>in</i>	Entrada
<i>l</i>	Líquido.
<i>out</i>	Salida.
<i>ss</i>	Acero inoxidable.
<i>v</i>	Vapor.
<i>w</i>	Agua.

## ***Superíndices.***

<i>equi</i>	Equilibrio.
-------------	-------------

## ***Letras griegas***

<i>A</i>	Espaciamiento entre canales. [m].
<i>v</i>	Viscosidad cinemática. [m <sup>2</sup> /s].
<i>μ</i>	Viscosidad dinámica. [kg/m·s].
<i>ρ</i>	Densidad. [kg/m <sup>3</sup> ].
<i>φ</i>	Factor de alargamiento superficial. [adimensional].

# Capítulo 1

## INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

### ÍNDICE

<b>1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.</b>	1
1.1. INTRODUCCIÓN.	1
1.2. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.	4
1.2.1. Justificación.	4
1.2.2. Objetivos.	6
1.2.2.1. Objetivo general.	6
1.2.2.2. Objetivo específico.	7
1.3 METAS.	7
1.3.1. Estudio experimental.	7
1.3.1.1. Inyección de vapor.	7
1.3.1.2. Diferente mezcla de trabajo.	8
1.3.1.3. Manejo estadístico.	8

## **1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.**

### **1.1. INTRODUCCIÓN.**

La actual crisis económica mundial que estamos atravesando y en la que México no queda exento, debe motivarnos a encontrar más y mejores soluciones a los problemas nacionales. Un aspecto que debe ser prioritario para cualquier País es el relacionado con la Energía, e incluso tiene que considerarse como tema de seguridad nacional para garantizar la soberanía. La energía como tal tiene múltiples aristas, pero podemos enfocarnos desde dos grandes perspectivas: la generación y la utilización. En lo que se refiere a la utilización de energía, de igual forma existen múltiples subdivisiones, pero un común denominador en todas ellas es el hecho de lograr que la energía sea aprovechada de manera eficiente. Si logramos que la energía sea empleada de manera eficiente y responsable estaremos coadyuvando a nuestro país en estos momentos de crisis así como también ayudaremos a nuestro planeta a solucionar en parte el problema del calentamiento global. Un campo importante de la utilización de la energía es el referente a su aplicación en la refrigeración y el acondicionamiento de aire. Actualmente la industria mexicana utiliza mayormente sistemas de refrigeración convencionales por comprensión mecánica.

Estos sistemas para su funcionamiento se alimentan con energía eléctrica convencional; emplean también refrigerantes convencionales. En ambos casos se crean nichos de oportunidades donde realizar trabajos de investigación por que, por una parte es necesario desarrollar sistemas de refrigeración que empleen energías alternativas y por otra que estos mismos sistemas utilicen refrigerantes mas amigables al medio ambiente<sup>[1]</sup>, en otras palabras lograr sistemas de refrigeración que estén acorde con el modelo de las tres “E” (Energía, Economía, Ecología)<sup>[2]</sup>. En fechas recientes la demanda de equipos de refrigeración por absorción de pequeñas potencias (10 a 20 kW) que emplean fuentes térmicas de baja temperatura (que bien pueden ser energías renovables) como energía primaria ha aumentado<sup>[3]</sup>. Estos equipos representan una atractiva opción de acuerdo al marco de referencia planteado anteriormente. Sin embargo el desarrollo de este tipo de equipos exige que existan constantemente líneas de investigación tendientes a mejorar la

eficiencia (transferencia de calor y masa) de cada uno de sus componentes para que al momento de conjugarlos se obtenga la mayor eficiencia del sistema en conjunto. Este aumento de eficiencia de manera natural nos conducirá a reducir los consumos energéticos, aumentar las capacidades frigoríficas y disminuir los tamaños de los componentes y en general del equipo; en otras palabras tener líneas de investigación que nos lleven a obtener equipos compactos de alta eficiencia. De particular importancia resultan los diseños de intercambiadores de calor para los sistemas de refrigeración por absorción pues de ello dependerá el costo final del equipo<sup>[4]</sup>.

Los sistemas de refrigeración por absorción convencionales comerciales utilizan fluidos de trabajo tales como el bromuro de litio-agua ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) para aplicaciones de acondicionamiento de aire que utilizan enfriadores de líquidos (schillers) y amoníaco-agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) para aplicaciones típicas de refrigeración de bajas temperaturas. Sin embargo estas mezclas tienen limitaciones en sus aplicaciones, por ejemplo la mezcla de bromuro de litio agua presenta problemas de corrosión en las tuberías, cristalización de las disoluciones salinas que limitan a temperaturas menores a 130 C la operación del ciclo particularmente en el generador; de igual forma el hecho de que el refrigerante en esta mezcla sea el agua limita las temperaturas de operación del evaporador por arriba de los 5 C además de que trabaja en presiones por debajo de la presión atmosférica. En cuanto a la temperatura del absorbedor anda en alrededor de 35 C haciéndose necesario la utilización de una torre de enfriamiento misma que en lugares cálidos húmedos operan de manera muy ineficiente desde el punto de vista energético y va asociado el tema ecológico del uso del agua con las restricciones que han impuesto CONAGUA y SEMARNAT. Por otro lado La mezcla de amoníaco agua actualmente es la más utilizada por los equipos de refrigeración por absorción debido a que presentan ventajas favorables desde el punto de vista de la termodinámica sin embargo tienen que lidiar con la toxicidad del amoníaco, las presiones elevadas del generador y condensador, obligando a espesores de tuberías mayores, que a su vez implican disminución en la transferencia de calor. Otra restricción que presenta esta mezcla es que necesita rectificación para alcanzar la pureza de amoníaco requerida llevando

como consecuencia el aumento en la complejidad del ciclo, su aumento en los costos y la reducción del COP del ciclo.

Los procesos de refrigeración por absorción que utilizan mezclas alternativas al amoníaco-agua, tales como amoníaco-nitrato de litio ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ) y amoníaco-tiosanato de sodio ( $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ) no requieren de rectificador o purificador, permitiendo por un lado omitir un componente y por otro lado disminuir las temperaturas de generación. Sin embargo es necesario seguir investigando, porque no hay mucho escrito en la literatura científica, sobre cada uno de sus componentes de estos sistemas. El absorbedor es un componente crítico del sistema por lo tanto se requieren de equipos más compactos y más eficaces que permitan obtener mayor cantidad de potencia frigorífica, en menos espacio y al menor costo.

En el Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM) actualmente están trabajando en líneas de investigación para el desarrollo de equipos de refrigeración y acondicionamiento de aire, de pequeñas capacidades, por absorción que en su momento puedan ser alimentados con energías renovables. Por otra parte el Laboratorio de Capacitación y Desarrollo Tecnológico en Refrigeración y Acondicionamiento de Aire de la Universidad Autónoma de Campeche (CADETRAA-UAC) cuenta con Cuerpo Académico en formación que durante los últimos diez años a estrechado sus vínculos con el CIE-UNAM debido a que se tiene gran similitud en los objetivos que se pretenden y hoy más que nunca se necesitan realizar trabajos de colaboración entre diferentes instituciones de educación superior.

## **1.2. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.**

### **1.2.1 Justificación.**

El desarrollo de tecnología propia en la generación y aprovechamiento óptimo de la energía se vuelve una prioridad nacional. Actualmente a nivel mundial se han firmado pactos para revertir los efectos nocivos al medio ambiente y frenar el calentamiento global de nuestro

planeta. Por tal motivo en el desarrollo de nuevas tecnologías se debe poner especial cuidado en sean amigables con el medio ambiente y por supuesto económicas. En este contexto se ha visto el auge y empuje en el desarrollo de tecnologías que utilicen energías renovables. En este sentido a nivel mundial y particularmente en México existe un apogeo en el desarrollo de tecnología basadas en energía renovables. Las demandas de bombeo de agua, iluminación así como alimentación de pequeñas unidades de refrigeración y acondicionamiento de aire en casas habitación, pueden ser satisfechas alimentándolas con energía fotovoltaica o fototérmica. Actualmente esta circunstancia cobra mayor relevancia por el crecimiento vertiginoso que tiene de la industria turística en nuestro país y donde se están creando la necesidad de contar con más y mejores ingenieros altamente especializados en la ingeniería de refrigeración y particularmente en el área de energías renovables.

Particularmente los equipos de refrigeración por absorción se han venido estudiando en México debido a que tienen el potencial de ser usados con calores residuales o con energía térmica solar de baja temperatura. En el Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM) actualmente están trabajando en líneas de investigación para el desarrollo de equipos de refrigeración y acondicionamiento de aire, de pequeñas capacidades, por absorción que en su momento puedan ser alimentados con energías renovables, tales como el equipo LINOX<sup>[1],[23],[24]</sup>. Estos sistemas deben poseer componentes altamente eficientes para los procesos de transferencia de calor<sup>[6]</sup> y masa más críticos del ciclo como son el absorbedor, generador y el condensador. En la actualidad hay un gran desarrollo en los intercambiadores de calor, compactos de placas, mismos que están de acorde con las necesidades de aplicación de las máquinas de refrigeración por absorción y que pueden reducir considerablemente el espacio y peso de una unidad de refrigeración así como disminuir los volúmenes de los fluidos de trabajo. En la actualidad muchos sistemas de refrigeración convencionales por compresión tienen incorporados intercambiadores de calor de placas, sin embargo se tiene un muy limitado conocimiento sobre los métodos de cálculos y desempeños energéticos que están



involucrados con este tipo de intercambiadores. Se vuelve de interés realizar estudios científicos sobre los intercambiadores de calor de placas al emplearlos como componentes de los sistemas de refrigeración por absorción amoníaco-agua y sus variantes con otras mezclas de trabajo,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ , y particularmente al utilizarlo como absorbedor. Existen trabajos teóricos al respecto pero según mi revisión, no hay ningún trabajo experimental reportado.

## **1.2.2. Objetivos.**

### **1.2.2.1. Objetivo General.**

Debido a que para aumentar el COP de un sistema de refrigeración por absorción es de suma importancia el buen desempeño de los intercambiadores de calor involucrados en el ciclo, adquiere una particular relevancia el estudio de éstos tendientes a mejorar sus desempeños en la transferencia de calor y masa. En los sistemas de refrigeración convencionales 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 (por ejemplo tubería de retorno, desnuda y expuesta a la radiación solar); en algunos casos si el condensador no funciona adecuadamente se puede tener hasta un 20% más de consumo de energía [6]. En el caso de los sistemas de refrigeración por absorción es crítico para su buen funcionamiento el diseño del absorbedor debido a que ahí ocurren fenómenos de transferencia de calor y de masa y están asociados calores ganados durante la evaporación, la generación y el calor exotérmico de la absorción. La mezcla amoníaco-agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) es el fluido de trabajo más utilizado por los equipos de absorción empleados en refrigeración.

Se planteó en este trabajo de tesis un estudio teórico-experimental del proceso de absorción en un intercambiador de calor de placas utilizando una mezcla alternativa al amoníaco-agua, tal como el nitrato de litio-amoníaco ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ) para acoplarse a equipos de refrigeración por absorción. Para realizar el estudio experimental fue necesario diseñar y

construir un banco de pruebas experimentales que permita caracterizar al absorbedor en distintas condiciones de operación y con distintas mezclas para generar una plantilla con los datos experimentales que permitan desarrollar un modelo matemático que posteriormente sea utilizado para realizar diseños específicos en equipos de refrigeración por absorción, ya sea para aumentar o disminuir en escalas de potencias frigorífica.

#### **1.2.2.2. Objetivo específico.**

Se propuso el diseño y se construyó de un banco de pruebas para la realización del estudio experimental del proceso de absorción por burbujeo en la mezcla amoníaco-nitrato de litio ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ) efectuado en un intercambiador de calor de placas. Se determinaron los parámetros más relevantes que afectan al fenómeno de absorción y se caracterizó térmica e hidráulicamente al absorbedor.

### **1.3. METAS.**

El sistema experimental de absorción por burbujeo con un intercambiador de calor de placas se encuentra instalado en la plataforma de refrigeración del CIE-UNAM; actualmente está en un 100% de su construcción total. Probado y puesto en funcionamiento. Se utilizó con las mezclas binarias  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  así como la mezcla ternaria  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3 + \text{H}_2\text{O}$ .

#### ***1.3.1. Estudio experimental.***

Se planteó el tipo de trabajo experimental que se realizó al absorbedor para analizar principalmente su eficiencia, los cuales consisten en dos puntos: Inyección del vapor de amoníaco y diferentes mezclas de trabajo. Se modificó flujos de solución, flujos de enfriamiento, temperaturas de la solución y flujos de vapor de amoníaco.

##### ***1.3.1.1. Inyección del vapor.***

En esta parte se estudió la transferencia de calor inyectando el vapor de amoníaco en diferentes zonas del absorbedor, ya que debido a que el suministro de vapor se realiza a

través de un tubo en el parte inferior del intercambiador de placas; se tiene la incertidumbre de que la trayectoria de la burbuja se cargue para un solo lado del área de transferencia de calor del canal central, por lo cual se colocará en la parte inferior del absorbedor un distribuidor tubular (tubing de ¼” modificado) en forma de “Y” con 5 orificios de un diámetro de 2 mm cada uno y se analizará su efecto en la eficiencia del absorbedor y en el perfil de temperaturas a lo largo del canal.

#### ***1.3.1.2. Diferentes mezclas de trabajo.***

En esta fase se contempló la utilización de un fluido de trabajo diferente al amoniaco-agua (fluido de trabajo convencional), la mezcla Amoniaco-Nitrato de Litio ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ). Donde esta última tiene la enorme ventaja de no utilizar rectificador y además tienen una mejor eficiencia energética en un ciclo de refrigeración <sup>[18],[28]</sup>.

#### ***1.3.1.3. Manejo estadístico.***

Con los datos obtenidos se hizo un manejo estadístico que permitió visualizar los parámetros principales de transferencia de calor y de transferencia de masa. Con los datos de precisión de cada instrumento de medición y con las relaciones estadísticas adecuadas se obtuvo las respectivas desviaciones estándar e incertidumbres asociadas a los parámetros. Se emplearon instrumentos de medición con precisiones aceptadas a nivel mundial y diferencias de temperaturas adecuadas para minimizar los errores.

# Capítulo 2

## METODOLOGÍA GENERAL DEL PROYECTO.

### ÍNDICE

<b>2. METODOLOGÍA GENERAL DEL PROYECTO</b>	10
2.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DEL PROCESO DE ABSORCIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS CON DISTRIBUIDOR DE BURBUJAS PARA LA MEZCLA AMONIACO-NITRATO DE LITIO.	10
2.1.1. Referencias bibliográficas teóricas.	10
2.1.2. Referencias bibliográficas experimentales.	21
2.2. ESTUDIO EXPERIMENTAL.	29
2.2.1. Caracterización del absorbedor.	29
2.2.1.1. Variables experimentales que se deben medir.	30
2.2.1.2. Datos preliminares para el diseño del equipo experimental.	31

## **2. METODOLOGÍA GENERAL DEL PROYECTO.**

### **2.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DEL PROCESO DE ABSORCIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS CON DISTRIBUIDOR DE BURBUJAS PARA LA MEZCLA AMONIACO-NITRATO DE LITIO.**

A continuación se presentan los resúmenes de los artículos más relevantes encontrados en los artículos científicos de prestigias revistas internacionales y en libros actuales, que están relacionados con el presente trabajo. La revisión bibliográfica se divide en dos partes: referencias bibliográficas teóricas y referencias bibliográficas experimentales.

#### ***2.1.1. Referencias bibliográficas teóricas.***

García-Valladares et al [1] señalan que el uso de amoníaco como refrigerante está muy extendido en la compresión de vapor y en sistemas de absorción. El amoníaco no se utiliza en aplicaciones de baja capacidad debido a la falta de equipos económicos disponibles; se hace necesario estudiar experimental y numéricamente componentes para amoníaco de pequeña capacidad que cuenten con una mayor área de transferencia de calor. Diseñan y construyen sistema experimental para evaluar la capacidad del intercambiador de calor pequeño. Un evaporador de tubos y coraza, con baja densidad de aletas externas a los tubos, fue probado con éxito. La incertidumbre experimental de la capacidad de evaporación se ha estimado en  $\pm 5,5\%$ . La metodología presentada en este trabajo puede aplicarse para evaluar otros refrigerantes con características similares y evaporadores de tubo y coraza. Los resultados obtenidos mostraron que el evaporador de amoníaco con una proporción de superficie- volumen de  $270,7 \text{ m}^2/\text{m}^3$  es una solución intermedia a la utilización de los más caros intercambiadores de calor compactos, tales como evaporadores de placas ( $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) y el tradicional evaporador coraza de tubo y de tubos lisos, con una proporción de  $99,2 \text{ m}^2/\text{m}^3$

J. T. McMullan [2] señala que las reacciones mundiales a los debates sobre el calentamiento global y la destrucción de la capa de ozono han llevado a responsabilidades sociales y medidas legislativas que tienen importantes repercusiones para la refrigeración y la industria asociada a ella. La industria de la refrigeración ahora es muy consciente de la naturaleza de los impactos de las decisiones relacionadas a la capa de ozono; Ha habido un

considerable trabajo destinado a identificar los sustitutos de los CFC'S y HFC'S, tabla 2.1, y la superación de los problemas de adaptación de las aplicaciones. Los problemas incluyen cambios en las capacidades y eficiencias, pérdidas de rangos de temperaturas, dificultades de lubricación, incompatibilidades de los lubricantes. Algunos han sido resueltos pero algunos se mantienen. Los sistemas que han sido propuestos involucran altas presiones amplios rangos de temperatura de hasta 100 K. Algunos de estos sistemas son más apropiados para utilizarse con películas descendentes o intercambiadores de calor de placas. En muchos de los casos, las propiedades de los fluidos de trabajo no son conocidas en un amplio rango de condiciones de operación y concentraciones; y se necesita realizar mucho más trabajo analítico de investigación.

Tabla 2.1. Algunos sustitutos para los refrigerantes CFC y HCFC.

Refrigerant	Composition	Normal boiling point (NBP) (°C) <sup>a</sup>	Ozone depletion potential (ODP) (R11 = 1)	Global warming potential (GWP) (CO <sub>2</sub> = 1)	Retrofit or new
<i>Example candidate replacements for CFC-11</i>					
CFC-11		23.8	1.0	3800	
HCFC-123		27.9	0.020	90	Both
HCFC-141b		32.2	0.110	630	New
HFC-245fa		15.3	0	900	New
n-pentane		36.19	0	0	Both
<i>Example candidate replacements for CFC-114</i>					
CFC-114		3.78	0.8	9300	
HCFC-124		-13.2	0.022	480	Both
HFC-134		4.67	0	1300	New
R600		-0.45	0	0	Both
<i>Example candidate replacements for CFC-12</i>					
CFC-12		-29.79	1	8100	
HFC-134a		-26.1	0	1300	New
R401A	R22/152a/124 (53/13/34)	-33.0/6.3	0.037	1100	Both
R409A	R22/124/142b (60/25/15)	-34.3/8.5	0.048	1400	Both
Propane-ethane	R290/170 (43/57)	-31.9/7.9	0	3	Both
<i>Example candidate replacements for HCFC-22</i>					
HCFC-22		-40.75	0.055	1700	
R407C	R32/125/134a (23/25/52)	-44.0/7.2	0	1600	Both
R410A	R32/125	-52.7/ < 0.1	0	1900	New
	R23/32/134a	-43.0/10.2	0	1600	New
Propane-ethane	R290/170 (95/5)	-49.3/7.9	0	3	Both
<i>Example candidate replacements for R502</i>					
R502	CFC115/HCFC22 (48.8/51.2)	-45.6 azeo		5500	
R404a	R125/143a/134a (44/52/4)	-46.5/0.8	0	3700	Both
R507	R125/143a (50/50)	-46.7 azeo	0	3800	Both
	R32/125/143a (10/45/45)	-49.7/0.9	0	3500	Both
Propane-ethane	R290/170 (95/5)	-49.3/7.9	0	3	Both
<i>Other options — natural refrigerants</i>					
Air			0	0	
Water			0	?	
Ammonia			0	0	
Carbon dioxide			0	1	

R. Rivero [3] señala que los programas de ahorro de energía en general deben de ser integrales, es decir deben de incluir no sólo aspectos puramente energéticos si no también los aspectos ecológicos y económicos, es decir el modelo de las tres “E”, figura 2.1. Esto se logra el concepto de exergía, medida de la calidad de la energía y de su alejamiento con

respecto al medio ambiente. Se debe de disminuir la degradación de la energía, la disminución del impacto ambiental, implementar políticas en materia del medio ambiente que tomen en cuenta sus implicaciones energéticas, se debe promover la investigación científica, el desarrollo tecnológico y la promoción de mercados para nuevas y mejores metodologías de análisis y optimización así como para nuevas tecnologías energéticas específicas. Con políticas de primer nivel se han logrado ahorros de hasta un 15%, es decir, simplemente con conservación evitando dispendios y usos eficientes. Si se desea lograr aún más ahorros es necesario tomar medidas de segundo y tercer nivel, acciones en modificación de circuitos y modificación de tecnologías e ingeniería, respectivamente; pero ello conlleva inversión adicional con resultados a mediano, largo y muy largo plazo.

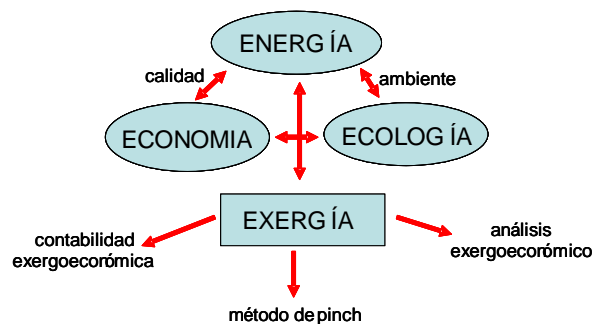


Figura 2.1. Conexión Energía-Economía-Ecología

Cerezo [4] Indica que, si logramos que la energía sea empleada de manera eficiente y responsable estaremos coadyuvando a nuestro país en estos momentos de crisis así como también ayudaremos a nuestro planeta a solucionar en parte el problema del calentamiento global. Un campo importante de la utilización de la energía es la aplicación en la refrigeración y el acondicionamiento de aire. Actualmente la industria mexicana utiliza mayormente sistemas de refrigeración convencionales por compresión mecánica. Estos sistemas para su funcionamiento se alimentan con energía eléctrica convencional; emplean también refrigerantes convencionales. En ambos casos se crean nichos de oportunidades donde realizar trabajos de investigación por que, por una parte es necesario desarrollar sistemas de refrigeración que empleen energías alternativas y por otra que estos mismos sistemas utilicen refrigerantes mas amigables al medio ambiente, en otras palabras lograr sistemas de refrigeración que estén de acorde al modelo de las tres “E” (Energía, Economía,

Ecología)<sup>[3]</sup>. En fechas recientes la demanda de equipos de refrigeración por absorción de pequeñas potencias (10 a 20 kW) que emplean fuentes térmicas de baja temperatura (que bien pueden ser energías renovables) como energía primaria. Estos equipos representan una atractiva opción, sin embargo el desarrollo de este tipo de equipos exige que existan constantemente líneas de investigación tendientes a mejorar la eficiencia (transferencia de calor y masa) de cada uno de sus componentes para que al momento de conjugarlos se obtenga la mayor eficiencia del sistema en conjunto. Este aumento de eficiencia de manera natural nos conducirá a reducir los consumos energéticos, aumentar las capacidades frigoríficas y disminuir los tamaños de los componentes y en general del equipo; en otras palabras tener líneas de investigación que nos lleven a obtener equipos compactos de alta eficiencia.

R. Ayala [5] indica que la refrigeración por absorción amoníaco-nitrato de litio presenta grandes ventajas en la refrigeración por absorción y por compresión mecánica. Este sistema ofrece ventajas con respecto al de absorción amoníaco-agua por que se utilizan calores de activación que va de entre 100 a 140 C y permitiendo la generación de frío a temperaturas tan bajas como -20 a -10 C. Cuenta con menos componentes, pues no necesita del rectificador por lo cual abarata los costos de construcción y disminuye los flujos máxicos totales así como el flujo de amoníaco. Al ser las temperaturas de generación relativamente bajas el costo de la energía para la generación es más bajo o se pueden emplear fuentes de calor residual o energías renovables.

F. Summerer [6] indica que antes de la planeación y construcción de una nueva bomba de calor por absorción los diseñadores deberán asegurar tanto el buen desempeño de la máquina como de su costo. Los cálculos del desempeño de los ciclos de bombas de calor por absorción o la comparación de diferentes tipos de máquinas no se pueden realizar de manera razonable sin considerar los costos de la máquina y especialmente los costos de los intercambiadores de calor, sus áreas y particularmente la distribución del área entre los respectivos componentes de la bomba de calor que determinan el COP. Una buena forma de evaluar los ciclos es calcular el máximo COP en términos del costo total de los intercambiadores de calor. El área total de los intercambiadores de calor y por lo tanto sus



costos pueden determinarse sólo si se conocen los coeficientes de transferencia de calor. También hay que tener en cuenta que el precio de una máquina no está sólo en función del área de los intercambiadores si también de otros factores tales como la tubería, bombas unidades de control, etcétera.

S. González et al [7] encontraron en su estudio que la actualidad en México y en particular en lugares con clima cálido húmedo, como la península de Yucatán, tanto la refrigeración como en acondicionamiento de aire no son vistos como artículos de lujos, visión contraria se tenía en las décadas de los setentas, ochentas y principios de los noventa. Con el aumento de la demanda de estos equipos comenzó en la Península de Yucatán un auge en la importación de éstos para satisfacer dicha demanda. Sin embargo los equipos tipo ventana presentaban elevados consumos energéticos por la tecnología de compresor recíprocante que empleaban, además de que sus condensadores y evaporadores también estaban subdimensionados, además empleaban refrigerantes fluorocarbonados. Un valor con el cual se miden las eficiencias de los equipos de aire acondicionado tipo ventana (y también de tipo “mini-split”) es el EER (de sus siglas en inglés, Energy Efficient Rate,  $\text{BTU h}^{-1} / \text{kW}_{\text{eléctricos}}$ ). Durante el estudio que se realizó en la Universidad Autónoma de Campeche en 1994 para el Fideicomiso de Ahorro de Energía (FIDE) se empleó un cuarto de ambiente controlado de acuerdo a las normas ASHRAE. Se encontró que los equipos presentaban valores de EER de entre 5 a 7 (actualmente están por el orden de 15). Se concluyó que era necesario mejorarlos aumentando sus áreas de transferencia de calor, disminuir los gradientes de temperaturas particularmente en los evaporadores para evitar la condensación excesiva y eficientar o sustituir los sistemas de compresión mecánica.

Por otra parte en 1996 Lazzarin et al [8] reportaron que la firma italiana Robur Spa (anteriormente Arkla firm), quien comercializa máquinas de refrigeración por absorción amoníaco-agua bajo el nombre de Brand Robur Co, tenía en el mercado una máquina enfriadora de líquido por absorción amoníaco-agua de 5 toneladas de refrigeración (17.7 kW) misma que fue objeto de análisis por parte de los autores del artículo. La máquina tiene 13.41 kg de agua y 5.65 de amoníaco. En el generador se emplea un quemador a gas con 26 kW de capacidad. El flujo másico nominal de salmuera es de  $2200 \text{ lh}^{-1}$  llegando

hasta 3000 lh<sup>-1</sup> con una temperatura mínima de -10 C. La composición de la carga debe ser cambiada por una de mayor contenido de agua y una menor concentración de amoníaco de modo que la concentración de agua en el absorbedor sea lo suficientemente alto para absorber a las bajas presiones de vapor en el evaporador.

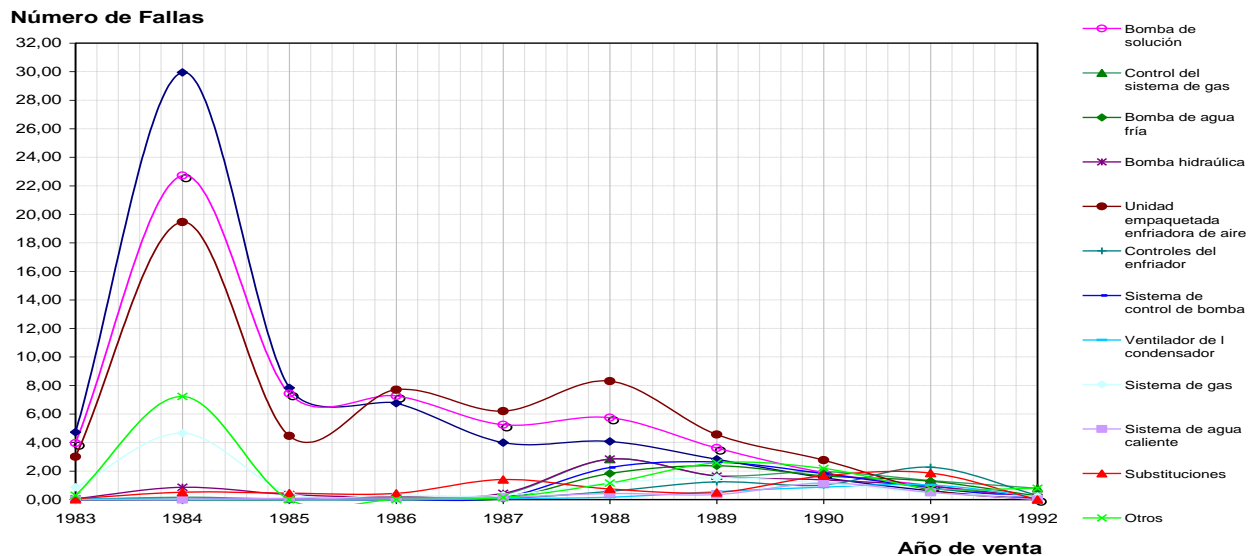


Figura 2.2. Fallas presentadas en equipos de refrigeración por absorción NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de 5 T.R. según el año de venta.<sup>[9]</sup>

Tabla 2.1. Fallas presentadas en equipos de refrigeración por absorción NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de 5 Toneladas de refrigeración de acuerdo al año de venta.<sup>[9]</sup>

Parte de la enfriadora de líquido	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992
Generador	4,72	29,95	7,83	6,76	3,99	4,07	2,82	1,53	0,62	0,00
Bomba de solución	3,96	22,72	7,43	7,26	5,24	5,74	3,62	1,89	0,98	0,04
Control del sistema de gas	0,00	0,17	0,05	0,16	0,37	2,83	1,68	1,96	1,34	0,79
Bomba de agua fría	0,00	0,00	0,00	0,11	0,07	1,83	2,38	1,67	1,29	0,26
Bomba hidráulica	0,06	0,86	0,35	0,16	0,44	2,83	1,64	1,38	0,93	0,15
Unidad empaquetada enfriadora de aire	3,00	19,45	4,46	7,70	6,20	8,31	4,56	2,76	0,67	0,00
Controles del enfriador	0,00	0,00	0,00	0,00	0,07	0,58	1,24	1,02	2,27	0,30
Sistema de control de bomba	0,00	0,00	0,05	0,00	0,15	2,24	2,63	1,82	0,82	0,11
Ventilador de l condensador	0,06	0,00	0,00	0,00	0,07	0,17	0,55	0,87	1,03	0,19
Sistema de gas	0,86	4,65	0,45	0,33	0,30	1,16	1,54	1,16	0,46	0,22
Sistema de agua caliente	0,00	0,00	0,10	0,11	0,15	0,42	0,35	1,16	0,51	0,00
Substituciones	0,06	0,52	0,45	0,44	1,40	0,75	0,50	1,67	1,85	0,00
Otros	0,29	7,23	0,00	0,00	0,15	1,16	2,58	2,18	0,77	0,79
<b>Total</b>	<b>13,01</b>	<b>85,55</b>	<b>21,17</b>	<b>23,03</b>	<b>18,60</b>	<b>32,09</b>	<b>26,09</b>	<b>21,07</b>	<b>13,54</b>	<b>2,85</b>

En el año de 1996 Lazzarin et al [9] realizaron un estudio sobre la confiabilidad que representaban los equipos de refrigeración por absorción amoníaco-agua que se empleaban en la industria del acondicionamiento de aire. Se estudiaron tres modelos de equipos marca Robur Co, tres, cuatro y cinco toneladas de refrigeración (10.5, 14 y 17.5 kW respectivamente). Reportan en su estudio que en estados unidos únicamente (Indiana) en los años 60 se produjeron 300,000 máquinas de absorción y fue disminuyendo la producción hasta sólo manufacturar 2326 unidades en 1983. Posteriormente se fue recuperando la producción, pero nunca llegó a alcanzar los primeros niveles. El estudio se realizó sobre una población de 73,778 máquinas instaladas en un período que abarca de 1980 a 1992. Los dos modelos más empleados fueron los de 3 y 5 toneladas. Se dan las proporciones de las fallas más recurrentes durante un período de 10 años. Como puede verse fallas menores aparecen durante el primer año (por ejemplo control del sistema de gas o bomba de agua helada). Para un equipo de tres toneladas las peores fallas (generador y bomba de solución) llegan a ser menores al 6% durante el primer año, pero las reposiciones pueden sumar hasta (con un 8% de las fallas totales) un porcentaje de fallas de aproximadamente un 3% en el primer año considerando que las fallas menores cubren el 85% del total, con una proporción de falla global en el primer año del 20%. En los años subsecuentes la situación cambia hacia la baja. El peso de las peores fallas prevalece, con una proporción de falla de aproximadamente 2% en el segundo año (60% del total de fallas) y crece en importancia en los años subsecuentes, eventualmente constituyen el 70% del total de la fallas. Una curiosa tendencia de incremento y decrecimiento de la proporción de falla durante el período de los 10 años pudo ser investigado de acuerdo al año de venta en vez de la edad del equipo. Se manifiesta una fuerte influencia del control de calidad sobre las fallas de los equipos vendidos que se puede apreciar fácilmente durante el primer año del período (figura 2.2. y tabla 2.1.). La proporción de fallas se aleja mucho de ser una constante. Durante el último período se nota que fue reforzado el control de calidad. La incidencia de fallas múltiples en un solo equipo puede atribuirse al pésimo control de calidad pero también a la pobre competencia de algunos trabajadores instaladores y de mantenimiento. Una última observación: ninguna falla causó lesiones a las personas en un período de treinta años. Este hecho ha favorecido el resurgimiento del uso del amoníaco

como un refrigerante absorbido por agua. Los resultados están plasmados en la gráfica 2.2 y tabla 2.1.

Khaliq et al [10], señalan que las irreversibilidades en el absorbedor, amoniaco-agua, son grandes porque ocurre una gran generación de entropía debido al mezclado de los dos fluidos de trabajo. Las irreversibilidades del absorbedor pueden ser reducidas decrementando el flujo másico de la solución y empleando un intercambiador de calor más eficiente. La pérdida de exergía es reducida significativamente usando el calor rechazado durante el proceso de absorción para precalentar la solución antes de entrar al intercambiador de calor de la solución. El flujo másico de circulación puede ser reducido incrementando la concentración de la solución en el generador o disminuyendo la concentración de la solución cuando la temperatura se incremente o cuando la presión de decremente.

Jorge A. W. Gut et al [11] estiman dada la importancia en el uso de intercambiadores de calor de placas en la industria de lácteos y alimentos, se hace muy necesario un procedimiento para seleccionar adecuadamente el intercambiador de calor que satisfaga las necesidades. Los autores presentan en este artículo un método para seleccionar la configuración óptima de los intercambiadores de calor de placas. El problema de optimización está formulado en la minimización del área de transferencia de calor, sujeto a una serie de restricciones como son: el número de canales, caídas de presión en ambos fluidos, velocidades de flujo y efectividades térmicas. Para su modelo de cómputo reportan ecuaciones térmicas e hidráulicas que pueden ser empleadas para este tipo de intercambiadores en particular.

K. A. Antonopoulos et al [15] realizaron una simulación para predecir el comportamiento horario de sistemas de absorción operando como enfriadores o como bombas de calor en la ciudad de Atenas, Grecia, empleando como fluidos de trabajo soluciones de amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-tiosanato de sodio. Señalan que en la década pasada se ha intensificado las investigaciones relacionadas con máquinas de refrigeración por absorción que emplean fluidos de trabajo no convencionales los cuales permiten mejorar el

comportamiento de las señaladas máquinas. Una clase interesante de estas soluciones amoniacaes son el amoniaco-nitrato de litio ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ) y el amoniaco-tiosanato de sodio ( $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ). Las ventajas de estas soluciones sobre las convencionales para absorción son: menores temperaturas para producir generación lo cual permite una operación con simples colectores solares planos, temperaturas menores de evaporación comparada con los sistemas de bromuro de litio agua y la obtención de coeficientes de operación mayores con respecto a los sistemas de amoniaco agua. Encontraron que la capacidad de enfriamiento teórica disminuía linealmente con el incremento de la temperatura ambiente, para un rango de temperaturas de 20 a 40 °C, para ambas soluciones alternativas, de igual forma encontraron que el COP teórico, en ambos casos, disminuye con el incremento de la temperatura ambiente. Encontraron que los sistemas solares, con propósitos de calentamiento, de  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  son superiores a los sistemas de  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  debido a que éstos proporcionan un factor considerablemente mayor de ganancia de calor y de potencia térmica útil, durante el correspondiente período de calentamiento. De igual forma, encontraron que para propósitos de enfriamiento, la mejor elección para la ciudad de Atenas, Grecia depende del requerimiento especial de cada aplicación, esto es porque, los sistemas de  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  proporcionan valores grandes de potencia frigorífica, mientras que los sistemas de  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  brindan valores elevados de coeficientes de operación.

Da-Wen SUN [18] en el año 1996 realizó un trabajo de simulación por computadora donde analizó el comportamiento de un sistema de refrigeración por absorción utilizando para ello diferentes mezclas de fluidos de trabajo, ellas fueron  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  y  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ , con el fin de hacer mejoras en su rendimiento de operación. Proporciona expresiones en ecuaciones polinomiales de las propiedades termodinámicas de estas mezclas. Concluyó que las mezclas  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  y  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  resultan ser buenas opciones para emplearse en lugar de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  en los mencionados sistemas de absorción; también concluyó que la mezcla de  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  es ligeramente mejor que la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ . Los parámetros de operación más importantes fueron los siguientes: temperatura de generación 100 C, temperatura de condensación 30 C, temperatura de absorción 25 C, temperatura de evaporación -5 C. La efectividad del intercambiador de calor de solución la consideró en 80%. Las cantidades totales de solución circulando fueron

de 3.56, 4.09 y 5.35 kg/min para las soluciones  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  respectivamente. Se concluye que para el ciclo que emplea  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  se requiere un sistema de bombeo más grande. También señala que el mayor consumo de energía ocurre en el generador, la energía suministrada al evaporador fue la misma para los tres casos y por lo tanto el consumo de energía en el generador fue el factor que determinó los valores de COP para cada sistema. El COP más alto fue para la mezcla  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  (0.6390), le siguió la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  (0.6247) y la más baja fue para  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  (0.6160). Los resultados están resumidos en las tablas 2.2. y 2.3.

Tabla 2.2. Propiedades termodinámicas de las mezclas para los ciclos  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ .

Fluid state	$T(^{\circ}\text{C})$	$P(\text{kPa})$	$X(\%)$	$m(\text{kg}/\text{min})$	$h(\text{kJ}/\text{kg})$
$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ cycle					
Generator ref exit (1)	100.00	1166.92	100.00	1.00	1448.44
Condenser ref exit (2)	30.00	1166.92	100.00	1.00	340.78
Evaporator ref exit (4)	-5.00	354.42	100.00	1.00	1456.62
Absorber sol exit (5)	25.00	354.42	52.24	3.56	-141.29
Generator sol inlet (7)	67.70	1166.92	52.24	3.56	59.46
Generator sol exit (8)	100.00	1166.92	33.55	2.56	223.37
Absorber sol inlet (10)	40.00	354.42	33.55	2.56	-54.55
$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ cycle					
Generator ref exit (1)	100.00	1166.92	100.00	1.00	1448.44
Condenser ref exit (2)	30.00	1166.92	100.00	1.00	340.78
Evaporator ref exit (4)	-5.00	354.42	100.00	1.00	1456.62
Absorber sol exit (5)	25.00	354.42	53.51	4.09	-139.11
Generator sol inlet (7)	65.09	1166.92	53.51	4.09	-3.51
Generator sol exit (8)	100.00	1166.92	38.49	3.09	103.45
Absorber sol inlet (10)	40.00	354.42	38.49	3.09	-74.89
$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ cycle					
Generator ref exit (1)	100.00	1166.92	100.00	1.00	1448.44
Condenser ref exit (2)	30.00	1166.92	100.00	1.00	340.78
Evaporator ref exit (4)	-5.00	354.42	100.00	1.00	1456.62
Absorber sol exit (5)	25.00	354.42	49.12	5.35	-101.40
Generator sol inlet (7)	69.60	1166.92	49.12	5.35	25.13
Generator sol exit (8)	100.00	1166.92	37.43	4.35	98.26
Absorber sol inlet (10)	40.00	354.42	37.43	4.35	-56.27

Tabla 2.3. Flujo de energía para cada componente en los tres diferentes ciclos:  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ .

Energy flow	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$	$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$
Generator $Q_g$ (kW)	30.1314	29.7138	29.0292
Condenser $Q_c$ (kW)	18.4611	18.4611	18.4611
Evaporator $Q_e$ (kW)	18.5974	18.5974	18.5974
Absorber $Q_a$ (kW)	30.3269	29.9067	29.2425
Pump $W_{mc}$ (kW)	0.0592	0.0566	0.0770
Recovery $Q_{ex}$ (kW)	11.8382	9.1952	11.2151
COP	0.6160	0.6247	0.6390

La figura 2.3 muestra una gráfica comparativa de los efectos las temperaturas en el generador sobre los valores de COP en los tres diferentes ciclos: NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> y NH<sub>3</sub>-NaSCN.

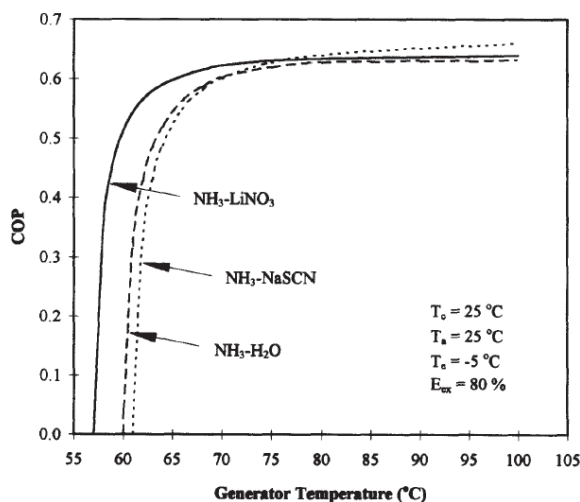


Figura 2.3. Comparación de los efectos las temperaturas en el generador sobre los valores de COP.

Zahid Ayub [26] en el año 2003 presenta un estudio de las correlaciones disponibles para PHE's en una sola fase en formato que es fácilmente usado por los ingenieros para diseñar y analizar sistemas de esta naturaleza. Presenta algunas sugerencias para aplicaciones en dos fases así como correlaciones nuevas en dos fases para ebullición y caídas de presión en evaporadores inundados y de expansión directa. Concluye que se requiere más trabajo experimental en este tipo de intercambiadores que incluyan estudio de las características térmicas del los fluidos, geometrías, orientación, ángulo chevron, profundidad chevron, dirección del flujo, distribución del flujo, tipo de refrigerante, etcétera. Proporciona una tabla amplia de correlaciones de transferencia de calor y de caída de presiones.

Cerezo y Best [28] en el año 2010 presentó el desarrollo de un modelo matemático para analizar el proceso de absorción en un absorbedor de burbujas usando un intercambiador de calor de placas. Realizaron un estudio comparativo utilizando diferentes mezclas como fluidos de trabajo NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-NaSCN y NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>; el sistema se simuló a las condiciones típicas de operación de un refrigerador por absorción. Los resultados mostraron las mezclas NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-NaSCN obtuvieron grandes valores de absorción de cargas térmicas y de masa de vapor de absorbida en comparación a la mezcla NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>. Los

bajos valores de esta última mezcla fueron causados principalmente por la alta viscosidad de la solución que decrementa el proceso de absorción. Por otra parte la mezcla de  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  obtuvo en la simulación los más altos valores de COP para un sistema de refrigeración por absorción de simple etapa, seguida de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  y por último la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , por lo que lleva a la conclusión que una buena opción de fluido de trabajo para este tipo de máquinas es la mezcla de  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ .

La Agencia Internacional de Energía [30], a través del programa de enfriamiento y calefacción solar en el año 2011 presentó los resultados del proyecto XY Quality assurance and support measures for solar cooling en donde señala un gran aumento en las ventas de aire acondicionado en todo el mundo, especialmente en los países en desarrollo. El número de unidades vendidas aumentó de alrededor de 44 millones en todo el mundo en 2002 a más de 82 millones de unidades en 2008. Por lo tanto son de particular importancia los nuevos conceptos de medio ambiente, con el fin de limitar el impacto negativo del consumo de energía y en la gestión de la red de electricidad. Parece lógico aplicar la energía solar para la refrigeración, ya que en muchas aplicaciones, tales como aire acondicionado, las cargas de refrigeración y las ganancias solares están más o menos en fase en una base diaria. Semejante puede ser la aplicación en el sector de refrigeración para procesamiento de alimentos. Sin embargo, en este sector la coincidencia entre las ganancias solares y la carga se produce por lo menos a nivel estacional. En general, con la ayuda solar se puede producir electricidad a partir de la radiación solar por la energía fotovoltaica e impulsar los sistemas de accionamiento eléctrico de enfriamiento. La tecnología es de especial interés en el caso de aplicaciones donde la refrigeración es necesaria.

### ***2.1.2. Referencias bibliográficas experimentales.***

Se presenta en esta sección un trabajo de revisión bibliográfica sobre los artículos de absorbedores de burbujas que se han publicado en las revistas internacionales y que tienen relación con el tema de mi trabajo, absorción por burbujeo en intercambiadores de calor de placas para la mezcla amoniaco-nitrato de litio. Se hace énfasis en los estudios experimentales reportados sobre investigaciones de absorbedores de burbujas para la mezcla amoniaco-agua donde se regulan ciertos parámetros para calcular los coeficientes



globales de transferencia de calor y masa. Generalmente las condiciones de trabajo reportadas están en estado de saturación, con presiones y temperaturas de operación que no necesariamente corresponden a las condiciones típicas de operación de sistemas de refrigeración por absorción amoníaco-agua, ésto se debe a que los dispositivos experimentales cuentan con ciertas limitaciones físicas. En general es muy escasa la información sobre trabajos experimentales y en particular no existe nada escrito sobre absorción de amoníaco-nitrato de litio en intercambiadores de placa.

Ki Bong Lee et al [12] realizaron el análisis experimental como absorbedor de un intercambiador de calor de placas, utilizaron la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . El tamaño de placa en el absorbedor fue de  $(0.112 \times 0.264 \times 0.003) \text{ m}^3$  y experimentos previos se realizaron con el fin de mantener un flujo laminar y buen mojado incluso a bajos flujos máscicos. Se probaron tres tipos de placas: placa lisa, líneas de cabello tratadas con láser, y placas tratadas con papel lija. Para las placas que fueron tratadas con lija se obtuvieron buenos resultados de flujo laminar y mojado. Colocaron cinco termopares a distancias equidistantes con el fin de conocer el estado termodinámico en el interior del absorbedor; estaba equipado con una mirilla transparente al frente del absorbedor para visualizar los tipos de flujo. La solución de entrada fue precalentada en el tanque de solución con tres resistencias de 500W. El flujo de solución fue controlado con una válvula de medición colocada en la línea de entrada. La concentración de la solución fue inicialmente controlada midiendo y mezclando solución amoniacal con agua destilada y se comprobó la concentración por los métodos de conductividad y titulación. Para los experimentos de los efectos del flujo de solución, se fijó el flujo de gas amoníaco de 1 a 9 lt/min y se varió el flujo de solución. Para examinar los efectos del flujo de gas, fluyó solución amoniacal de 0 a 30% bajo condiciones de 20 °C, 0.3 kg/min y se varió el flujo de gas de amoníaco.

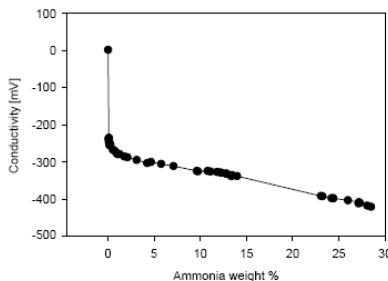


Figura 2.4. Relación entre el wt% de solución de y la conductividad eléctrica

La figura 2.4 muestra la relación experimental entre el porcentaje en peso de la solución de amoníaco y la conductividad eléctrica. La figura 2.5 muestra el dispositivo experimental de absorción. La figura 2.6 muestra un diagrama esquemático del absorbedor operando en la forma de burbujeo (kang et al., 1998). La proporción de absorción se expresa con las siguientes ecuaciones, usando el coeficiente global de transferencia de masa,  $K$ . La transferencia de masa en la fase de vapor se supone muy pequeña comparada con la transferencia de masa en la fase líquida. En este artículo, los números de Nusselt y Sherwood fueron correlacionados como función del número de Reynolds de la solución y del gas para evaluar las características de la solución y el gas sobre la proporción de absorción, figuras de 2.7 a 2.12.

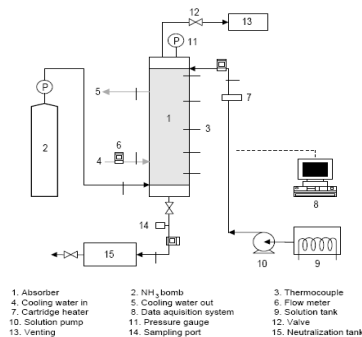


Figura 2.5. Sistema experimental de absorción.

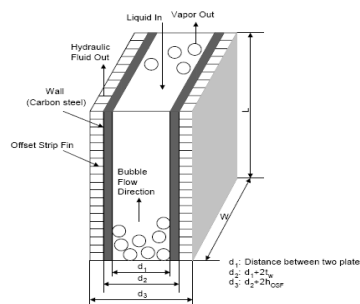


Figura 2.6. Diagrama esquemático del absorbedor.

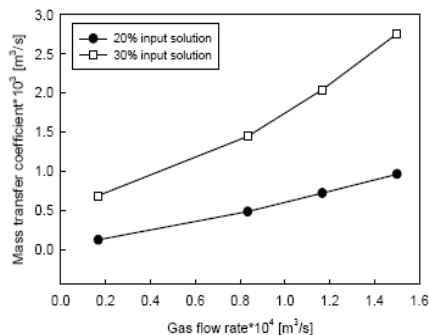


Figura 2.7. Coeficiente de masa en función del flujo de gas.

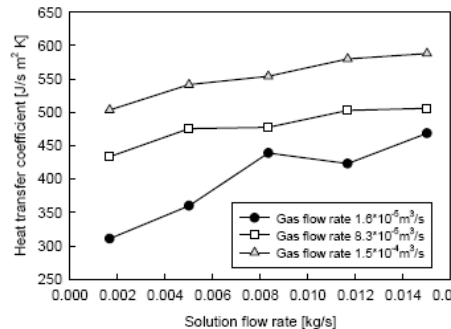


Figura 2.8. Coeficiente de transferencia de calor en función del flujo de gas.

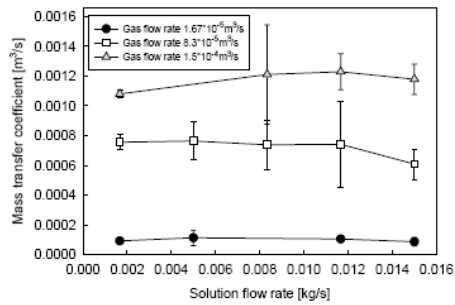


Figura 2.9. Coeficiente de masa en función del flujo de la solución.

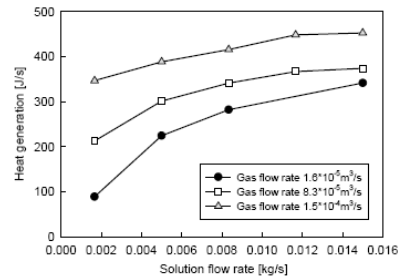


Figura 2.10. Coeficiente de transferencia de calor en función del flujo de la solución.

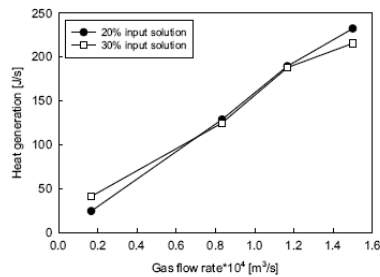


Figura 2.11. Generación de calor en función del flujo de solución.

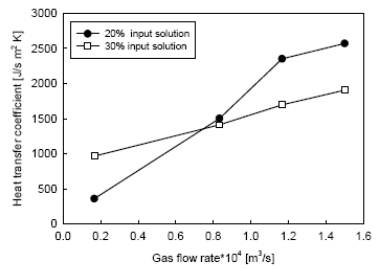


Figura 2.12. Generación de calor en función del flujo de solución.

Y. T. Kang et al [13] realizaron un estudio para visualizar por medio de componentes transparentes el comportamiento de la formación de burbujas y el diámetro de las mismas durante un proceso de absorción de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . Investigaron el efecto de las características de la burbuja, tales como su diámetro y su velocidad de ascensión, en la absorción del amoníaco por la solución amoniacal dependiendo de la concentración. Encontraron que las burbujas al partir de los orificios tendían a tener forma elíptica conforme se incrementaba la velocidad de inyección del vapor. Las burbujas tendían a ser esféricas para flujos con tensión superficial dominante y tendían a ser elípticas para flujos con fuerzas inerciales dominantes. También encontraron que los diámetros iniciales se incrementaron con el incremento de la concentración de líquido; el efecto del potencial de manejo de absorción sobre los tamaños iniciales de las burbujas es más significativo que la tensión superficial de la solución amoniacal. El tiempo de residencia de las burbujas se incrementa cuando se les incrementa el diámetro inicial y la concentración de líquido, y el diámetro inicial de las burbujas se incrementa incrementando el diámetro del orificio.

Además presentan la siguiente correlación para predecir con una banda de error de  $\pm 20\%$  el diámetro volumétrico inicial de la burbuja ( $d_{ib}$ ) en función del diámetro del orificio ( $d_o$ ), el número de Reynolds ( $Re$ ), el número de Weber ( $We$ ) y el número de flotabilidad ( $Bu$ ). La figura 2.13 muestra unas fotografías de la formación y desprendimiento de la burbuja durante el experimento realizado.



a) b)  
*Figura 2.13. Formación de burbujas al inyectar gas de amoníaco en la solución amoníaco-agua con una concentración del cero por ciento. a) formación. b) desprendimiento*

Y. T. Kang et al [14] estudiaron un proceso de absorción de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  para obtener correlaciones de transferencia de masa en la absorción por burbujeo. Desarrollaron un sistema experimental que contaba entre sus componentes principales una cámara de alta velocidad y definición. La absorción se llevó a cabo en un recipiente rectangular transparente para poder observar detalladamente, en el fondo de dicho recipiente estaba colocado un tubo distribuidor del gas de amoníaco con 3 orificios de diámetros que variaron de 3.0, 3.8 y 5.5 mm para cada experimento. La presión de operación fue de 3.0 atmósferas, misma que se mantuvo constante durante las pruebas. Las temperaturas de la solución fueron monitoreadas con termopares y un sistema de adquisición de datos con un error de  $\pm 0.25$  C. El flujo másico promedio de amoníaco se calculó por la absorción ocurrida en un período de tiempo. La cantidad de absorción se estimó midiendo las masas de solución inicial y final sus respectivas concentraciones en un período de tiempo determinado. El rango de la velocidad inicial (o de ascensión) de vapor de amoníaco fue de 1.25 a 18.5 m/s. La temperatura inicial de la solución fue de 22.5 C y su concentración varió de 0.0 a 0.2%. Establecieron con este trabajo correlaciones experimentales para el diámetro volumétrico de las burbujas con un error del  $\pm 15\%$ , y correlaciones

experimentales para el coeficiente de transferencia de masa con un  $\pm 18\%$  de error, mismas que están correlacionadas con los números adimensionales de Galileo, Sherwood, Schmidt, y Reynolds para dos secciones de burbujeo; sección I inicio de la burbuja hasta su completa formación y sección II que va desde su desprendimiento hasta su desaparición.

W. Rivera y R. Best et al [16] en el año 1998 hicieron un estudio experimental para establecer coeficientes transferencia de calor para ebullición en un tubo vertical de superficie lisa para las mezclas  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  y  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ . Con los resultados obtenidos propusieron correlaciones para los coeficientes locales de transferencia de calor con una desviación promedio de  $\pm 16\%$  para la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\pm 25\%$  para  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . El rango de concentración para ambas mezclas fluctuó de entre 38 al 48%. Se demuestra que los coeficientes son extremadamente dependientes del número de ebullición ( $Bo$ ) para la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y más dependiente de la calidad y del recíproco del parámetro de Lockhart-Martinelli ( $1/X_U$ ) en la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . Se observó que los menores coeficientes se obtuvieron para la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ .

Simona Libotean et al [19] en el año 2009 hicieron un estudio experimental con la mezcla amoníaco-nitrato de litio y de él obtuvieron correlaciones empíricas. Midieron la presión de vapor para la mezcla  $\text{NH}_3\text{+LiNO}_3\text{+H}_2\text{O}$  en un rango de temperaturas de 293.15 a 353.15 [K] (20 a 80 [C]) con intervalos de 10 [K], variando la fracción másica total del amoníaco de 0.20 a 0.55 para tres composiciones de absorbente ( $\text{NH}_3\text{+LiNO}_3$ ) con una fracción de masa total de agua de 0.20, 0.25 y 0.30. Determinaron la composición de vapor y equilibrio de líquido. De igual forma correlacionaron, utilizando una ecuación empírica, la presión de vapor, temperatura, y composición de vapor-líquido. Estas correlaciones son utilizadas en el presente trabajo para calcular las propiedades de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ .

Simona Libotean et al [20] en el año 2009 hicieron un estudio experimental con la mezcla amoníaco-nitrato de litio y de él obtuvieron correlaciones empíricas. Midieron la presión de vapor para la mezcla  $\text{NH}_3\text{+LiNO}_3\text{+H}_2\text{O}$  en un rango de temperaturas de 293.15 a 353.15 [K] (20 a 80 [C]) con intervalos de 10 [K], variando la fracción másica total del amoníaco de 0.20 a 0.55 para tres composiciones de absorbente ( $\text{NH}_3\text{+LiNO}_3$ ) con una fracción de

masa total de agua de 0.20, 0.25 y 0.30. Obtuvieron correlaciones empíricas de: densidad, viscosidades y calor específico para las mezclas  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$  y  $\text{NH}_3 + \text{LiNO}_3$ . Estas correlaciones son utilizadas en el presente trabajo para calcular las propiedades de ambas mezclas.

Conde [21] en el año 2004 hizo un estudio experimental con la mezcla amoníaco-agua y obtuvo correlaciones empíricas. Obtuvo correlaciones empíricas utilizando el método de la energía libre de Gibbs y Helmholtz para calcular las propiedades termodinámicas como densidad, viscosidades y calor específico para la mezcla  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ . Estas correlaciones son utilizadas en el presente trabajo para calcular las propiedades de ambas mezclas.

Infante Ferreira [22] en el año 1984 hizo un estudio experimental para las mezclas  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$  y  $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ , obtuvo correlaciones empíricas para que puedan adaptarse a programas de computación y se puedan calcular numéricamente las propiedades físicas y termodinámicas de estas mezclas. La mayor parte de los datos experimentales se reproducen con relativamente bajas desviaciones, en los casos donde son grandes las discrepancias se utilizó una comparación gráfica. Estas correlaciones son utilizadas en el presente trabajo para calcular las propiedades de las mezclas.

Herrera Romero [24] y Llamas Guillen [23] diseñaron, construyeron y probaron en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México, un sistema de enfriamiento de agua por absorción modificado que emplea la mezcla  $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ , al que denominaron LINOX, para aplicaciones de acondicionamiento de aire que utiliza como energía primaria una fuente térmica de mediana temperatura (123 C, aceite térmico, vapor residual, agua calentada con energía solar) con capacidad de 5 kW de potencia Frigorífica. Analizaron su rendimiento operando. Los parámetros de operación más importantes se muestran en las tablas 2.4. y 2.5. Estos datos permiten al presente trabajo una apreciación de los valores de presión, temperatura, flujos másicos y concentraciones con los cuales probar el absorbedor de placas. La figura 2.14 muestra un dibujo del sistema de enfriamiento de agua por absorción modificado, LINOX.

Tabla 2.4. Datos teóricos en el LINOX [23]

Temperaturas [C]	Calores [kW]	Flujos [kg/s]	Presión [bar]
T <sub>evaporación</sub> 0	Q <sub>evaporación</sub> 10.00	$\dot{m}_R$ 0.009354	P <sub>evaporación</sub> 4.29
T <sub>absorción</sub> 40	Q <sub>absorción</sub> 17.17	$\dot{m}_{Abs}$ 0.04588	P <sub>absorción</sub> 4.29
T <sub>condensación</sub> 40	Q <sub>condensación</sub> 11.74		P <sub>condensación</sub> 15.56
T <sub>generación</sub> 120	Q <sub>generación</sub> 18.92	$\dot{m}_{gen}$ 0.03653	P <sub>generación</sub> 15.56

Tabla 2.5. Datos experimentales en el LINOX [24]

	T [C]	P [bar]	x [%]	m [kg/s]	h [kJ/kg]
GE	120.0	15.55	1.0	0.00933	1633.10
GE <sub>in</sub>	94.4	15.55	0.43	0.0523	171.47
GR <sub>outv</sub>	120.0	15.55	0.30	0.0430	331.10
CO	40.0	15.55	1.0	0.00933	391.77
EV	-5.0	3.54	1.0	0.00933	1456.62
AB	40	3.54	0.43	0.0523	-75.89
AB <sub>in</sub>	56.0	3.54	0.30	0.0430	31.20
Balance	30.59418	30.67459	0.08041		

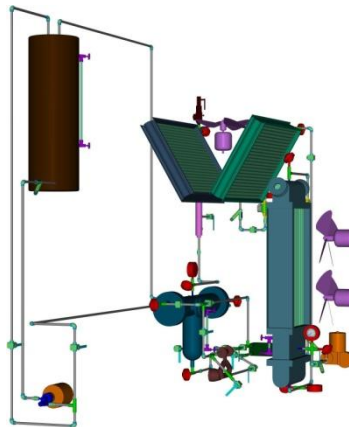


Figura 2.14. Diagrama esquemático del Sistema de absorción NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> (LINOX), ubicado en la plataforma del Laboratorio de refrigeración, del CIE-UNAM. Cortesía de R. Tenango, U. Llamas, J. Herrera.

Cerezo et al [27] en el año 2009 presentó un estudio experimental de un absorbedor de burbujas para la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O usando un intercambiador de calor de placas (Alfa Laval modelo NB51, tipo L con tres canales y un área efectiva en el canal central de 0.1 m<sup>2</sup>). El vapor de amoníaco fue inyectado en forma de burbujas a la solución dentro del canal central de absorbedor. El flujo de absorción fue de 0.0025 a 0.0063 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, los coeficientes de transferencia de calor variaron de 2.7 a 5.4 kW m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>. La carga térmica a

la que operó el absorbedor fue de 0.5 a 1.3 kW. Los coeficientes de transferencia de masa fue 0.001 a 0.002 m s<sup>-1</sup>. Encontraron que al aumentar el flujo de agua de enfriamiento se incremento el flujo de absorción de masa, por otra parte el coeficiente de transferencia de calor de la solución se incrementó aumentando el flujo másico de la solución. El flujo de absorción de masa y el coeficiente de transferencia de calor fueron mejorados al incrementar la presión del absorbedor; el caso opuesto se presentó al incrementar la concentración de la solución y las temperaturas del agua de enfriamiento y de la solución.

Jae-Cheol Lee et al [29] en el año 2003 hicieron un estudio de simulación numérica y experimental de transferencia de masa en un absorbedor por burbujeo con la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Utilizaron un cilindro circular hecho de resina acrílica transparente de 1 metro de longitud por 0.30 metros de diámetro en el cual por la parte inferior y al centro tenía un orificio de 3 milímetros de diámetro por donde inyectaron el flujo de gas de amoníaco para que fluyera hacia arriba mientras que la solución amoniacal se fluyó en sentido contrario (de arriba hacia abajo). Se colocaron 5 puertos equidistantes para la medición de temperaturas con termopares tipo K, siete manómetros midieron las presiones. Las concentraciones de la solución se determinaron por medio de su conductividad eléctrica comparadas contra un estándar. El flujo de la solución amoniacal fue fijado en 0.3 kg/min en el absorbedor mientras que su concentración fue variada de 0 a 28% a una temperatura de 20 C; el flujo del vapor de amoníaco fue variante, 0.878 a 7.902 g/min. No especifican la presión a la que fueron llevados a cabo los experimentos.

C. Oronel et al [39] en el año 2013 presentó un estudio experimental de un absorbedor de burbujas para la mezcla NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> y NH<sub>3</sub>/(LiNO<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O) usando un PHE, con tres canales. El vapor de amoníaco fue inyectado en forma de burbujas a la solución dentro del canal central de absorbedor. El flujo de absorción fue de 0.0017 a 0.0043 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, los coeficientes de transferencia de calor variaron de 1.8 a 4.0 kW m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>. Los coeficientes de transferencia de masa fue 0.6 a 1.4 m· h<sup>-1</sup>. Encontraron que tanto para la mezcla binaria como la ternaria, el flujo de absorción de masa, el coeficiente de transferencia de masa, el subenfriamiento y el coeficiente de transferencia de masa incrementaron conforme se incremento el flujo de solución. La baja viscosidad de la mezcla y la alta afinidad del



amoniacal al agua mejoran significativamente la transferencia de calor y de masa con respecto a la mezcla binaria. También con la mezcla ternaria mejora de entre 1.3 a 1.6 y 1.4 veces mayor, el flujo de absorción de masa y el coeficiente de transferencia de calor respectivamente.

## **2.2. ESTUDIO EXPERIMENTAL.**

### **2.2.1. Caracterización del absorbedor.**

Para caracterizar a un absorbedor de placas se deben calcular los más importantes parámetros de eficiencia.

- Coeficiente de transferencia de masa ( $m_{abs}$ ,  $\rho$ ,  $A_{abs}$ ,  $\Delta x_{lm,l}$ ).
- Coeficiente de transferencia de calor ( $U$ ,  $A_{abs}$ ,  $\Delta T_{lm}$ ).
- Carga Térmica ( $m$ ,  $C_p$ ,  $\Delta T$ ).
- Números de Nusselt ( $h$ ,  $L$ ,  $k$ ).
- Números de Reynolds de líquido y gas ( $D$ ,  $V$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ ).

#### **2.2.1.1. Variables experimentales que se deben medir e incertidumbres asociadas.**

- Temperaturas al interior del intercambiador de placas para la solución amoniacal.
- Temperaturas de entrada y salida en el intercambiador de placas para la solución.
- Temperaturas de entrada y salida en el PHE para el agua de enfriamiento.
- Temperaturas de entrada y salida en el PHE para el vapor de amoniacal.
- Presiones de entrada y salida en el PHE para la solución amoniacal.
- Flujo másico de la solución amoniacal a la entrada del PHE (solución diluida).
- Flujo másico de la solución amoniacal a la salida del PHE (solución fuerte).
- Flujo másico del vapor de amoniacal entrando al PHE.
- Flujo másico del agua de enfriamiento para el PHE.
- Densidades de las soluciones diluida y fuerte.

Tabla 2.6. Cuadro de los parámetros que se deben medir en los experimentos y el tipo de medidor que le corresponde usar.

Valor	Descripción	U	Medidor
$T_n$	Temperatura enésima dentro del PHE	C	Termopares (T)
$T_{i,s}$	Temperatura entrada de solución	C	RTD
$T_{o,s}$	Temperatura salida de solución	C	RTD
$T_{i,c}$	Temperatura entrada de agua de enfriamiento	C	RTD
$T_{o,c}$	Temperatura salida de agua de enfriamiento	C	RTD
$T_{i,G}$	Temperatura entrada del gas	C	RTD
$P_{i,s}$	Presión entrada de solución	bar	Manómetro digital
$P_{o,s}$	Presión salida de solución	bar	Manómetro digital
$\dot{m}_{i,s}$	Flujo másico entrada de solución	kg/s	Coriolis
$\dot{m}_{o,s}$	Flujo másico salida de solución	kg/s	Coriolis
$\dot{m}_C$	Flujo másico agua de enfriamiento	kg/s	Flujómetro digital
$\dot{m}_G$	Flujo másico del gas	kg/s	Coriolis
$\rho_{i,s}$	Densidad entrada de solución	kg/m <sup>3</sup>	Coriolis
$\rho_{o,s}$	Densidad salida de solución	kg/m <sup>3</sup>	Coriolis
$\rho_C$	Densidad agua de enfriamiento	kg/m <sup>3</sup>	Conocida
$\rho_G$	Densidad del gas	kg/m <sup>3</sup>	Coriolis

Tabla 2.7. Parámetros de los sensores usados en el estudio experimental y los valores de incertidumbre asociados a cada uno de ellos.

Sensor	Device	Operating Range	Exactitud
Temperature	RTD	-180 a 520 C	±0.2 C
Temperature	Termocouple J	-20 a 750 C	±1.1 C
Mass flow	Coriolis	0 a 5 kg/min	±0.1 %
Density	Coriolis	700 a 1200 kg/m <sup>3</sup>	±0.1 %
Pressure	piezoelectric	0 a 10 bar	±0.15 %
Mass flow	Turbine	0 a 30 kg/min	±0.2 %

### 2.2.2. Datos preliminares para el diseño del equipo experimental.

A continuación se presentan unas tablas que resumen los datos experimentales recolectados de la literatura y que dieron pie a la propuesta.

Tabla 2.8. Datos teóricos en el LINOX <sup>[23]</sup>

Temperaturas	[C]	Calores	[kW]	Flujos	[kg/s]	Presión	[bar]
$T_{\text{evaporación}}$	0	$Q_{\text{evaporación}}$	10.00	$\dot{m}_R$	0.009354	$P_{\text{evaporación}}$	4.29
$T_{\text{absorción}}$	40	$Q_{\text{absorción}}$	17.17	$\dot{m}_{Abs}$	0.04588	$P_{\text{absorción}}$	4.29
$T_{\text{condensación}}$	40	$Q_{\text{condensación}}$	11.74			$P_{\text{condensación}}$	15.56
$T_{\text{generación}}$	120	$Q_{\text{generación}}$	18.92	$\dot{m}_{gen}$	0.03653	$P_{\text{generación}}$	15.56

Tabla 2.9. Datos experimentales en el LINOX <sup>[24]</sup>

	$T$ [C]	$P$ [bar]	$x$ [%]	$m$ [kg/s]	$h$ [kJ/kg]
GE	120.0	15.55	1.0	0.00933	1633.10
GE <sub>in</sub>	94.4	15.55	0.43	0.0523	171.47
GR <sub>outv</sub>	120.0	15.55	0.30	0.0430	331.10
CO	40.0	15.55	1.0	0.00933	391.77
EV	-5.0	3.54	1.0	0.00933	1456.62
AB	40	3.54	0.43	0.0523	-75.89
AB <sub>in</sub>	56.0	3.54	0.30	0.0430	31.20
Balance	30.59418	30.67459	0.08041		

Tabla 2.10. Cuadro comparativo de los parámetros más importantes de tres diferentes modelos intercambiadores de calor de placas. <sup>[4][12][17]</sup>

Parámetro	T2-BFG (NH <sub>3</sub> -LiO <sub>3</sub> )	NB-51 <sup>[4]</sup> (NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O)	KBL <sup>[12]</sup> (NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O)	YTK <sup>[17]</sup> (NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O)
Caudal líquido [kg/s]	0.0306-0.0444	0.0361-0.0472	0.0333-0.0472	0.01775-0.02325
Caudal vapor [kg/s]	0.0027-0.0100	0.0111-0.0222	0.0083-0.0222	0.01041-0.00491
Caudal enf. [kg/s]	0.7777-0.9166	0.8333-1.0000	0.7777-0.9166	0.45452
% de NH <sub>3</sub> solución	30-43	30-36	28-46	28-45
% de NH <sub>3</sub> en vapor	98-99	96-99	98-99	98-96
T de enfriamiento [C]	35-40	40	45-54	47-53
T de líquido [C]	45-50	55	55-60	49-66
T de vapor [C]	0-5	0	0-5	29-64

Tabla 2.11. Cuadro comparativo de los parámetros más importantes de tres diferentes modelos intercambiadores de calor de placas, reportados en la literatura. <sup>[4][12]</sup>

Parámetro	T2-BFG	NB-51 <sup>[4]</sup>	KBL <sup>[12]</sup>	YTK <sup>[17]</sup>
b [mm]	2.18	2	3	N/D
L <sub>w</sub> [mm]	77	75	112	127
L <sub>p</sub> [mm]	280	441	264	389
D <sub>p</sub> [mm]	5	5	5	5
L <sub>v</sub> [mm]	82	80	117	132
L <sub>eff</sub> [mm]	82	80	117	132
N <sub>p</sub> [mm]	1	1	1	1

# Capítulo 3

## DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL

### ÍNDICE

<b>3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL.</b>	34
<b>3.1. CIRCUITOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA EXPERIMENTAL.</b>	35
3.1.1 Circuito de gas de amoníaco.	35
3.1.2. Circuito de solución amoniacal diluida.	36
3.1.3. Circuito de solución amoniacal concentrada.	36
3.1.4. Circuito de agua de enfriamiento.	37
<b>3.2. CIRCUITOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA EXPERIMENTAL.</b>	38
3.2.1 Absorbedor de placas.	38
3.2.2. Distribuidor de gas de amoníaco.	39
3.2.3. Tanques de solución amoniacal: diluida y concentrada.	40
3.2.4. Bomba dosificadora de diafragma.	41
3.2.5. Medidores de caudal y densidad tipo Coriolis.	42
3.2.6. Válvulas micrométricas para regulación de flujos.	44
3.2.7. Amortiguador de pulsaciones.	46
3.2.8. Evaporador.	47
3.2.9. Tanque de agua caliente para ganancia térmica.	48
3.2.10. Calentador de aceite térmico para la solución amoniacal (CROMALOX).	48
3.2.11. Sistema de agua de enfriamiento para la absorción.	49
3.2.12. Sistema de adquisición de datos por computadora.	50

### 3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL

El sistema experimental para estudiar el proceso de absorción por burbujeo en un intercambiador de calor de placas, utilizando diferentes fluidos de trabajo, enfocado a sistemas de refrigeración por absorción con amoníaco consta de los siguientes circuitos y elementos, como se muestra en el diagrama esquemático de la figura 3.1.

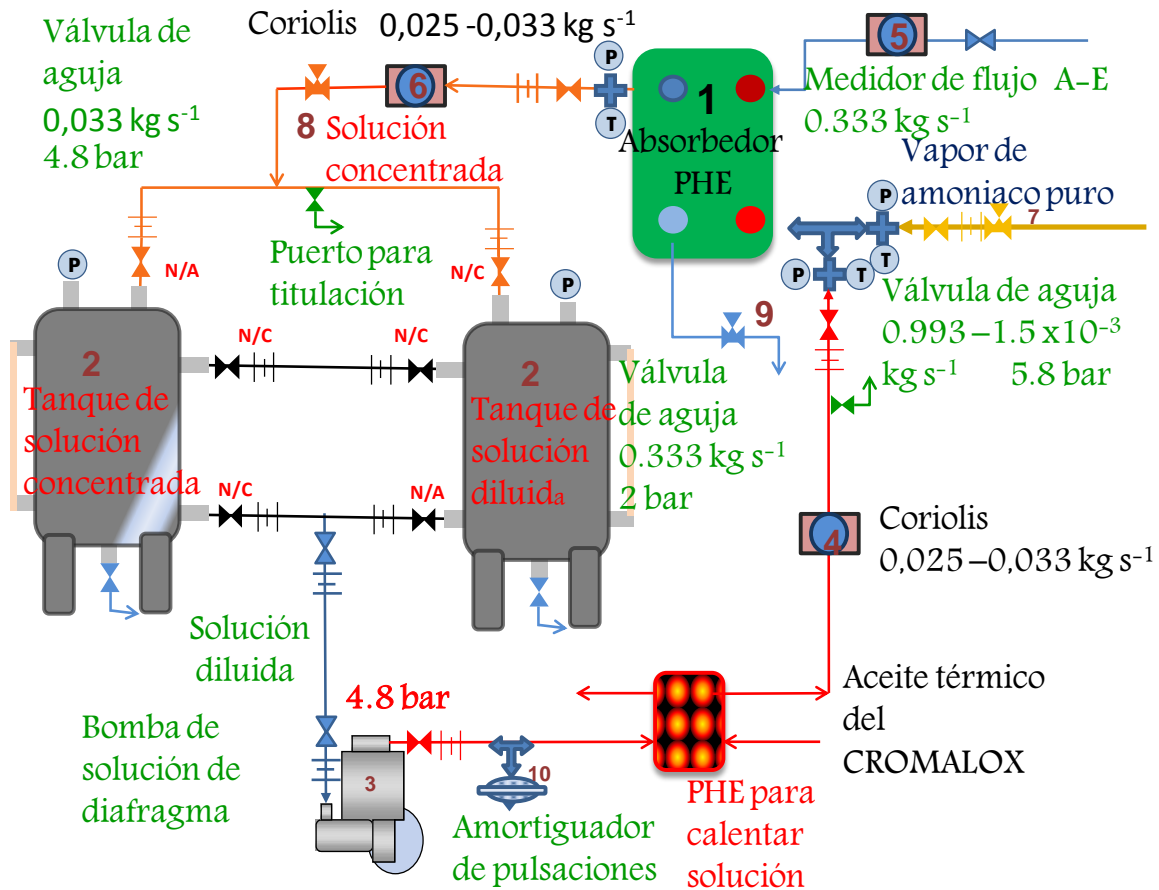


Figura 3.1. Diagrama esquemático del dispositivo para el estudio experimental del proceso de absorción en un intercambiador de calor de placas, utilizando diferentes fluidos de trabajo.

### **3.1. CIRCUITOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA EXPERIMENTAL.**

En la plataforma de trabajos experimentales de la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México ubicado en Temixco, Morelos, México y como parte del trabajo de Investigación Doctoral se construyó el *“Sistema experimental para estudiar el proceso de absorción en un intercambiador de calor de placas, utilizando diferentes fluidos de trabajo, enfocado a sistemas de refrigeración por absorción con amoníaco”*, que consiste básicamente de cuatro circuitos, figura 1: circuito de gas de amoníaco (en color amarillo), circuito de solución amoniacal diluida (color rojo), circuito de solución amoniacal concentrada (color naranja) y circuito de agua de enfriamiento (color azul).

#### **3.1.1 Circuito de gas de amoníaco**

El circuito de gas de amoníaco (color amarillo) está constituido por un recipiente que contiene amoníaco líquido, una bomba de diafragma, amortiguador de pulsaciones, medidor de flujo tipo Coriolis, válvula micrométrica para la expansión, intercambiador de placas que cumple la función de evaporador, mirilla, válvula micrométrica de regulación de flujo de gas y distribuidor de gas, así como tubería cédula 80 de 13 mm de diámetro y accesorios diversos todos ellos de acero inoxidable. El recorrido es el siguiente: el amoníaco líquido contenido en un recipiente es succionado por la bomba de diafragma, le eleva la presión haciendo que fluya por impulsos discontinuos; bajo estas condiciones llega el amoníaco al amortiguador de pulsaciones que se encarga de eliminar el flujo pulsante convirtiéndolo en un flujo continuo. Sigue su recorrido por el medidor de flujo de Coriolis (en donde se mide con precisión el flujo másico), después pasa por la válvula micrométrica para provocar la caída de presión necesaria que haga cambiar de fase al amoníaco, posteriormente sigue su recorrido a través del intercambiador de calor de placas que cumple la función de evaporador. Es pertinente señalar que para el proceso de evaporación se cuenta con un subsistema auxiliar de agua caliente que proporciona el calor necesario para evaporar al amoníaco. Saliendo del evaporador el amoníaco, ya en fase de vapor, continua su recorrido por la mirilla de cristal para que visualmente se asegure la existencia de sólo vapor; sigue la trayectoria del gas de amoníaco por la tubería y llega a una segunda válvula micrométrica que controla el flujo másico del vapor a la entrada del absorbedor. Al

ingresar el amoniaco gaseoso al evaporador se cuenta con un distribuidor que consta de un tubo de 5 mm de diámetro y 50 mm de largo con cuatro perforaciones equidistantes, dos de 1mm, una de 2 mm y una de 3mm. Finalmente el amoniaco en forma de burbujas es absorbido por la solución amoniacal diluida en el interior del intercambiador de placas.

### **3.1.2. Circuito de solución amoniacal diluida**

El circuito de solución amoniacal diluida (color rojo) estuvo constituido por un recipiente de acero inoxidable con un volumen de 106 litros, que contiene la solución amoniacal, una bomba de diafragma, amortiguador de pulsaciones, medidor de flujo tipo Coriolis y tubería cédula 80 de 13 mm de diámetro y accesorios diversos todos ellos de acero inoxidables. El recorrido es el siguiente: la solución diluida es succionada por una bomba de diafragma, le eleva la presión haciendo que fluya por impulsos discontinuos; bajo estas condiciones llega al amortiguador de pulsaciones que se encarga de eliminar el flujo pulsante convirtiéndolo en un flujo continuo. Sigue su recorrido por el medidor de flujo de coriolis (en donde se mide con precisión el flujo másico), y de ahí es mandado al intercambiador de placas en donde la solución amoniacal diluida se pone en contacto con el amoniaco en forma de gas, este se absorbe y sigue su recorrido.

### **3.1.3. Circuito de solución amoniacal concentrada.**

El circuito de solución amoniacal concentrada (color naranja) está constituido por un recipiente de acero inoxidable con un volumen de 106 litros, que recibe la solución amoniacal concentrada, medidor de flujo tipo Coriolis, válvula micrométrica, tubería cédula 80 de 13 mm de diámetro y accesorios diversos todos ellos de acero inoxidables. El recorrido es el siguiente: después de que la solución amoniacal concentrada sale del intercambiador de placas pasa por un medidor de flujo tipo Coriolis para medir el flujo másico y concentración de la solución amoniacal (dado ha habido previamente una absorción de amoniaco) sigue hasta una válvula micrométrica que sirve para regular el flujo másico de la solución y posteriormente la solución concentrada es depositada en un tanque de acero inoxidable.

#### **3.1.4. Circuito de agua de enfriamiento**

Durante el proceso de absorción del amoníaco por la solución amoniacal diluida se creó un fenómeno generación de calor denominado exotérmico, mismo que debe ser retirado durante el proceso mismo, de no ser así se ocasiona un efecto adverso durante la absorción; para retirar este calor se utilizó un circuito de agua de enfriamiento. El circuito de agua de enfriamiento (color azul) está constituido por una línea de agua fría, (agua de entre 20 a 26 C proveniente de una cisterna de aproximadamente 15000 litros), medidores de flujo tipo turbina y tipo rotámetro para inspección visual, válvula de aguja, bomba de tipo periférica de alta presión, tubería de PVC hidráulico de 13 mm de diámetro y accesorios diversos todos ellos también de PVC. El recorrido fue el siguiente: el agua fría pasó por los medidores de flujo tipo turbina y tipo rotámetro, continuando su recorrido por las placas laterales del absorbedor de pruebas (PHE modificado) y al salir de él existió una válvula de aguja que reguló el flujo másico del agua de enfriamiento. El circuito estaba configurado por un juego de válvulas de esfera en un arreglo de tal forma que abriendo unas y cerrando otras se obtuvo, o ya sea flujos a contracorriente con respecto a la solución amoniacal, o flujos en paralelo.



### 3.2 EQUIPOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA EXPERIMENTAL.

#### 3.2.1. Absorbedor de placas

Se utilizó como absorbedor intercambiador de calor de placas, de acero inoxidable tipo chevron modelo T2-BFG (1) de la marca Alfa-Laval que cuenta con un ángulo chevron ( $\alpha$ ) de  $30^\circ$ , altura de canal ( $b$ ) 2.18 mm, ancho efectivo ( $L_h$ ) 77mm, altura efectiva ( $L_w$ ) 280 mm, diámetro de puerto ( $D_p$ ) 5 mm, espaciamiento entre canales ( $\Lambda$ ) 6 mm. Cuenta con un canal central por donde circula las mezclas amoniacales y dos canales a los costados cada uno por donde circula el fluido de enfriamiento que este caso es agua. Los detalles se muestran en la figura 3.2.

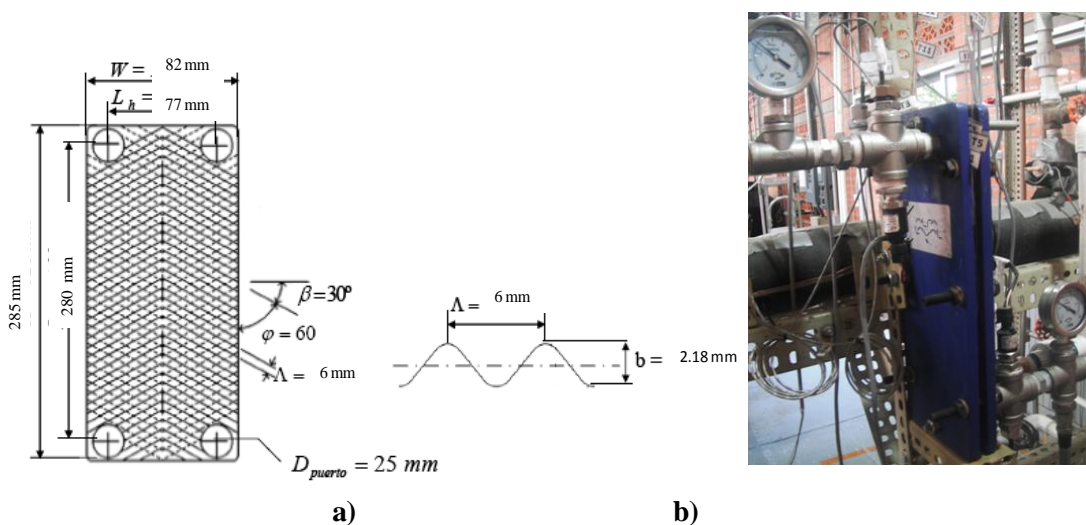


Figura 3.2. Diagrama esquemático y fotografía de un intercambiador de calor de placas tipo chevron. a) Detalles de los parámetros interiores más importantes. b) PHE.

En la tabla 3.1. se presenta la comparación de los parámetros más importantes de otros modelos de intercambiadores de calor de placas que han sido reportados en la literatura y que han sido sujetos a pruebas experimentales de diferentes índoles. Los presentados sus dimensiones internas y configuraciones son muy semejantes a los parámetros con que cuenta el PHE T2-BFG, que se probó en este trabajo.

Tabla 3.1. Cuadro comparativo de los parámetros más importantes de tres diferentes modelos intercambiadores de calor de placas, reportados en la literatura.

Parámetro	T2-BFG	NB-51	KBL
b [mm]	2.18	2	3
$L_w$ [mm]	77	75	112
$L_p$ [mm]	280	441	264
$D_p$ [mm]	5	5	5
$L_v$ [mm]	82	80	117
$L_{eff}$ [mm]	82	80	117
$N_p$ [mm]	1	1	1

El tipo de corrugación de este tipo de intercambiadores puede ser casi cualquier forma; el patrón de la corrugación más típico de estos intercambiadores es de corrugado tipo chevron. Las corrugaciones son del tipo sinusoidal, donde las corrugaciones están orientadas con un determinado ángulo (llamado ángulo chevron,  $\alpha$ ) con respecto a la dirección principal de flujo. Esta corrugación proporciona varios puntos de contacto entre las placas adyacentes, mejorando el mezclamiento de las corrientes y aumentando la turbulencia. El intercambiador de placas ensayado en este trabajo es un intercambiador de placas modelo T2-BFG fabricado por Alfa Laval, las dimensiones geométricas se muestran en la figura 2.

### 3.2.2. Distribuidor de gas de amoníaco.

Para este trabajo se hizo la propuesta de colocar un distribuidor interior de gas de amoníaco debido a que se reporta, [12] [13] [14], que es mejor tener un distribuidor de gas que uno de líquido, este último es típico en los absorbedores que emplean película descendente.

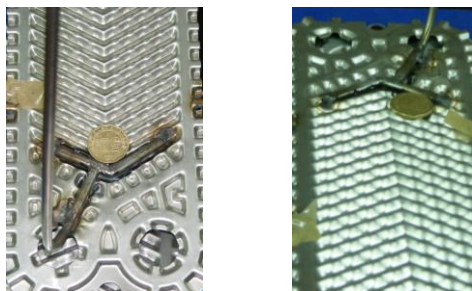


Figura 3.3. Distribuidor interno de gas de amoníaco colocado en el canal central del PHE.

Para la construcción del distribuidor de gas se utilizó tubo de acero inoxidable de con diámetro interno de 3.175 mm (1/8") que consta de un tubo principal que funciona como cabezal y dos ramificaciones de 25 y 36 mm de longitud, mismas que están soldadas a una de las placas centrales del PHE, figura 3.3. La ramificación más corta cuenta con dos orificios uno de 1 mm y otro de 2 mm. La ramificación larga tiene orificios de 1, 2, y 3 mm a distancias equidistantes. El cabezal está en posición perpendicular al plano de la placa de tal manera que pueda ir por el interior del tubo de flujo de solución. La separación física de los flujos de solución amoniacal y del vapor de amoniac se logró con la utilización de racores de la marca Swagelok.

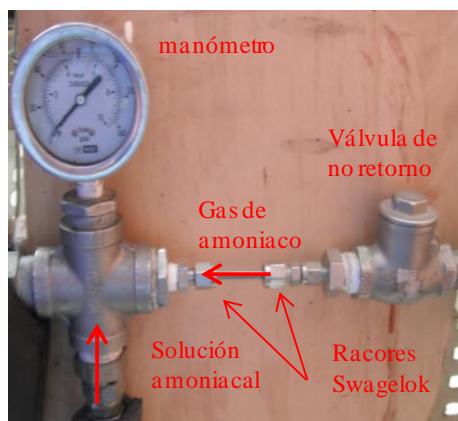


Figura 3.4. Configuración de tubería para la inyección de amoniac y solución amoniacal al PHE, para su posterior mezclado y absorción al interior de éste.

### 3.2.3. Tanques de solución amoniacal, diluida y concentrada.

El sistema cuenta con dos tanques de acero inoxidable 316 (2) que son utilizados para contener las soluciones amoniacales, en uno la diluida y en el otro la concentrada; cada uno con 1/4" de espesor diseñados para operar en el rango de 6 a 10 bar de presión, con diámetro exterior de 0.31 m, altura de 1.22 m. Cuentan con puertos de 1/2" NPT hembra, válvula de alivio, conexiones de entrada y salida de solución, puertos de mirilla, recirculación y drenaje como se muestra en la figura 3.5.

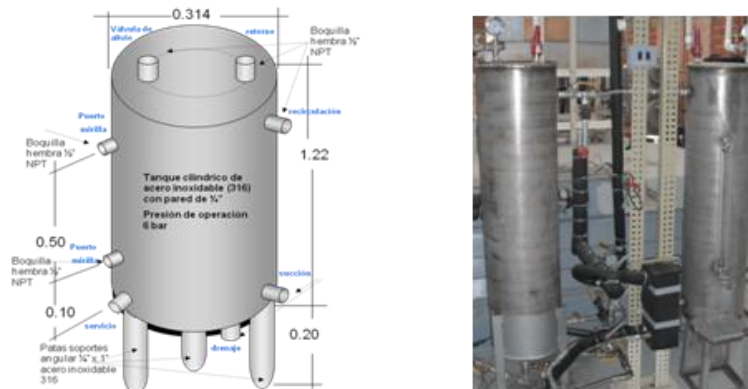


Figura 3.5. Diagrama descriptivo de un tanque y fotografía de los tanques de acero inoxidable 316 para contener las mezclas amoniacales a una presión de operación de 6 bar.

Estos tanques operan interconectados a través de tuberías, juegos de válvulas de esferas y una bomba de diafragma que impulsa la solución amoniacal a través del absorbedor. La solución parte de uno de los tanques como solución diluida (con cierta concentración) realiza su recorrido pasando por el absorbedor, en donde se pone en contacto con amoníaco en fase gaseosa, enriqueciéndola (también a cierta concentración); posteriormente sigue su recorrido por todos los restantes accesorios e instrumentos de medición hasta llegar al segundo tanque de solución, nada más que ahora en condiciones de mayor concentración amoniacal.

#### 3.2.4. Bomba dosificadora de diafragma.

El sistema experimental cuenta para el transporte de los fluidos de trabajo con dos bombas de diafragma marca Milton Roy (3) modelo AR-130-R133-1010; es una máquina muy confiable, compacta, con un diafragma que permite tener volúmenes finamente controlables para utilizarse con sustancias químicas corrosivas, tóxicas, ligeras y con viscosidades de hasta 200 S.S.U. (40 cps). La precisión repetitiva del volumen de descarga medida es mantenida en un rango de  $\pm 1\%$  a condiciones constantes de presión, temperatura y ajuste inicial de la capacidad de la bomba. Un émbolo recíprocante, figura 4b, con una carrera fija desplaza un volumen fijo de fluido hidráulico el cual actúa sobre el diafragma de teflón, químicamente inerte, para crear una acción de bombeo. Válvulas de no-retorno con doble esfera son utilizadas en la succión y en la descarga para asegurar una exactitud consistente

métrica. El control de capacidad está disponible para ajustar el volumen del fluido hidráulico mismo que es recirculado a la carcasa del diafragma.

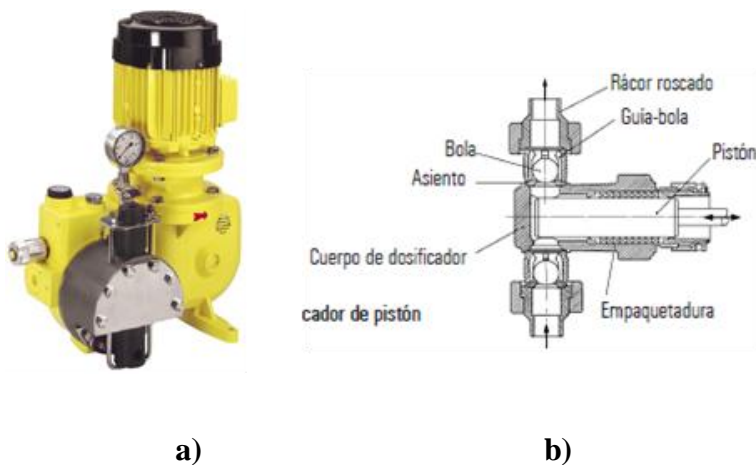


Figura 3.6. Bomba de diafragma marca Milton Roy para manejo fino de flujos de sustancias químicas corrosivas, tóxicas y viscosas. a) cuerpo exterior de la bomba. b) detalle interno del émbolo reciprocante.

### 3.2.5. Medidores de caudal y densidad tipo Coriolis.

Medidores de caudal y densidad tipo Coriolis ELITE® de Micro Motion® (4), (5) y (6), están colocados para medir los flujo máscicos de la solución amoniacal diluida antes de entrar al absorbedor, y el amoniaco en fase gaseosa, también antes de entrar al absorbedor. Estos equipos fueron elegidos porque satisfacen una amplia gama de necesidades de aplicación, desde líneas de caudal muy bajo ( $9.33 \times 10^{-4} \text{ kgs}^{-1}$ ) hasta caudal alto ( $1 \text{ kgs}^{-1}$ ) y de alta capacidad. Aplicaciones criogénicas, higiénicas, de alta temperatura y de alta presión; están disponibles con una variedad de partes húmedas para garantizar la mejor compatibilidad de los materiales. Los medidores Coriolis proporcionan grandes beneficios con respecto a las tecnologías de medición volumétrica tradicionales:

- Proporcionan datos de proceso precisos y repetibles en una amplia gama de caudales y condiciones de proceso.
- Proporcionan medición directa en línea para caudal máscico y densidad, y también miden caudal volumétrico y temperatura.
- No tienen partes móviles; por lo tanto, los costos de mantenimiento son mínimos.
- No requieren acondicionamiento de caudal ni tramos rectos de tubería; por lo tanto, la instalación se simplifica y es menos costosa.

- Proporcionan herramientas de diagnóstico avanzadas tanto para el medidor como para el proceso.

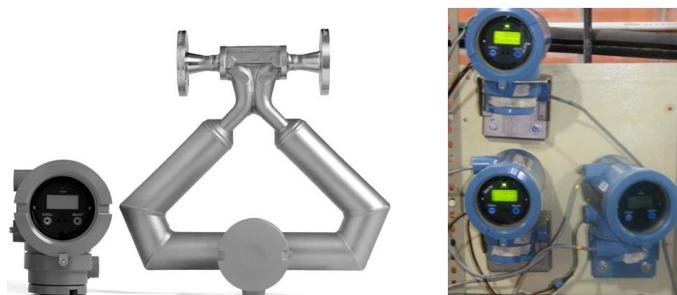


Figura 3.7. Medidores de caudal y densidad tipo Coriolis ELITE® de Micro Motion®. Tienen la capacidad de medición para caudal de dos fases, transferencia de custodia de líquidos y gases y para condiciones de proceso desde  $-240\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Los medidores ELITE Micro-Motion son los medidores líderes en la medición precisa de caudal y densidad, ofrecen la medición más precisa disponible para casi cualquier fluido de proceso, manteniendo una caída de presión excepcionalmente baja. También ofrece contención secundaria de serie y opcionalmente con partes húmedas de acero inoxidable o aleación de níquel y una amplia variedad de conexiones de proceso para satisfacer cada una de sus necesidades. Con la verificación del medidor in situ, ofrecen la mejor medición y facilidad de uso para aplicaciones críticas. Proporcionan las mejores prestaciones de medición para masa, densidad y volumen, independientemente del proceso o de las condiciones ambientales. Tienen la capacidad de medición para caudal de dos fases, transferencia de custodia de líquidos y gases y para condiciones de proceso desde  $-240\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

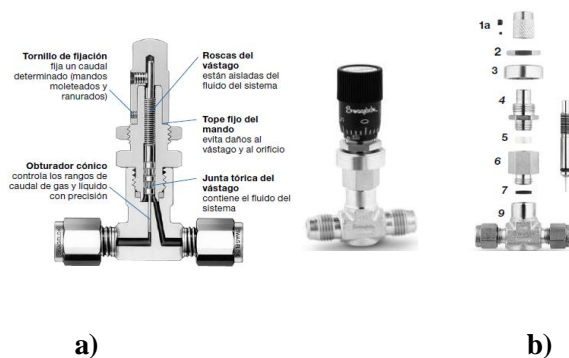


Figura 3.8. Válvula micrométrica dosificadora, marca Swagelok modelo M. a) corte seccional de la válvula para detalles. b) detalle de los componentes internos de la válvula.

### 3.2.6. Válvulas micrométricas para regulación de flujos.

Las válvulas micrométricas para la regulación de los flujos están colocadas una en la línea de gas de amoníaco (7 línea amarilla) a la entrada de éste al evaporador, y una más a la salida del absorbedor en la línea de solución amoniacal concentrada (8 línea marrón) posterior al medidor de flujo; éste último para asegurar que el medidor de flujo siempre esté totalmente lleno de solución.

Otra válvula está colocada en la línea de agua de enfriamiento (9 color azul) a la salida del absorbedor, por la misma razón descrita anteriormente. Esta última válvula permite controlar de manera muy fina el flujo de agua utilizada para retirar el calor generado por la reacción exotérmica de la absorción del amoníaco. El agua fluye a contracorriente (o paralelo según sea el caso) por placas adyacentes a ambos lados de la cavidad central por donde fluye el amoníaco con la solución amoniacal.



*Figura 3.9. Válvula micrométrica marca Swagelok. Provoca el estrangulamiento-expansión del  $\text{NH}_3$  líquido durante el efecto refrigerante. Presión de alta 15.8 bar absolutos, lado de baja 5.14 bar absoluto.*

Este tipo de válvulas permiten manejar flujos muy finamente controlables de sustancias químicas corrosivas, tóxicas y viscosas. Están fabricadas en acero inoxidable y con arosellos (O-rings) de neopreno que en conjunto permiten trabajar sin reacción química; cuenta además con un nupro-mando que auxilia en el ajuste fino de control de flujo y de caída de presión. En nuestro caso está colocada una de ellas en la línea de amoníaco en fase de gas (color amarillo) a la entrada del absorbedor para controlar el flujo de gas entrante,

mismo que va a ser absorbido por la solución amoniacal diluida que también entra al mismo dispositivo en forma concéntrica a flujo paralelo. La presión de operación al interior del absorbedor es de 4.8 bar absoluto. La figura 3.9 muestra una fotografía de la válvula micrométrica instalada. Para la instalación de estas válvulas y debido a que las líneas están construidas con tubería de acero inoxidable de ½” NPT, es necesario hacerles adaptaciones para que se puedan instalar. Tales adaptaciones permiten conectar la tubería a las conexiones propias de las válvulas marca Swagelok. Otras dos válvulas están colocadas para controlar el flujo de solución amoniacal y el flujo de agua de enfriamiento.

Tabla 3.2. Componentes y características técnicas de las válvulas micrométricas Swagelok. La numeración corresponde a la figura 3.8 b).

Componente	Material del cuerpo de la válvula	
	Latón	Acero inox. 316
	Calidad/Especificación ASTM	
1a Mando	Latón cromado con neblina de plata 360/B16	Acero inox. 300/A276
Tornillo del mando Tornillo de bloqueo <sup>(1)</sup>	Aleación de acero cubierta de aceite ligero y óxido negro/ANSI 18.3	
1b Mando	Aluminio anodizado verde 6061-T651/B211	
Tornillo del mando	Aleación de acero cubierta de aceite ligero y óxido negro/ANSI 18.3	
2 Tuerca de montaje en panel	Latón cromado con neblina de plata 360/B16	Acero inox. 316/A479—S, M; Acero inox. 316/B783—L
3 Manguito del bonete	Acero inox. 316 sinterizado	
4 Bonete	Latón cromado con neblina de plata 345/B453	Acero inox. 316/A479
5 Anillo guía del vástago	PTFE relleno de fibra de vidrio	
6 Extensión del cuerpo <sup>(2)</sup>	Latón cromado con neblina de plata 345/B453	Acero inox. 316/A479
7 Cierre del cuerpo <sup>(2)</sup>	Buna N	FKM fluorocarbono
8 Vástago	Acero inoxidable S17400/A564—S; Acero inoxidable 316/A479—M, L	Acero inox. recubierto de cromo duro S17400/A564—S Acero inox. recubierto de cromo duro 316/A479—M, L
Juntas tóricas	Buna N	FKM fluorocarbono
9 Cuerpo	Latón cromado con neblina de plata 377/B283	Acero inox. 316/A182
Lubricantes	Con base de disulfuro de molibdeno; con base de silicona	

Serie	Presión-temperatura de servicio		Orificio, mm (pulg.)	Servicio de cierre	Conicidad del vástago (incl. ángulo)
	Temperatura, °C (°F)	Presión de servicio bar (psig)			
S	-23 a 204 (-10 a 400)	137 (2000)	0,81 (0,032)	No	1°
M	juntas tóricas de FKM fluorocarbono; -23 a 148 (-10 a 300)	68,9 (1000) <sup>(1)</sup>	1,42 (0,056)	No	3°
L	Juntas tóricas de Buna N		3,25 (0,128)	Si <sup>(2)</sup>	6°



### 3.2.7. Amortiguador de pulsaciones.

Es necesario conocer con suma precisión los flujos de los fluidos que se encuentran circulando en todos los circuitos que conforman el sistema experimental para estudiar el proceso de absorción en un intercambiador de calor de placas. Por lo anterior se instaló a la salida de las bombas de pulsaciones (de diafragma) un dispositivo denominado amortiguador de pulsaciones. Como las bombas son dispositivos que operan impulsando los fluidos por medio de un diafragma, el resultado es un flujo pulsante; este efecto afecta severamente a los medidores de flujo (cualquiera que sea el tipo de medidor), entonces se necesita, para que operen adecuadamente, proveerles de un flujo continuo y sin perturbaciones, el amortiguador de pulsaciones logra este objetivo. Su funcionamiento es el siguiente: en una cámara del amortiguador se descarga el fluido pulsante impulsado por la bomba de diafragma a alta presión (de 6 a 15 bar). En otra cámara separada por un diafragma de neopreno se encuentra nitrógeno en forma de gas presurizado a una presión semejante a la del fluido de trabajo (ligeramente menor). Como el líquido es un fluido incompresible, y el gas no lo es, y con la ayuda del diafragma intermedio se absorben los impactos producidos por las pulsaciones amortiguando el flujo del fluido poniéndolo con características necesarias para que se pueda medir con toda precisión.

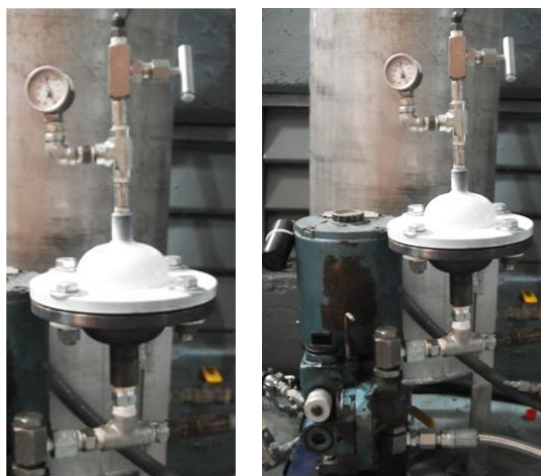


Figura 3.10. Amortiguador de pulsaciones y su montaje en las bombas de pulsaciones (diafragma).

### 3.2.8. Evaporador.

Se necesita proveer vapor de amoníaco para que se pueda inyectar al absorbedor. Para lograrlo se utiliza un PHE que opera como evaporador. Para impulsar el amoníaco líquido contenido en un recipiente de acero inoxidable, figura 3.11, con capacidad de almacenamiento de 60 kg de amoníaco líquido a una presión máxima de 10.8 bar absoluta, se emplea un conjunto de bomba de pulsaciones-amortiguador. El amoníaco líquido se hace pasar por un ensamble, figura 3.12, de tubo capilar 1.588 mm (1/16") y válvula micrométrica para lograr, al interior del evaporador, el efecto compresión-expansión, (15.8 a 5.6 bar absoluto).

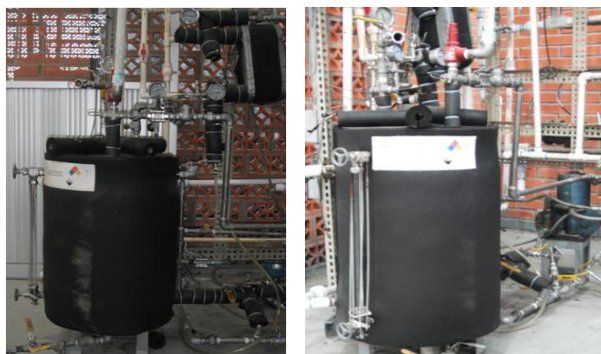


Figura 3.11. Tanque de almacenamiento de  $NH_3$  y su sistema de bombeo.

Por el otro circuito del evaporador en contracorriente circula agua caliente (temperatura regulable) que proporciona la ganancia térmica necesaria para evaporar el amoníaco. El agua es transportada por una bomba tipo periférica. Para cada punto de entrada y salida del evaporador fueron colocados medidores de presión y de temperatura. Fueron de dos tipos: medidores digitales y medidores visuales. Para poder almacenar datos y para poder controlar el funcionamiento del sistema. Se usaron RTD's platino 100 con salida a computadora para medir las temperaturas, con una precisión de  $\pm 0.5$  C y medidores para la presión con salida digital con una precisión de  $\pm 1$  bar.



Figura 3.12. Evaporador de  $NH_3$  con su ensamble de tubo capilar-válvula micrométrica.

### 3.2.9. Tanque de agua caliente para ganancia térmica.

El agua es almacenada en un tanque de 450 litros, figura 3.13 y se calienta al interior del mismo por unas resistencias eléctricas trifásicas a 220 V de 4.5 kW. El flujo se regula por un juego de válvulas colocadas a la descarga de la bomba. La medición del flujo se realizó por medio un flujómetro con salida digital a una computadora y por un flujómetro cuya única función fue supervisión visual, figura 3.13.



Figura 3.13. Tanque de almacenamiento y calentamiento de agua para ganancia térmica

### 3.2.10. Calentador de aceite térmico para la solución amoniacal (CROMALOX).

La solución amoniacal, fue necesario calentarla para simular las condiciones de operación después de su salida del generador y de su paso por el economizador. Para lograr este objetivo se colocó un sistema de calentamiento de aceite térmico compuesto por la máquina calentadora marca Cromalox®, un intercambiador de

placas y la red de tubería. La temperatura se controla finamente con una precisión  $\pm 1.0$  C. El flujo de aceite térmico es transportado por la bomba propia del calentador y la red de tubería. El aceite caliente pasa a través del PHE en contracorriente a la solución amoniacal en donde cede su calor a la mezcla. Se colocaron válvulas para control de flujo y para cierre rápido en caso de emergencia o para cuando otros equipos que comparten el CROMALOX estén en funcionamiento. El PHE y la tubería de transporte fueron aislados térmicamente para evitar pérdidas térmicas en el recorrido del aceite caliente figura 3.14.



Figura 3.14. Máquina calentadora marca Cromalox®, y un PHE para el calentamiento de la solución amoniacal.

### 3.2.11. Sistema de agua de enfriamiento para la absorción

Durante la absorción de amoniaco por la solución amoniacal diluida se genera de calor denominado exotérmico, mismo que debe ser retirado durante el proceso, de otra forma se genera un efecto adverso durante la absorción; para retirar este calor se utilizó un circuito de agua para enfriamiento. El circuito de agua de enfriamiento (agua entre 20 a 26 C proveniente de un sistema hidrónico), constó, medidor de flujo tipo turbina, medidor de flujo tipo rotámetro, válvula de aguja, bomba de tipo periférica de alta presión y flujo (para vencer la caída de presión durante su paso por el absorbedor), tubería de PVC hidráulico de 13 mm de diámetro y accesorios diversos todos ellos también de PVC. La bomba periférica transportó el agua de enfriamiento desde una cisterna de almacenamiento, pasando por los medidores de flujo tipo turbina y tipo rotámetro para inspección visual, continuando su

recorrido por las placas laterales del absorbedor de pruebas y al salir de él hay una válvula de aguja que regula el flujo másico del agua de enfriamiento. El circuito está configurado por un juego de válvulas de esfera de tal forma que abriendo unas y cerrando otras se obtiene o ya sea flujos a contracorriente con la solución amoniacal o flujos en paralelo. Figura 3.15.



a)

b)

c)

*Figura 3.15. Componentes del circuito de agua de enfriamiento para el absorbedor. a) bomba periférica. b) Medidor de flujo de turbina con salida digital. c) Medidor de flujo tipo rotámetro para inspección visual.*

### **3.2.12. Sistema de adquisición de datos por computadora**

Para el buen fin del proyecto fue necesario que durante los experimentos se realizara la adquisición de todos los datos que fueron medidos (presión, temperatura, flujos másicos, densidades). Se utilizó el programa de adquisición de datos HP VEE con una programación específica para este trabajo. La interfase entre los datos y el programa, fue un adquisidor de datos digitales marca Agilent modelo 34970A, con capacidad de tres tarjetas adquisitoras de hasta 40 canales cada una. El equipo de cómputo fue una computadora portátil marca DELL modelo INSPIRON con procesador Intel® Core™ Duo CPU T6400 @2.00 GHz con memoria instalada de 3.00 GB con sistema operativo Windows 7 a 32 bits. Figura 3.16.



Figura 3.16. Programa de adquisición de datos HP VEE y adquisidor marca Agilent, modelo 34970A.

# Capítulo 4

## RESULTADOS Y CONCLUSIONES

### ÍNDICE

<b>4. RESULTADOS Y CONCLUSIONES.</b>	54
4.1. ECUACIONES INVOLUCRADAS EN EL ANÁLISIS TEÓRICO.	54
4.1.1. Instrumentos de medición y sus respectivas exactitudes.	54
4.1.2. Parámetros obtenidos con los datos experimentales.	54
4.1.3. Área de transferencia de calor.	55
4.1.4. Diámetro equivalente para el PHE. Circuito de agua de enfriamiento.	55
4.1.5. Números de Reynolds y velocidad de masa para un PHE.	56
4.1.6. Diferencia media logarítmica de temperaturas para un PHE.	56
4.1.7. Número de Nusselt para un PHE, solución NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> .	57
4.1.8. Coeficiente global de transferencia de calor para un PHE.	57
4.1.9. Número de Nusselt para un PHE, solución Agua-Agua.	57
4.1.10. Flujo de absorción de vapor de amoniaco para un PHE.	57
4.1.11. Coeficiente global de transferencia de masa para un PHE.	57
4.2. RESULTADOS.	58
4.2.1. Gráficas con los resultados obtenidos.	58
4.2.1.1. Incremento progresivo en X <sub>DS</sub> , X <sub>CS</sub> y ΔX.	59
4.2.1.2. Comportamiento de Resol con respecto a μ <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> .	59
4.2.1.3. Comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes μ <sub>sol</sub> .	60
4.2.1.4. Comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> .	60
4.2.1.5. Detalle comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> . Re <sub>sol</sub> 20 a 80.	61
4.2.1.6. Detalle del comportamiento de Nu <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> . Re <sub>sol</sub> 90 a 440.	62
4.2.1.7. Comportamiento de F <sub>ABS</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> y a diferentes G <sub>Csol</sub> .	63
4.2.1.8. Comportamiento de h <sub>sol</sub> con respecto a Re <sub>sol</sub> a diferentes G <sub>Csol</sub> y μ <sub>sol</sub> .	63

4.2.1.9. Detalle del Comportamiento de $h_{sol}$ con respecto a $Re_{sol}$ a diferentes $G_{Csol}$ . $Re_{sol}$ de 90 a 440.	64
4.2.1.10. Comportamiento de $X_{DS}$ y $X_{CS}$ con respecto a $Re_{sol}$ a diferentes $G_{Csol}$ .	65
4.2.1.11. Comportamiento de $Re_{sol}$ con respecto a $X_{CS}$ a diferentes $G_{Csol}$ y $\mu_{sol}$ .	65
4.2.1.12. Comportamiento de $K_m$ con respecto a $Re_{sol}$ a diferentes $m_{NH3}$ y $G_{Csol}$ .	66
4.2.2. Medición de las temperaturas al interior del absorbedor.	68
4.2.2.1. Medición de flujos y temperaturas al interior del absorbedor.	68
4.2.2.2. Detalle de la medición de temperaturas al interior del absorbedor.	69
4.2.3. CONCLUSIONES.	70
4.2.4. RECOMENDACIONES.	72



## 4. RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

### 4.1. ECUACIONES INVOLUCRADAS EN EL ANÁLISIS TEÓRICO.

En este capítulo se presentan los resultados y las conclusiones obtenidas durante el estudio teórico-experimental del proceso de absorción con  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  en un intercambiador de calor de placas por burbujeo con un distribuidor interno de vapor de amoníaco. El distribuidor de vapor de amoníaco se construyó con tubing de  $\phi 3.175$  mm con orificios de 1, 2 y 3 mm. Se diseñó y construyó un equipo experimental que permitió evaluar al absorbedor en distintas condiciones de operación. Previo a la utilización de la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  se caracterizó el absorbedor con agua-agua y se hicieron también pruebas con  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  para obtener un perfil interno de temperaturas durante el proceso de absorción. El flujo másico de solución fue de  $11.69$  a  $35.46 \pm 0.42 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  con una presión absoluta de 7 bar en el absorbedor; el flujo de vapor saturado de amoníaco fue de  $0.79$  to  $4.92 \pm 0.05 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . El flujo másico de agua de enfriamiento fue de  $0.31 \pm 0.04 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Se obtuvo una correlación empírica, basada en los datos experimentales obtenidos, del número de Nusselt de la solución durante el proceso absorción con la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ .

#### 4.1.1. Instrumentos de medición y sus respectivas exactitudes.

Para saber los parámetros de funcionamiento del sistema experimental se colocaron en puntos estratégicos del mismo diversos instrumentos de medición con una exactitud aceptable que nos indicaron los valores necesarios.

Tabla 4.1. Tabla de los sensores utilizados en el estudio experimental y los valores de incertidumbre asociados a cada uno de ellos.

Sensor	Dispositivo	Rango de operación	Exactitud
Temperatura	RTD	-180 a 520 C	$\pm 0.2$ C
Temperatura	Termopar J	-20 a 750 C	$\pm 1.1$ C
Flujo másico	Coriolis	0 a 5 kg/min	$\pm 0.1$ %
Densidad	Coriolis	700 a 1200 $\text{kg}/\text{m}^3$	$\pm 0.1$ %
Presión	Piezoeléctrico	0 a 10 bar	$\pm 0.15$ %
Flujo másico	Turbina	0 a 30 kg/min	$\pm 0.2$ %

#### 4.1.2. Parámetros obtenidos con los datos experimentales.

Para poder caracterizar el funcionamiento y desempeño del absorbedor por burbujeo se recurrió a una serie de parámetros que toman como base los datos obtenidos

experimentalmente. Tales parámetros utilizados fueron: los flujos máscicos de vapor de amoniaco, solución diluida, solución concentrada, de agua de enfriamiento del absorbedor, de agua de carga térmica. Temperaturas de entrada y salida de las soluciones, al interior del absorbedor, del vapor de amoniaco, del amoniaco líquido. Presiones de entrada y salida del absorbedor, del vapor de amoniaco, del amoniaco líquido. Densidades de las soluciones de entrada y salida del absorbedor. Es importante recalcar que todos los datos utilizados corresponden a estados permanentes durante los experimentos de por lo menos 10 minutos cada uno. Como se utilizaron medidores tipo Coriolis fue posible comprobar que los flujos máscicos de las soluciones de entrada y salida siempre fueron en una sola fase. Dichos medidores indican con una luz de color verde intenso cuando el flujo en su interior ocurre en una sola fase. Cabe señalar que si las condiciones del flujo cambian se indican con colores que van del amarillo al rojo y corresponden a presencia de vapor y totalmente vapor respectivamente. A continuación se detallan los parámetros calculados.

#### 4.1.3. Área de transferencia de calor.

Las corrugaciones incrementan el área superficial de una placa comparada con el área original de la placa, sin corrugar. Para expresar este incremento de la longitud desarrollada, en relación a longitud proyectada, se define el factor  $\Phi$ , llamado factor de alargamiento superficial y es definido como la proporción de la longitud desarrollada con respecto a la placa o longitud proyectada.

$$\phi = \frac{\text{Longitud}_{\text{desarrollada}}}{\text{Longitud}_{\text{proyectada}}} \quad (4.1).$$

El valor de  $\phi$  es una función de la corrugación y de la profundidad de la corrugación. El factor de alargamiento varía de entre 1.15 a 1.25. Se puede asumir como valor típico promedio 1.17. [18][19]

Éste factor es la proporción del área especificada por el fabricante,  $A_1$ , y el área proyectada de la placa  $A_{\text{eff}}$ .

$$A_{\text{eff}} \phi = \phi * A_1 \quad (4.2).$$

#### 4.1.4. Diámetro equivalente para el PHE.

El diámetro equivalente para el PHE en análisis se define como:

$$D_e = \frac{4bL_w}{2(b + L_w\phi)} \approx \frac{2b}{\phi} \quad \text{Considerando que } b \ll L_w \quad (4.3)$$

#### 4.1.5. Números de Reynolds y velocidad de masa para un PHE.

Se definen: número de Reynolds (**Re**), velocidad de masa del canal (**G<sub>C</sub>**) y el número de canal por paso (**N<sub>cp</sub>**). [18][29][30].

$$Re = \frac{G_C D_e}{\mu} \quad (4.4)$$

$$G_C = \frac{m}{N_{cp} b L_w} \quad (4.5)$$

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (4.6)$$

#### 4.1.6. Diferencia media logarítmica de temperaturas para un PHE.

La diferencia media logarítmica de temperaturas, fue utilizada en los cálculos considerando las temperaturas de entrada y salida del absorbedor, tanto del lado de la solución como las del lado de agua de enfriamiento. Se define a continuación:

$$LMTD = \frac{[T_{sol,in} - T_{c,out}] - [T_{sol,out} - T_{c,in}]}{\ln \frac{[T_{sol,in} - T_{c,out}]}{[T_{sol,out} - T_{c,in}]}} \quad (4.7)$$

#### 4.1.7. Número de Nusselt para un PHE, solución NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>.

El número de Nusselt está expresado como:

$$Nu_{sol} = \frac{h_{sol} L_{cha}}{k_{sol}} \quad (4.8)$$

$$Nu_{sol} = 0.14 Re^{0.3311} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_{sol}}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (4.9)$$

#### 4.1.8. Coeficiente global de transferencia de calor para un PHE.

Por otra parte el coeficiente global de transferencia de calor ( $U_{global}$ ) está definido con la siguiente ecuación:

$$U_{global} = \frac{1}{\frac{1}{h_w} + \frac{x_{ss}}{k_{ss}} + \frac{1}{h_{sol}}} \quad (4.10).$$

#### 4.1.9. Número de Nusselt para un PHE, solución Agua-Agua.

Previamente a los trabajos realizados con la solución  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  se realizaron pruebas experimentales usando agua por ambos lados del PHE permitiendo establecer el coeficiente de transferencia de calor por el lado del agua de enfriamiento  $h_w$ .

$$Nu = 0.38 Re^{0.647} Pr^{0.240} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} ; \mu \approx \mu_w \quad (4.11).$$

#### 4.1.10. Flujo de absorción de vapor de amoníaco para un PHE.

Este parámetro indica la capacidad que tuvo el PHE modificado, de absorber el vapor de amoníaco que llegaba desde el evaporador. Relaciona el flujo másico de vapor de amoníaco absorbido por unidad de área de transferencia de calor de la siguiente manera:

$$F_{abs} = \frac{\dot{m}_{\text{NH}_3\text{abs}}}{A_{exch}} \quad (4.12).$$

#### 4.1.11. Coeficiente global de transferencia de masa para un PHE.

La proporción de absorción de amoníaco fue expresada empleando el coeficiente global de transferencia de masa ( $K_m$ ). Para tal fin utilizamos la diferencia media logarítmica de concentración en la fase líquida. Las ecuaciones se presentan a continuación.

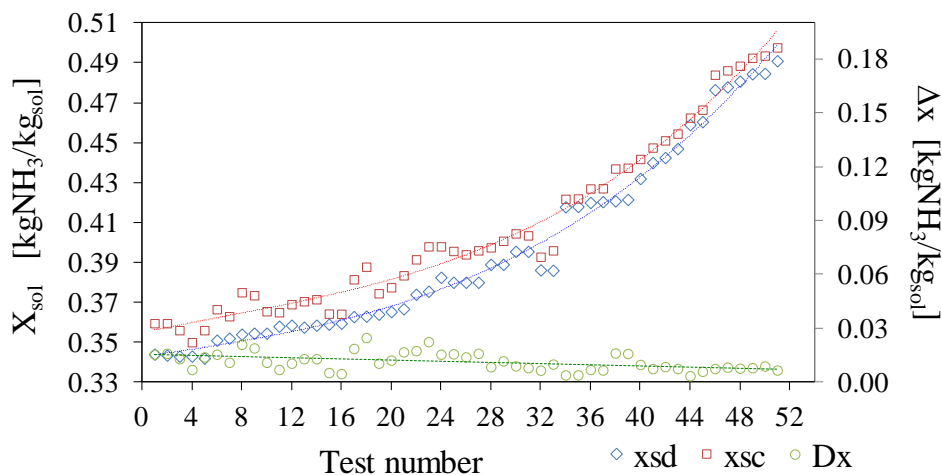
$$LMCD = \frac{[x_{sol,in}^{equi} - x_{sol,in}] - [x_{sol,out}^{equi} - x_{sol,out}]}{\ln \frac{[x_{sol,in}^{equi} - x_{sol,in}]}{[x_{sol,out}^{equi} - x_{sol,out}]}} \quad (4.13).$$

$$Km = \frac{\dot{m}_{NH_3,abs}}{A_{exc} LMCD} \quad (4.14).$$

## 4.2. RESULTADOS.

### 4.2.1. Gráficas con los resultados obtenidos.

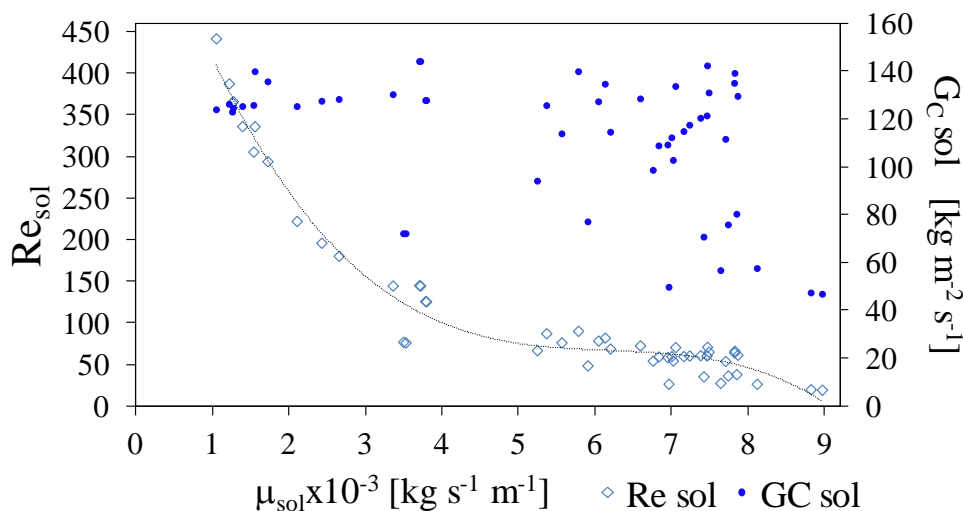
Los resultados que se presentan corresponden datos de temperaturas, flujos másicos y presiones obtenidos experimentalmente en condiciones de estado permanente durante el proceso de absorción de vapor de amoníaco por medio de burbujeo en la solución  $NH_3$ - $LiNO_3$ . La inyección de vapor de amoníaco se realizó con un distribuidor interno colocado en la parte inferior del intercambiador de calor de placas. El vapor de amoníaco se encontró en condiciones de saturación. El rango de flujos másicos de amoníaco fue de  $[0.0794, 4.917] \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . El flujo de solución diluida fue en un rango de  $[0.0117, 0.035] \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Los trabajos se iniciaron con una solución de  $NH_3$ - $LiNO_3$  al 35% de concentración, progresivamente se fue incrementando la concentración hasta tener una concentración máxima del 50%. El absorbedor operó a una presión absoluta de 7 bar.



Gráfica 4.1. Incremento progresivo en  $X_{DS}$ ,  $X_{CS}$  y  $\Delta X$ .

#### 4.2.1.1. Incremento progresivo en $X_{DS}$ , $X_{CS}$ y $\Delta X$ .

En la gráfica 4.1. en el eje x se presenta en orden ascendente las pruebas experimentales que se tomaron como válidas. Se muestra en el eje y-izquierdo los comportamientos de las soluciones, concentrada ( $X_{cs}$ ) y diluida ( $X_{ds}$ ) para cada prueba. En el eje y-derecho se muestra la diferencia de concentraciones que se tuvo para cada prueba válida. Los experimentos partieron de una concentración diluida del 35% hasta tener una concentración de 50%. Los comportamientos de ambas concentraciones presentaron una tendencia exponencial de tercer orden con un valor de  $R^2 \approx 0.98$ . La diferencia de concentración presentó una tendencia decreciente conforme fueron avanzando los experimentos. Esto último era de esperarse tomando en cuenta la disminución de la viscosidad de la solución amoniaca como resultado del incremento del porcentaje de amoniaco. Se encuentran relaciones para las concentraciones concentrada y diluida, así como para la diferencia de concentraciones. Se obtuvieron ecuaciones para las concentraciones:  $X_{sc} = 9E-07x^3 - 1E-05x^2 + 0.0011x + 0.355$  con  $R^2 = 0.9796$ ,  $X_{sd} = 8E-07x^3 + 2E-06x^2 + 0.0008x + 0.3422$  con  $R^2 = 0.9882$  y  $DX = -0.0002x + 0.0156$  con  $R^2 = 0.2288$

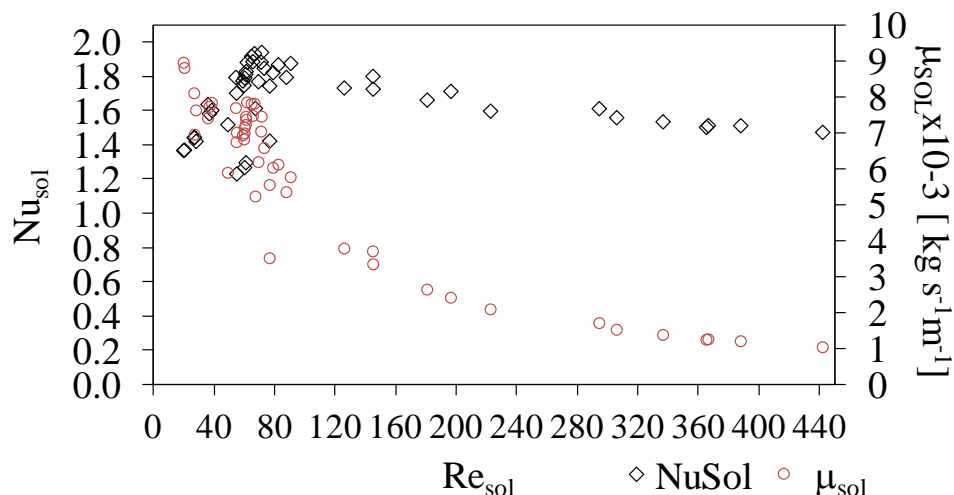


Gráfica4. 2. Comportamiento de  $Re_{sol}$  con respecto a  $\mu_{sol}$  y a diferentes  $G_{Csol}$ .

#### 4.2.1.2. Comportamiento de $Re_{sol}$ con respecto a $\mu_{sol}$ y a diferentes $G_{Csol}$ .

La gráfica 4.2. representa el  $Re_{sol}$  (y-izquierdo) con respecto a la viscosidad dinámica ( $\mu_{sol}$ ). El eje y-derecho corresponde a la velocidad de masa de la solución,  $G_{Csol}$ , parámetro que relaciona los flujos máxicos de la solución con las dimensiones del absorbedor. Se nota la tendencia de  $Re_{sol}$  a aumentar en forma polinómica de tercer orden

conforme se va disminuyendo la viscosidad de la solución. Por otra parte se observa que existen iguales números de combinaciones de flujo másico y viscosidad se obtienen iguales números de  $Re_{sol}$ . Se obtuvo una ecuación que relaciona el  $Re_{sol}$  con  $\mu_{sol}$ .  $Re = -2.3652\mu^3 + 43.986\mu^2 - 276.46\mu + 653.42$  con  $R^2 = 0.9747$ .



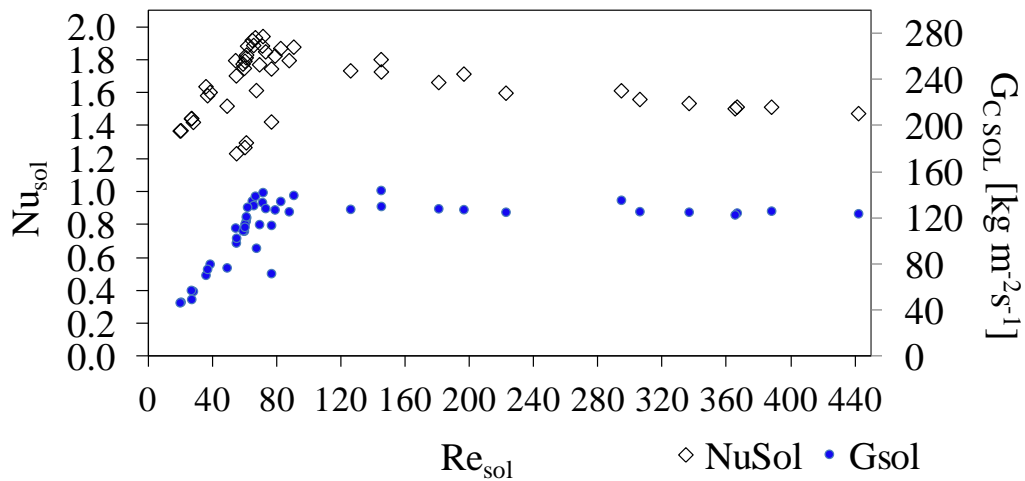
Gráfica 4.3.  $Nu_{sol}$  con respecto  $Re_{sol}$  para diferentes  $\mu_{sol}$ .

#### 4.2.1.3. Comportamiento de $Nu_{sol}$ con respecto a $Re_{sol}$ y a diferentes $\mu_{sol}$ .

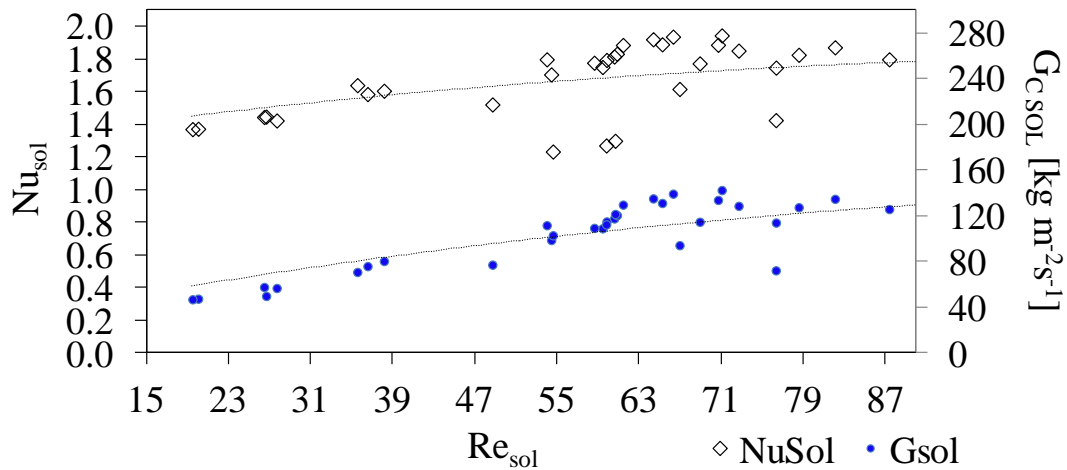
En la gráfica 4.3. se muestra la comparación del  $Nu_{sol}$ , eje y-izquierdo, con respecto de  $Re_{sol}$  y a la viscosidad de la solución, eje y-derecho. Notamos como la viscosidad fue disminuyendo y como consecuencia el número de Reynolds se incrementó. Se puede apreciar la tendencia del  $Nu_{sol}$  a incrementarse conforme se incrementa el Reynolds entre los valores de 20 a 80. En este rango de valores se agrupan la mayor parte de los puntos y se aprecia que existen diferentes valores de  $Nu_{sol}$  para iguales valores del  $Re_{sol}$  con viscosidades casi semejantes.

#### 4.2.1.4. Comportamiento de $Nu_{sol}$ con respecto a $Re_{sol}$ y a diferentes $G_{sol}$ .

Sin embargo como complemento en la gráfica 4.4. se compara también el  $Nu_{sol}$  y  $Re_{sol}$  pero en el eje y-derecho se muestra la velocidad de masa ( $G_{C_{sol}}$ ) de la solución; ahí apreciamos que para el rango de valores del  $Re_{sol}$  de entre 20 y 80 se manejaron diferentes valores de  $G_{C_{sol}}$  con las condiciones descritas en el párrafo anterior dando como resultado la obtención de diferentes valores de  $Nu_{sol}$  con iguales  $Re_{sol}$ .



Gráfica 4.4.  $Nu_{sol}$  con respecto  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{Csol}$ .

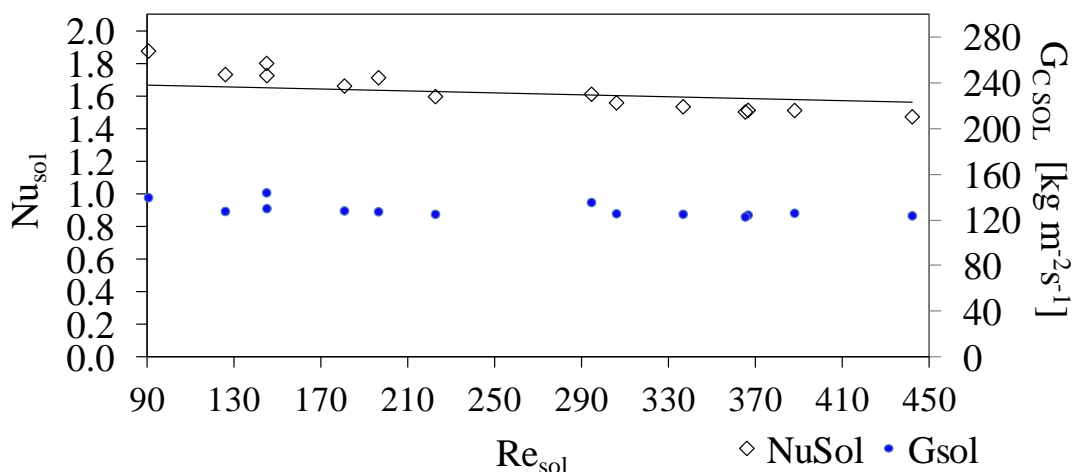


Gráfica 4.5. Detalle de  $Nu_{sol}$  con respecto  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{Csol}$ .

#### 4.2.1.5. Detalle del comportamiento de $Nu_{sol}$ con respecto a $Re_{sol}$ y a diferentes $G_{Csol}$ . $Re_{sol}$ 20 a 80.

En la gráfica 4.5. se realiza un acercamiento de la gráfica 4 para la zona de  $Re_{sol}$  de 15 a 80. Se aprecia que existió una tendencia creciente de forma polinomial de segundo orden tanto para los valores más altos como para los más bajos de  $G_{Csol}$ .

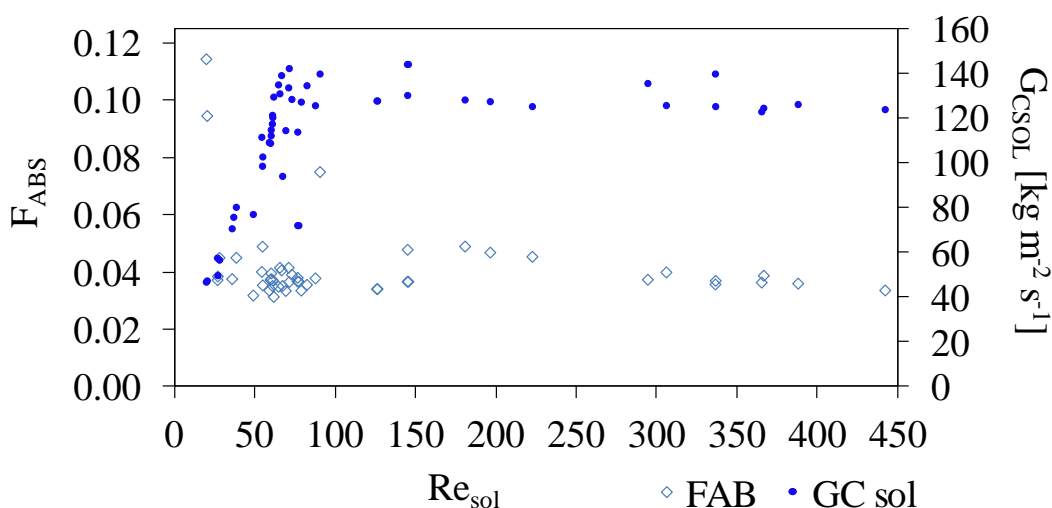




Gráfica 4.6. Detalle de  $Nu_{sol}$  con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{Csol}$ .

#### 4.2.1.6. Detalle del comportamiento de $Nu_{sol}$ con respecto a $Re_{sol}$ y a diferentes $G_{Csol}$ . $Re_{sol}$ 90 a 440.

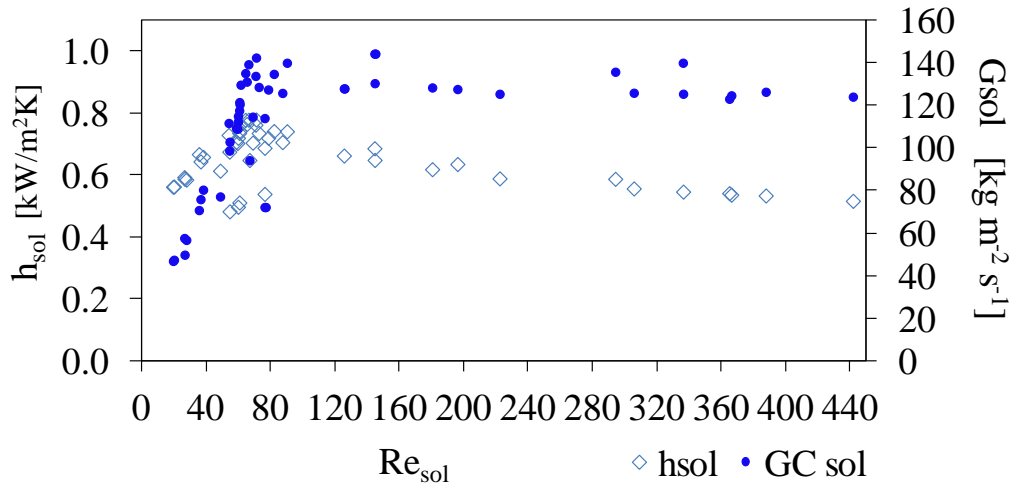
En la gráfica 4.6. se presenta otro detalle de la gráfica 4 en un rango de  $Re_{sol}$  de 110 a 440. Se aprecia que existió una tendencia decreciente de forma lineal para los valores de  $Nu_{sol}$ . Se hace notar que para valores de  $Re_{sol}$  mayores a 120 y hasta 440 se tuvieron prácticamente valores constantes de  $G_{Csol}$  teniendo como consecuencia que el  $Nu_{sol}$  presentara una tendencia casi constante de disminución. Se puede apreciar también que en puntos como de  $G_{Csol}$  de 123.06 y 124.67, se obtuvieron valores de  $Re_{sol}$  de 365.07 y 366.3, y de  $Nu_{sol}$  de 1.51 y 1.52. De forma semejante en valores de  $Re_{sol}$  de 144.6 y 144.8, tenemos  $G_{Csol}$  de 144.24 y 144.30 y  $Nu_{sol}$  de 1.80 y 1.73.



Gráfica 4.7.  $F_{ABS}$  con respecto  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{Csol}$ .

**4.2.1.7. Comportamiento de  $F_{ABS}$  con respecto a  $Re_{Csol}$  y a diferentes  $G_{sol}$ .**

La gráfica 4.7. presenta el flujo de absorción de amoniaco con respecto al  $Re_{sol}$  y para diferentes velocidades de masa,  $G_{Csol}$ , se hace notar que dicho flujo tuvo una tendencia constante ( $F_{ABS} = 0.048 \pm 0.033$ ) para las diferentes velocidades de masa.



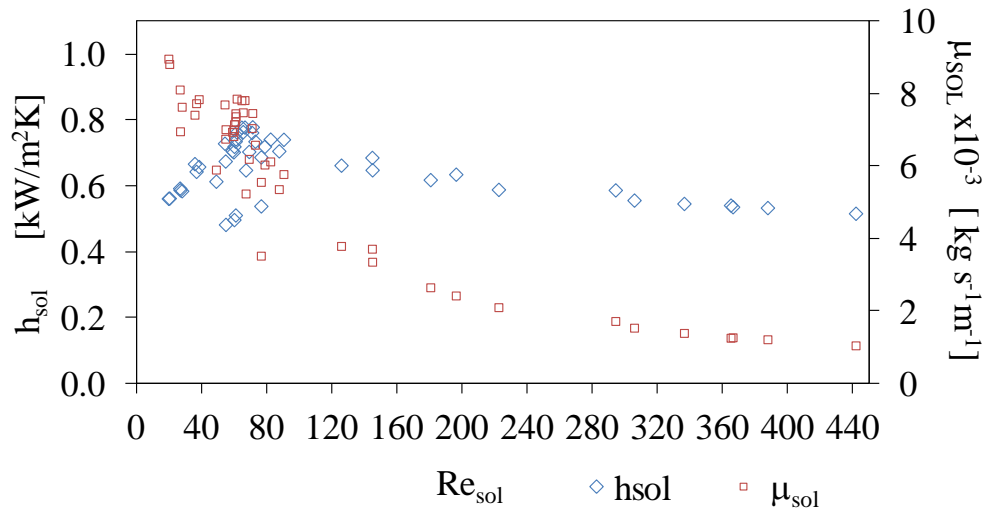
Gráfica 4.8.  $h_{sol}$  con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{Csol}$ .

**4.2.1.8. Comportamiento de  $h_{sol}$  con respecto a  $Re_{sol}$  a diferentes  $G_{Csol}$  y  $\mu_{sol}$ .**

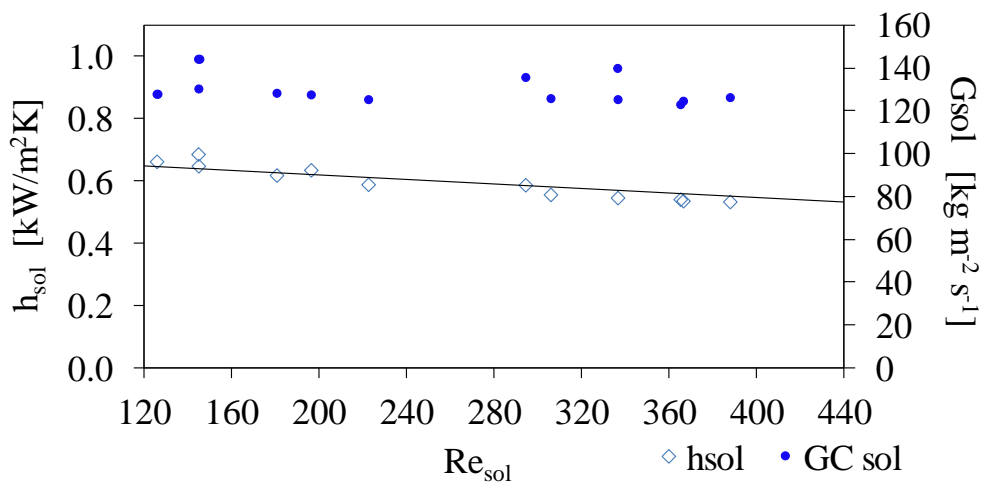
Las gráficas 4.8. y 4.9. presentan el comportamiento del coeficiente convectivo de transferencia de calor de la solución,  $h_{sol}$ , con respecto al número de Reynolds,  $Re_{sol}$ , y en el eje y-derecho la velocidad de masa,  $G_{Csol}$ , y la viscosidad de la solución,  $\mu_{sol}$ , respectivamente. Se puede apreciar de ambas gráficas que  $h_{sol}$  se incrementa para valores de  $Re_{sol}$  de 20 a 80 en una combinación del aumento de  $G_{Csol}$  y la disminución de  $\mu_{sol}$ . En el rango anterior de valores del número de Reynolds se nota un agrupamiento compacto de los puntos medidos como consecuencia de una variedad de flujos máscicos de solución (que se traducen en velocidades de masa) con los que se trabajó en atención a trabajos similares publicados con anterioridad [12][13][14][17][39].

**4.2.1.9. Detalle del Comportamiento de  $h_{sol}$  con respecto a  $Re_{sol}$  a diferentes  $G_{Csol}$ .  $Re_{sol}$  de 90 a 440.**

Se aprecia que existen valores de  $h_{sol}$  cercanos a  $0.5 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$  que corresponden a valores de  $G_{Csol}$  próximos a  $60 \text{ kg}^{-2}\text{s}^{-1}$  y viscosidades inferiores a  $0.004 \text{ kgs}^{-1}\text{m}^{-1}$ . En valores de  $Re_{sol}$  superiores a 120 hasta 440 se mantuvieron  $G_{Csol}$  casi constantes y se aprecia que existe una tendencia lineal decreciente de  $h_{sol}$ , gráfica 4.10.



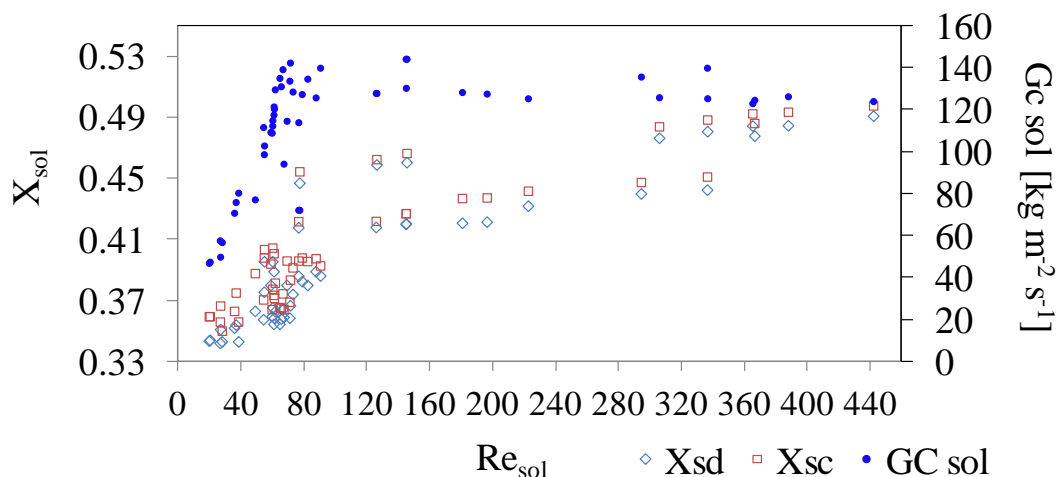
Gráfica 4.9.  $h_{sol}$ , con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $\mu_{sol}$ .



Gráfica 4.10. Detalle de  $h_{sol}$ , con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $\mu_{sol}$ .

#### 4.2.1.10. Comportamiento de $X_{DS}$ y $X_{CS}$ con respecto a $Re_{sol}$ a diferentes $G_{Csol}$ .

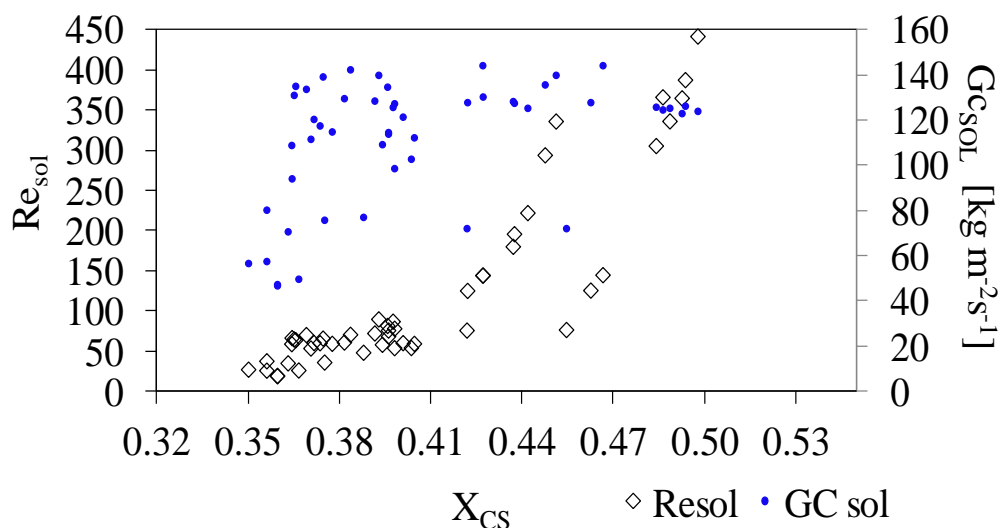
La gráfica 4.11. muestra los comportamientos de las soluciones diluida ( $X_{DS}$ ) y concentrada ( $X_{CS}$ ) con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{Csol}$ . Se nota un incremento en ambas concentraciones conforme se incrementa el  $Re_{sol}$ . Para diferentes valores de  $G_{Csol}$  e iguales valores de  $Re_{sol}$  (con  $Re_{sol}$  15 a 80) se presenta una tendencia de iguales diferencias de concentraciones. De igual forma se aprecia el mismo efecto en puntos con  $Re_{sol}$  cercanos a 150, 300 y 330. Recordando que para valores de  $Re_{sol}$  de 360 a 440 se está muy próximo a  $X_{CS}$  de 50%, la absorción de amoniaco es menor esto se ve reflejado en la diferencia de concentraciones pues son menores.



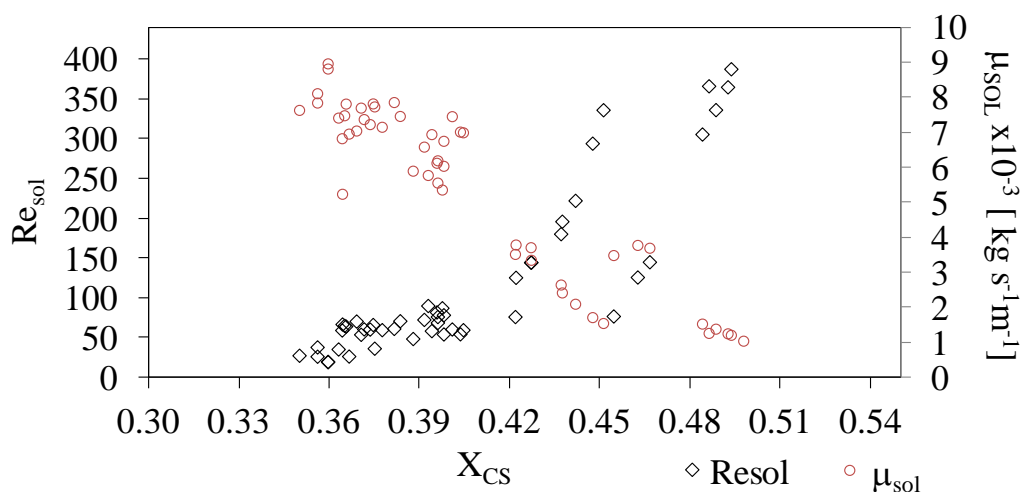
Gráfica 4.11.  $X_{DS}$  y  $X_{CS}$ , con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{Csol}$ .

#### 4.2.1.11. Comportamiento de $Re_{sol}$ con respecto a $X_{CS}$ a diferentes $G_{sol}$ y $\mu_{sol}$ .

En las gráficas 4.12. y 4.13. se presenta el  $Re_{sol}$  con respecto a  $X_{CS}$  para diferentes  $G_{Csol}$  y  $\mu_{sol}$  respectivamente. Se observa que una combinación de  $G_{Csol}$  y  $\mu_{sol}$  dan como resultado comportamientos de rangos de  $Re_{sol}$  similares para rangos de  $X_{CS}$  0.42 a 0.45 y de 0.46 a 0.50.



Gráfica 4.12.  $Re_{sol}$  con respecto a  $X_{CS}$  para diferentes  $G_{Csol}$ .

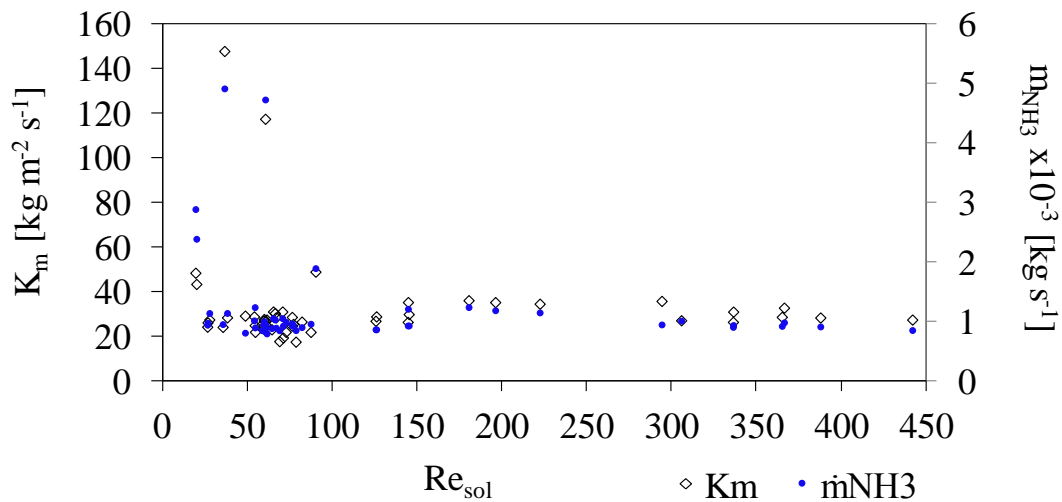


Gráfica 4.13.  $Re_{sol}$  con respecto a  $X_{CS}$  para diferentes  $\mu_{sol}$ .

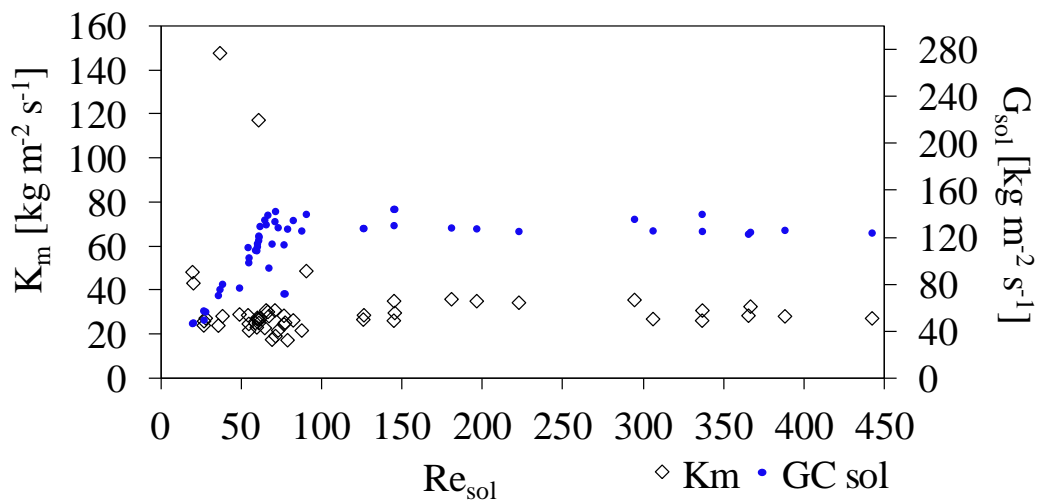
#### 4.2.1.12. Comportamiento de $K_m$ con respecto a $Re_{sol}$ a diferentes $\dot{m}_{NH_3}$ y $G_{sol}$ .

Las gráficas 4.14. y 4.15. muestran el comportamiento del coeficiente global de transferencia de masa ( $K_m$ ) con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes flujos máxicos de vapor de amoníaco y  $G_{Csol}$  respectivamente. Se observa de la figura 14 que para el rango de valores de  $Re_{sol}$  de entre 20 y 80, empleando diferentes valores de  $\dot{m}_{NH_3}$ , existe una tendencia al agrupamiento compacto de los valores de  $K_m$  en un valor cercano a 20 regido por la forma en que se comportó el flujo máxico de vapor de amoníaco inyectado durante los experimentos. Observamos que hay regiones donde  $K_m$  es superior al valor anterior, pero

corresponden a las inyecciones de vapores de amoniaco por encima del promedio de las pruebas iniciales en los experimentos, cuando la concentración inicial de la solución estaba muy cerca de un 35%. Más adelante, en los valores de  $Re_{sol}$  mayores a 120 hasta 440, se mantuvieron  $G_{C_{sol}}$  casi constante y se puede notar que existió una tendencia lineal decreciente de  $k_m$ , figura 4.15. En este rango de valores  $Re_{sol}$  se modificó  $G_{C_{sol}}$  y encontraron que los valores de  $K_m$  que también cambiaron manteniendo la misma tendencia decreciente.



Gráfica 4.14.  $K_{msol}$  con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $\dot{m}_{NH_3}$ .

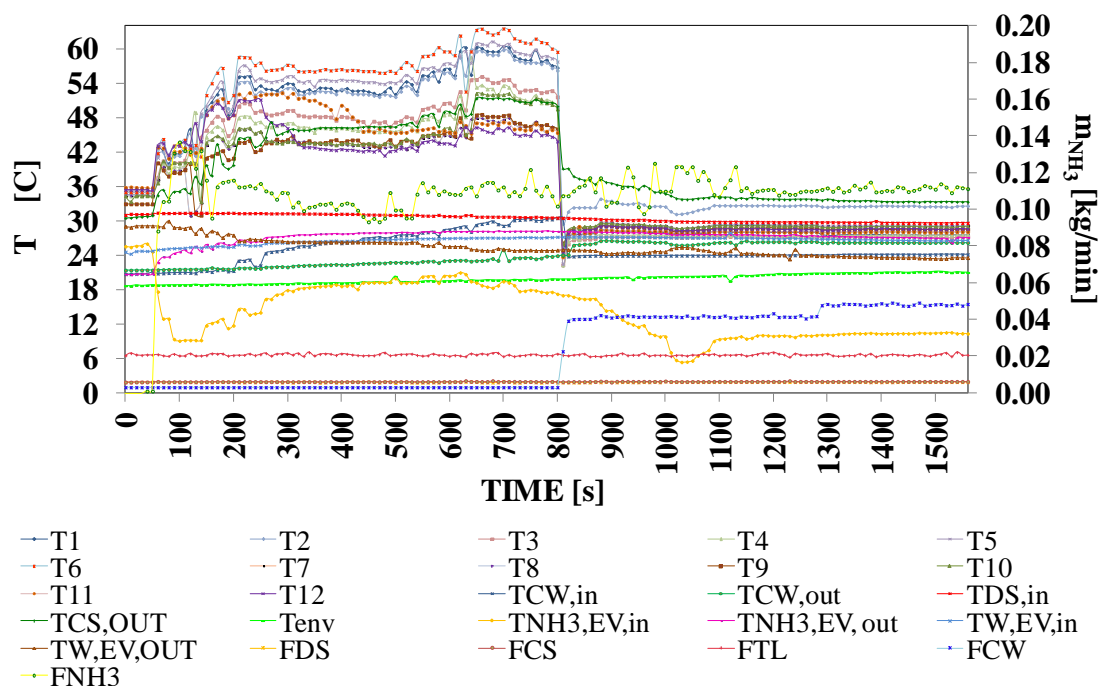


Gráfica 4.15.  $K_{msol}$  con respecto a  $Re_{sol}$  para diferentes  $G_{sol}$ .

## 4.2.2. Medición de las temperaturas al interior del absorbedor.

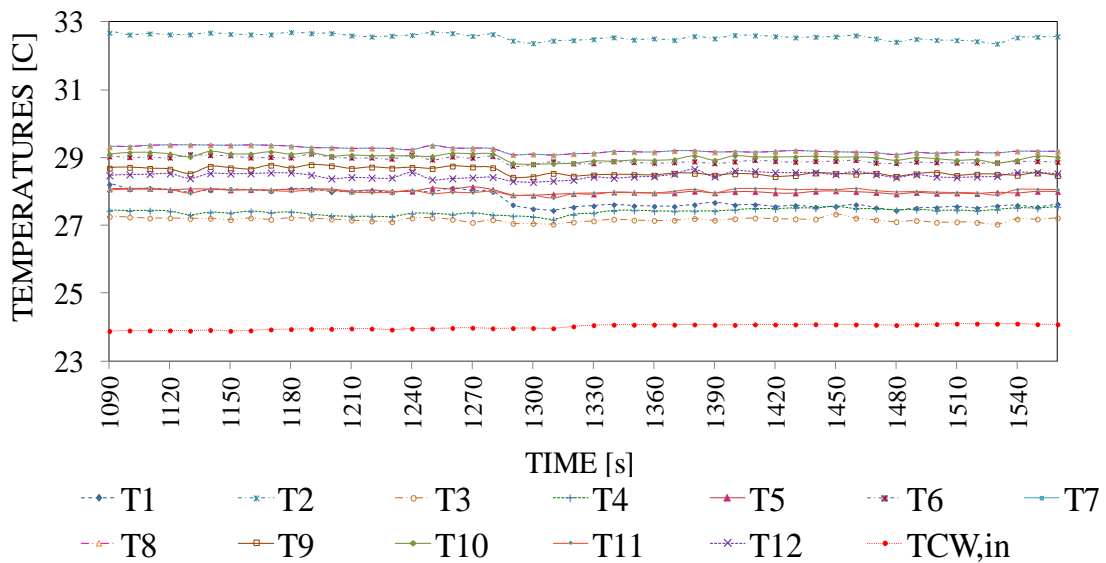
### 4.2.2.1. Medición de flujos y temperaturas al interior del absorbedor.

En la gráfica 4.16. se presenta un experimento representativo de aproximadamente 30 minutos de duración en donde se muestran todas las temperaturas y flujos másicos que se midieron en cada experimento. Durante la prueba se modificaron a conveniencia el flujo de vapor de amoniaco,  $F_{NH_3}$ , y flujo de agua de enfriamiento para la absorción,  $F_{CW}$ . Durante los primeros cuarenta segundos de la prueba no hubo flujos de  $F_{NH_3}$  y  $F_{CW}$ ; se observó que las temperaturas al interior del absorbedor se mantenían muy semejantes rigiendo el comportamiento la temperatura del agua de enfriamiento  $T_{CW,in}$ . Un instante después de los 40 segundos se empezó a inyectar vapor de amoniaco al flujo de la solución diluida sin un flujo de agua de enfriamiento, apreciándose que inmediatamente se incrementaron las temperaturas al interior y exterior del absorbedor como consecuencia de una absorción adiabática generando calor exotérmico en la solución. Se resalta que durante todo este tiempo el medidor de flujo de solución concentrada tipo Coriolis indicó con una luz verde flujo en una sola fase; los medidores de Coriolis indican con colores que van desde el amarillo hasta el rojo intenso la presencia de flujo en dos



Gráfica 4.16. Temperaturas: al interior, exterior del absorbedor. Flujos de: solución diluida y concentrada, vapor de amoniaco, agua de enfriamiento, y carga térmica.

fases o totalmente fase de vapor respectivamente. Ésta condición se prolongó hasta aproximadamente 800 segundos de prueba durante los cuales se fue modificando el flujo de vapor de amoniaco apreciándose claramente como el aumento o disminución de flujo de vapor de amoniaco perturba las condiciones de temperatura de forma instantánea aumentándolas o disminuyéndolas respectivamente como consecuencia directa del calor generado por la reacción exotérmica. Instantes después de los 800, y hasta 1280 segundos, comenzó el flujo de agua de enfriamiento a razón de 12 kg/min y 24 C de temperatura, notándose inmediatamente como las temperaturas disminuyeron acercándose y rigiéndose por la temperatura del agua de enfriamiento. Durante este período de tiempo se modificó en varias ocasiones el flujo de vapor de amoniaco pero las perturbaciones de temperaturas no fueron importantes. A continuación se incrementó el flujo másico de agua de enfriamiento ajustándose a 18 kg/min y 24 C de temperatura y lo que se notó es que no afectó el comportamiento de las temperaturas y siguieron con la misma tendencia de instantes anteriores con el flujo de 12 kg/min. Cabe señalar que este mismo efecto se observó en el total de las pruebas experimentales.



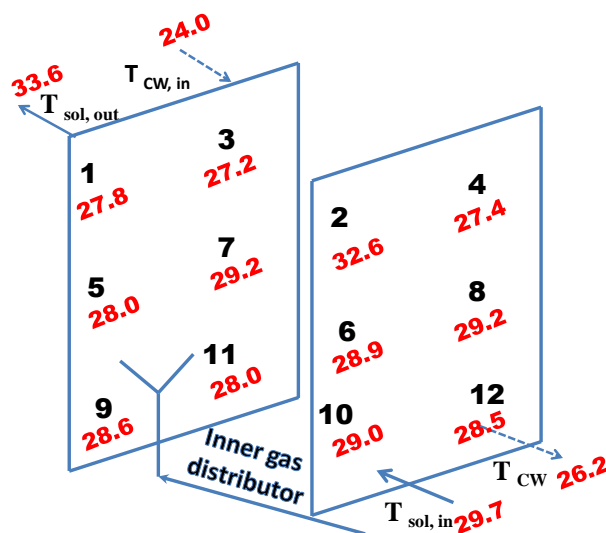
Gráfica 4.17. Detalle de las temperaturas al interior del absorbedor.

#### 4.2.2.2. Detalle de la medición de temperaturas al interior del absorbedor.

La gráfica 4.17. presenta un detalle de la gráfica 4.16. para un rango de tiempo de 1090 a 1540 segundos, período durante el cual se mantuvo el experimento en condiciones de estado permanente. Se presenta el comportamiento de las temperaturas al interior del absorbedor, y la temperatura de entrada del agua de enfriamiento debido a que se



observó de forma sistemática en el total de las pruebas que fue quien rigió la tendencia de las temperaturas. En la figura 4.18. se presenta un diagrama esquemático de la distribución de los termopares tipo j que fueron colocados al interior del absorbedor, en las paredes adyacentes al flujo de solución. Se señalan para cada termopar las los promedios de las temperaturas obtenidas, durante el estado permanente, de la prueba representativa. Se tuvo una desviación estándar en los termopares de  $\pm 0.1$  C.



Gráfica 4.18. Esquemático de la distribución de termopares (temperaturas) al interior del absorbedor. Temperaturas en C.

### 4.3. CONCLUSIONES.

Se realizó un estudio experimental de absorción de amoníaco por burbujeo en el interior de un PHE modificado que contó con distribuidor interno de vapor de amoníaco usando la mezcla de trabajo  $NH_3-LiNO_3$ . El flujo de solución de  $NH_3-LiNO_3$  fue de  $11.69$  a  $35.46 \pm 0.42 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  iniciando con una concentración de 35% y finalizando en 50%. El flujo de vapor de amoníaco ( $\dot{m}_{NH_3}$ ) en condiciones de saturación fue de  $0.79$  a  $4.92 \pm 0.05 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  y un flujo másico del agua de enfriamiento de  $0.31 \pm 0.04 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Se medieron los perfiles internos de temperatura con termopares tipo j que fueron colocados al interior del absorbedor, en las paredes adyacentes al flujo de solución, con una desviación estándar en los termopares de  $\pm 0.1$  C. Del estudio se desprenden las siguientes conclusiones:

- ❖ El flujo másico de solución amoniacal,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ , fue de  $11.69$  to  $35.46 \pm 0.42 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  iniciando con una concentración de 35% y finalizando en 50%. El flujo másico de vapor de amoniaco en condiciones de saturación fue de  $0.79$  a  $4.92 \pm 0.05 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  y el flujo másico del agua de enfriamiento durante la absorción fue de  $0.31 \pm 0.04 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . El absorbedor operó a una presión absoluta promedio de 7 bar. El calor promedio,  $Q_{abs}$ , retirado fue de  $0.69 \pm 0.16 \text{ kW}$ .
- ❖ Se puede observar que se incrementan los valores de  $h_{sol}$  con forme se incrementan los valores de  $Re_{sol}$  en el rango de valores de 20 a 80 en combinación con el incremento de  $G_{Csol}$  y el decremento de  $\mu_{sol}$ . En este rango de valores de  $Re_{sol}$  se puede notar un agrupamiento compacto de los puntos como consecuencia de la variación del flujo de másico de solución que fue realizado en consideración de trabajos similares publicados previamente. En los valores de  $Re_{sol}$  mayores a 129 y hasta 440, se mantuvo prácticamente constante el valor de  $G_{Csol}$  y puede notarse que existe una tendencia casi lineal de decrecimiento de  $h_{sol}$ .
- ❖ Se obtuvo por medio de estudios experimentales un perfil interno, del absorbedor de placas, de las temperaturas para los cuales se mantuvieron condiciones de estado permanente. Se muestra que el comportamiento de las temperaturas dentro del absorbedor de placas tuvieron una desviación estándar de  $\pm 0.5 \text{ C}$ .
- ❖ El presente estudio nos proporcionó una correlación empírica para el número de Nusselt de la solución que gobierna la absorción de vapor de amoniaco por la solución  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  en un absorbedor de placas modificado.
- ❖ Se concluye que es necesario un PHE que proporcioné mayor área de transferencia de si se desea que la solución concentrada a la salida de él sea a una temperatura menor a la que se operó en el presente trabajo.

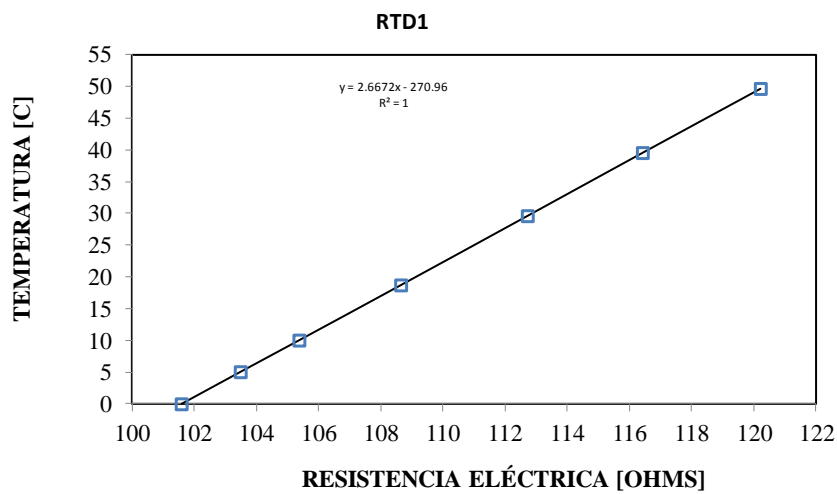
#### 4.4. RECOMENDACIONES.

- ❖ Se sugiere utilizar un PHE que proporcione mayor área de transferencia de si se desea que la solución concentrada a la salida de él sea a una temperatura menor a la que se operó en el presente trabajo.
  
- ❖ Se sugiere que en las bombas de diafragma se tenga un amortiguador de pulsaciones modificado en su interior para evitar que se rompan los diafragmas, y que se mantengan las presiones de compensación de nitrógeno a un 10% menor a la presión de operación del fluido de trabajo.
  
- ❖ Se propone realizar pruebas semejantes al presente trabajo, en un PHE pero que no contengan un distribuidor interno de vapor de amoniaco, con un distribuidor de vapor de amoniaco que sólo esté a la entrada de la solución diluida, para poder comparar los diferentes comportamientos.
  
- ❖ Se propone realizar con el mismo sistema y bajo las mismas condiciones de operación pruebas semejantes al presente trabajo pero empleando la solución amoniacal ternaria Nitrato de Litio+amoniac+agua.
  
- ❖ Se propone realizar con el mismo sistema y bajo las mismas condiciones de operación pruebas semejantes al presente trabajo pero empleando la solución amoniacal Tiosanato de Sodio-amoniac ( $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ).

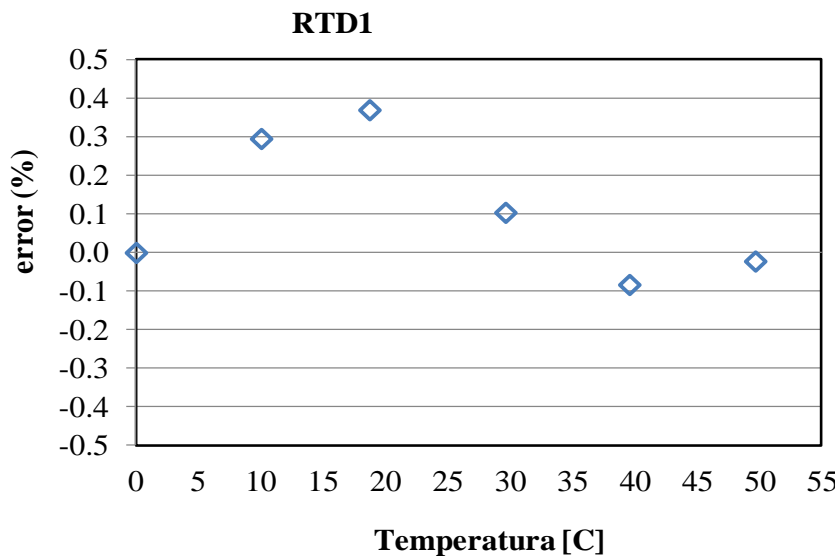
## APÉNDICE A

### Gráficas de las curvas de calibración y errores de los RTD's.

Se presenta en este apéndice algunas de las gráficas que se generaron como resultado de los procedimientos de calibración para los instrumentos de medición y en particular para la medición de temperaturas. Se muestran las gráficas para los RTD platino 100 que se emplearon para medir las temperaturas de entradas y salidas del absorbedor de placas durante las pruebas experimentales. También se presentan sus respectivas gráficas de error asociado.

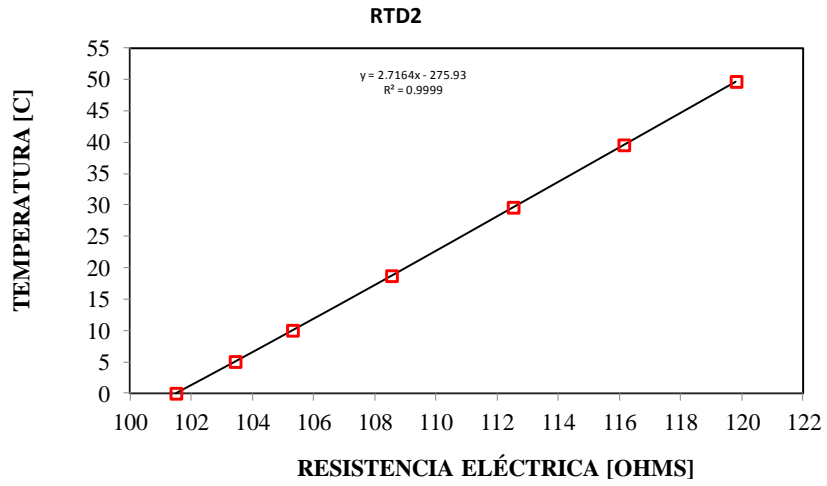


Grafica A.1. Recta de calibración para el RTD1.

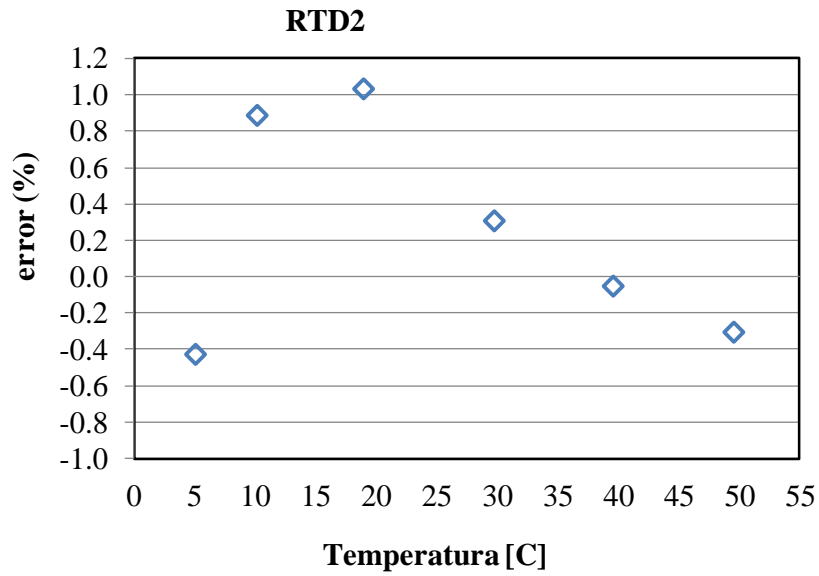


Grafica A.2. Error de calibración para el RTD1

Apéndice A. Curvas de calibración y errores de los RTD

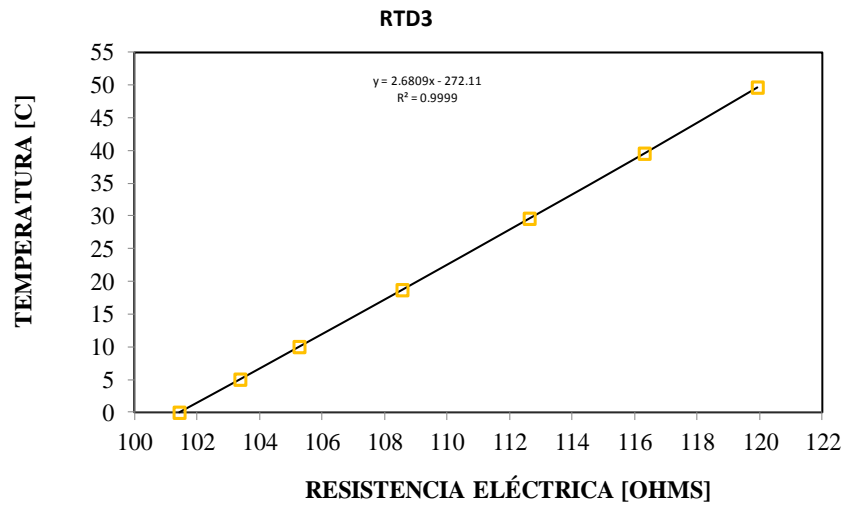


Gráfica A.3. Recta de calibración para el RTD2

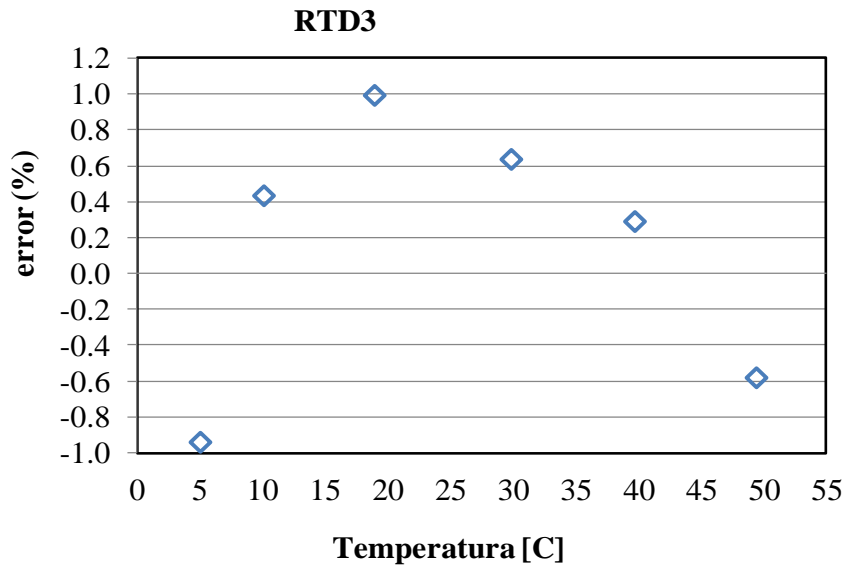


Gráfica A.4. Error de calibración para el RTD2.

Apéndice A. Curvas de calibración y errores de los RTD

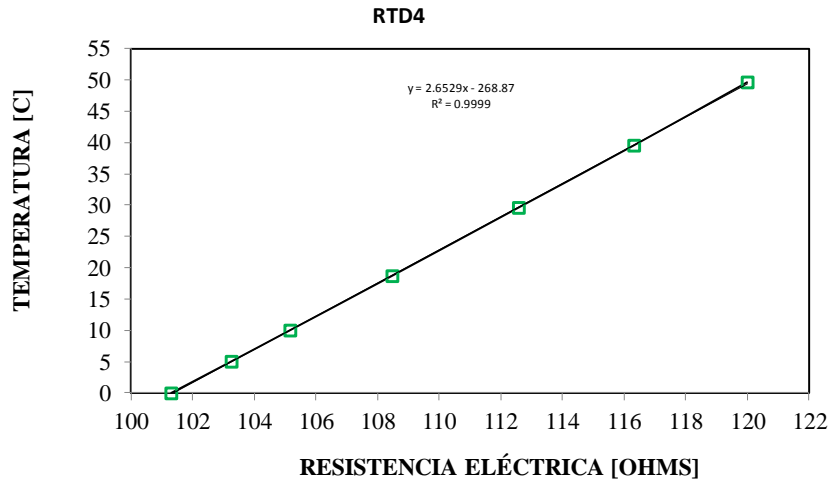


Grafica A.5. Recta de calibración para el RTD3.

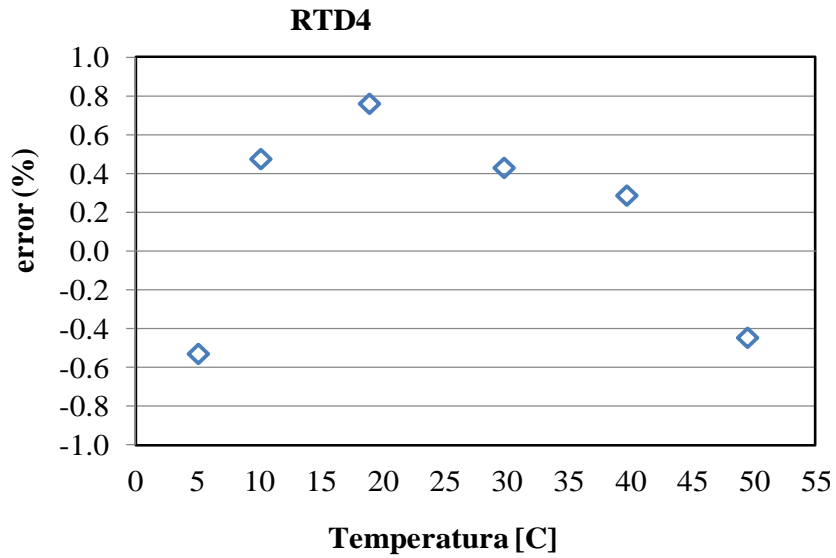


Grafica A.6. Error de calibración para el RTD3.

Apéndice A. Curvas de calibración y errores de los RTD

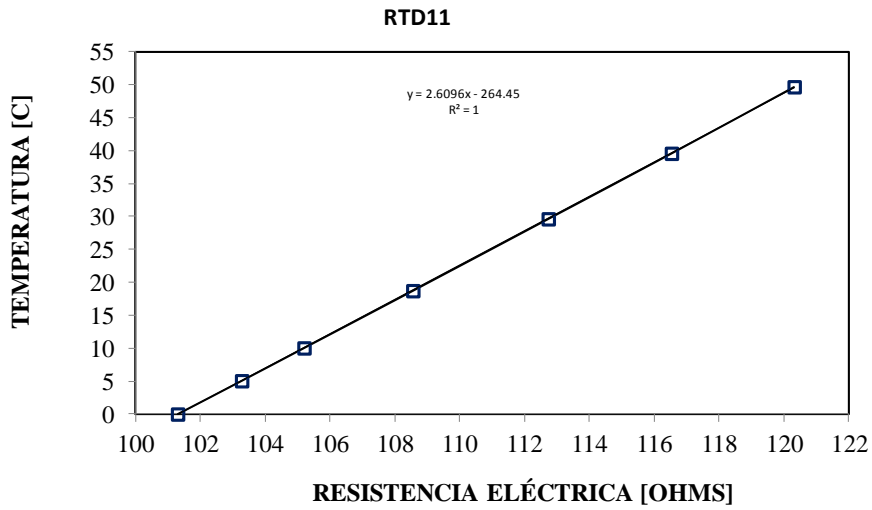


Grafica A.7. Recta de calibración para el RTD4.

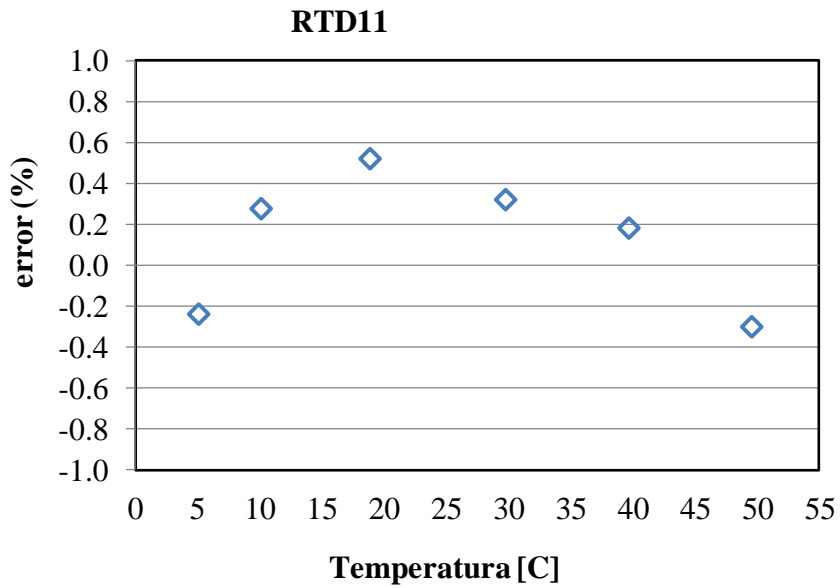


Gráfica A.8. Error de calibración para el RTD4.

Apéndice A. Curvas de calibración y errores de los RTD



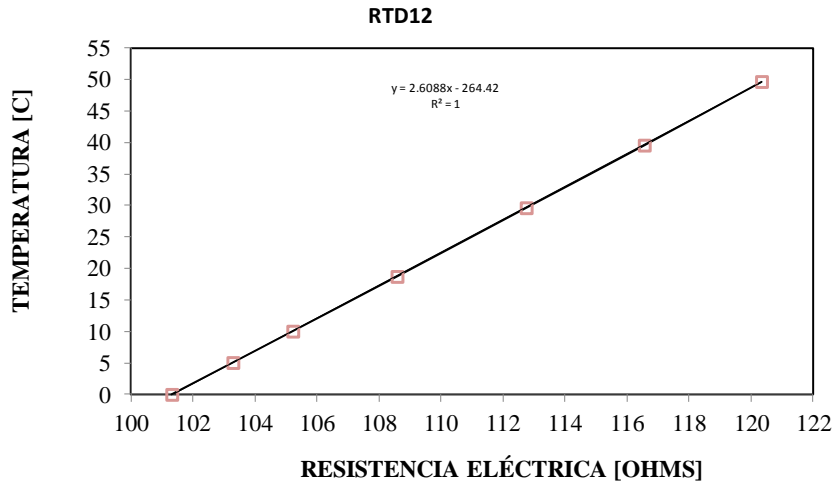
Gráfica A.9. Recta de calibración para el RTD11.



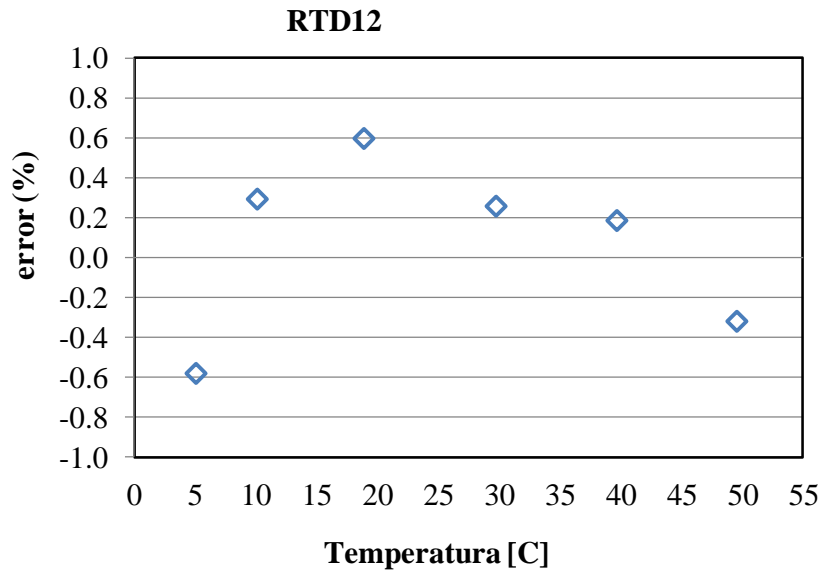
Gráfica A.10. Error de calibración para el RTD11.



Apéndice A. Curvas de calibración y errores de los RTD



Grafica A.11. Recta de calibración para el RTD12.

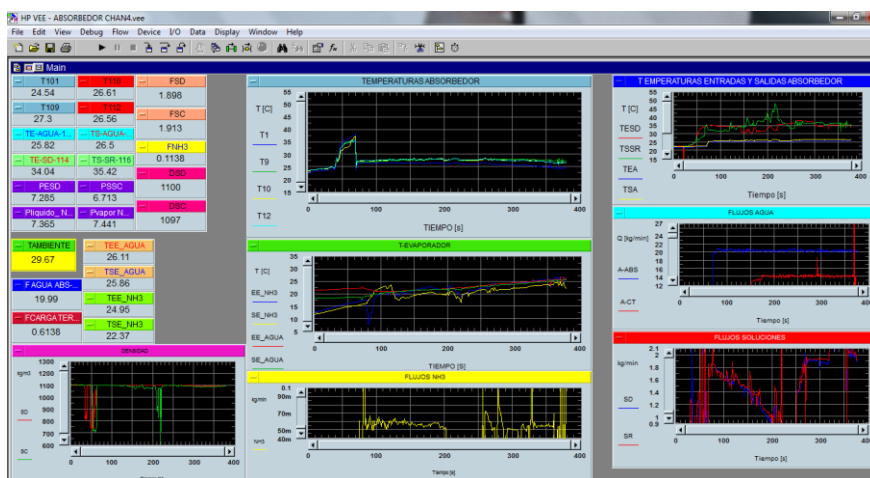


Grafica A.12. Error de calibración para el RTD12.

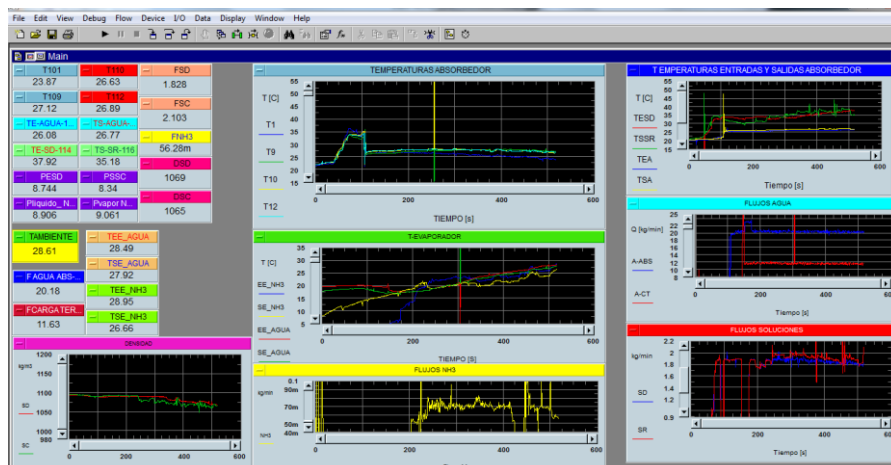
# APÉNDICE B

## HP VEE.

Se presenta en este apéndice algunas de las imágenes de las pantallas que se generaron durante los experimentos de absorción, con el programa de adquisición de datos HP VEE. Corresponden sólo a unos ejemplos representativos de todas las pruebas realizadas.



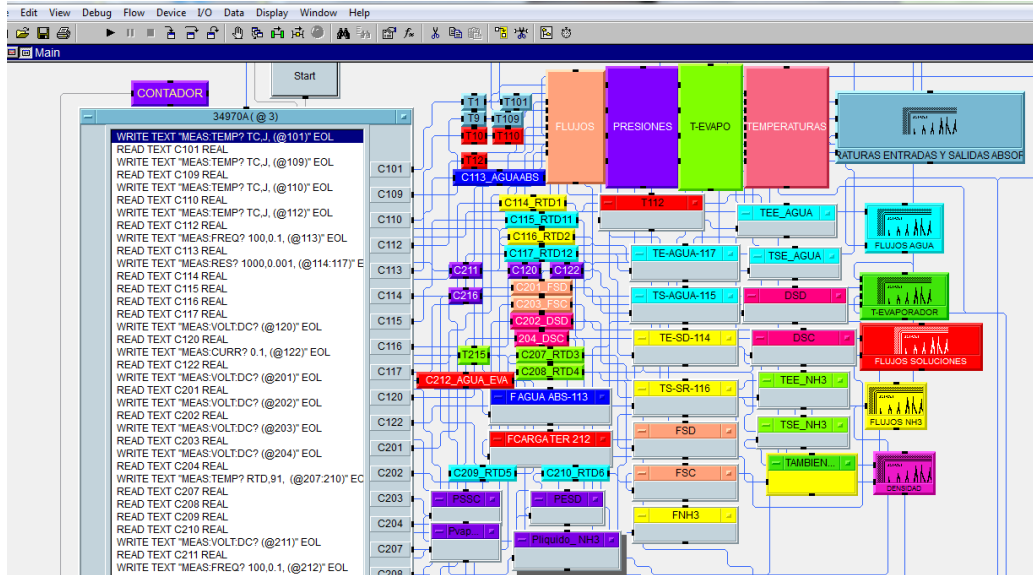
Grafica B.1. Pantalla con las gráficas en tiempo real HP VEE. Marzo 2013.



Grafica B.2. Pantalla con las gráficas en tiempo real HP VEE. Abril 2013.

## Apéndice B. Pantallas HP VEE.

Se presenta el programa de adquisición de datos HP VEE generado para la adquisición de todos los datos para el análisis estadístico.



Grafica B.3. Pantalla con la programación HP VEE para la adquisición de datos.

---

## APÉNDICE C

### Cálculo de las propiedades termofísicas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ .

---

Cálculo de la DENSIDAD para la solución  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  para diferentes concentraciones y temperaturas.

PROPIEDADES TERMOFISICAS OBTENIDAS USANDO LAS FUNCIONES OBTENIDAS POR I. FERREIRA ET AL CONCENTRACION DE LA SOLUCION.

Temperatura de la solución

$$T=31 \text{ [C]}$$

$a_i$  y  $b_i$  son los parámetros ajustados determinados a partir de datos experimentales usando el método de mínimos cuadrados.

$$a_0=1.521$$

$$a_1=-0.4528$$

$$b_0=-0.00001961$$

$$b_1=0.001726$$

X es la fracción másica en kg  $\text{NH}_3$ /kg de solución.

$$A = a_0 \cdot 1 + a_1 \cdot x$$

$$B = b_0 \cdot 1 + b_1 \cdot x$$

Cálculo de la densidad de la solución

$$P_{31} = (A + B \cdot (T + 273.15)) \cdot 1000$$

Calculo de las propiedades termofísicas para la solución  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  para diferentes concentraciones y temperaturas. Se utilizaran las correlaciones de Infante Ferreira<sup>22</sup>.

$$T_{sol} = C.$$

$$X_{sol} = \frac{kg}{kg_{sol}}$$

$$P_{sol} = bar.$$

$$h_{sol} = \frac{kJ}{kg}.$$

$$\rho_{sol} = \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp_{sol} = \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Apéndice C. Propiedades termofísicas de la solución NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>.

Datos

$$T=36.9 \quad (c)$$

$$X_1=0.491$$

$$X_2=0.4977$$

$$x = \frac{x_1 + x_2}{2}$$

$$\Delta x = x_2 - x_1$$

ECUACIONES-----

$$\mu_1 = ((-5.1835 \cdot T + 992.337) \cdot ((1 - x)^{(0.08333 \cdot T + 6.8333)}) + \exp(-0.01147 \cdot T - 1.744)) \cdot 0.001 \cdot 1 \text{ [pa} \cdot \text{s]}$$

$$k_1 = [2.093 + 4.7 \cdot 10^{-9} \cdot T + (-1.5478 - 0.0007612 \cdot T - 0.000015353 \cdot T^2) \cdot x] \cdot 0.001 \cdot 1 \text{ [kW/m} \cdot \text{K]}$$

$$cp_1 = 1.15125 + 3.382678 \cdot x + (0.002198 + 0.004793 \cdot x) \cdot T + 0.000118 \cdot x \cdot T^2$$

$$pr = \frac{cp_1 \cdot \mu_1}{k_1}$$

THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O MIX OBTAINED BY USING FUNCTIONS OF A.M. Selina, M.M. Elsayedb 1998 DATA

Concentration

$$\{x=0.010[\%]\}$$

Temperature of solution

$$T=18 \text{ [c]}$$

CALCULATIONS

Density of solution

$$\rho_{sol} = 1002.4 - 0.46449 + (1 - 277.94 \cdot \exp(0.002815 \cdot T)) \cdot x + (1 - 80.248 \cdot \exp(0.00408 \cdot T)) \cdot x \cdot x$$

Viscosity of solution.

$$\mu_s = 10^{-6} \cdot (1 + 2 \cdot x) \cdot p_s$$

Thermal conductivity of solution

$$K_s = 0.022 + 0.0001 \cdot T$$

Specific heat of solution

$$C_{p,s} = 1.52 + 2.54 \cdot X + (1.98 \cdot X - 0.766) \cdot 10^{-2} \cdot T$$

Prandtl number of solution

$$pr_s = \frac{C_{p,s} \cdot \mu_s}{K_s}$$

---

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

---

- [1] **O. García-Valladares, J. Chan González, Jorge I. Hernández, R. Best y Brown.** “*The Evaluation of a Small Capacity Shell and Tube Ammonia Evaporator*”. Applied Thermal Engineering, 2003, Vol. 23, No. 17, pp. 2151-2167.
- [2] **J. T. McMullan.** “*Refrigeration and environment-issues and strategies for the future*”. Int. J. of Refrig., Vol. 25, pps. 89-99, 2002.
- [3] **Rivero, R.** “*Programas integrales de ahorro de energía (exergía) en la industria petrolera*”. Revista del IMIQ, año XXXVII, Vol. 3-4, pps. 26-30, 1996.
- [4] **Cerezo, J. R.** “*Estudio del proceso de absorción con amoníaco agua en intercambiadores de placa para equipos de refrigeración por absorción*”. Tesis Doctoral, Universitat Rívia i Virgili, España 2006.
- [5] **R. Ayala.** “*An experimental study of heat driven absorption cooling system*”. Tesis doctoral, University of Salford, England, 1995.
- [6] **F. Summerer.** “*Evaluation of absorption cycles with respect to COP and economics*”. Int. J. Refrigeration. Vol 19, No. 1, pp.19-24, 1996.
- [7] **S. González, J. J. Chan, R. Sánchez, J. C. Ovando.** “*Evaluación de sistemas de aire acondicionado tipo ventanas para climas cálido-húmedo, el caso de la Península de Yucatán*”. Informe final del proyecto realizado al FIDE por el Laboratorio de CADETRAA de la Universidad Autónoma de Campeche, 1995.
- [8] **R. M. Lazzarin, A. Gasparella, G. A. Longo.** “*Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances*”. Int. J. Refrig. Vol 19, No. 4, pp. 239-246, 1996.
- [9] **R. M. Lazzarin, A. Gasparella, P. Romagnoni** “*Experimental report on the reliability of ammonia-water absorption chillers*”. Int. J. Refrig. Vol. 19, No. 4, pp. 247-256, 1996.
- [10] **Abdul Khaliq, Rajesh Kumar.** “*Exergy analysis of double effect vapour absorption refrigeration system*”. Int. J. of Energy Research. Vol. 32, Issue 2, p161-174, Feb 2008.
- [11] **Jorge A. W. Gut, José M. Pinto.** “*Optimal configuration design for plate heat exchangers*”. Int. J. of Heat and Mass Transfer. Vol. 47, Issue 22, p4833-4848, 2004.
- [12] **Ki Bong Lee, Byung Hee Chun, Jae Cheol Lee, Chan Ho Lee, Sung Hyun Kim.** “*Experimental analysis of bubble mode in a plate-type absorber*”. Chemical Engineering Science, 57, Issue 11, pp. 1923-1929, 2002.
- [13] **Y. T. Kang, T. Nagano, T. Kashiwagi.** “*Visualization of bubble diameter correlation for NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O bubble absorption*”. Int. J. Refrig. Vol. 25, pp. 127-135, 2002.
- [14] **Y.T. Kang, T. Nagano, T. Kashiwagi.** “*Mass transfer correlation of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O bubble absorption*”. Int. J. Refrig. Vol. 25, pp. 878-886, 2002.
- [15] **Antonopoulos, K. A., Rogdakis, E D.** . “*Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps*”. Applied Thermal Engineering. Vol. 16, No. 2, pp. 127-147, 1996.

*Referencias bibliográficas.*

- [16] **W. Rivera, R. Best.** “Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures”. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. Vol. 42, p 905-921, 1999.
- [17] **Y.T. Kang, R. N Christensen.** “Ammonia-water (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) absorber with a plate heat exchanger”. *ASHRAE Transaction: Symposia*. Pp. 1565-1578, 2002.
- [18] **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>, and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration systems”. *Energy Convers Mgmt*, Vol 39, No. 5/6, pp. 357-368, 1998.
- [19] **Simona Libotean, Daniel Salavera, Manel Valles, Xavier Esteve, and Alberto Coronas.** “Vapor–Liquid Equilibrium of Ammonia + Lithium Nitrate + Water and Ammonia + Lithium Nitrate Solutions from (293.15 to 353.15) K”. *J. Chem. Eng. Data*, 2007, 52 (3), 1050-1055, 2007.
- [20] **Simona Libotean, Daniel Salavera, Manel Valles, Xavier Esteve, and Alberto Coronas.** “Densities, Viscosities, and Heat Capacities of Ammonia+ Lithium Nitrate and Ammonia + Lithium Nitrate + Water Solutions between (293.15 and 353.15) K”. *J. Chem. Eng. Data*, 2008, 53 (10), 2383-2388, 2008.
- [21] **Conde M. Engineering.** “Thermophysical properties of {NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O} mixtures for industrial design absorptio refrigeration equipament”. Formulation for industrial use, 2008. [http://www.mie.uth.gr/ekp\\_yliko/NH3\\_H2OProperties\\_1.pdf](http://www.mie.uth.gr/ekp_yliko/NH3_H2OProperties_1.pdf)
- [22] **Infante Ferreira, C. A.** “Thermodynamic and physical property data equation for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions”. *Solar Energy* 32(2), 231-236. 2008.
- [23] **Llamas Guillén, S. U.** “Diseño de absorbedores de película descendente en tubos verticales para la mezcla de amoniaco-nitrato de litio”. Tesis de Maestría, Universidad Nacional Autónoma de México, México 2007.
- [24] **Herrera Romero, J.** “Simulación numérica y validación experimental de un generador de película descendente en tubos horizontales para un sistema de refrigeración solar por absorción”. Tesis Doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, México 2010.
- [25] **Treybal, Robert E.** “Operaciones de transferencia de masa, 2<sup>a</sup> edición”. McGraw-Hill, ISBN 968-6046-34-8, México 1987.
- [26] **Zahid H. Ayub.** “Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators”. *Heat Transfer Engineering*. 24(5), pp. 3-16, 2003.
- [27] **Cerezo, J. R., Bouronis, M., Valles, M., Coronas, A., Best, R.** “Experimental study of ammonia-water bubble absorber using a plate exchanger for absorption refrigeration machines”. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 29, pp. 1005-1011, 2009.
- [28] **Cerezo J. R., Best, R.** “Estudio del proceso de absorción con diferentes fluidos de trabajo en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción”. Informe de la Estancia Posdoctoral en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM. 2010.
- [29] **Jae Cheol Lee.** “A study on numerical simulations and experiments for mass transfer in bubble mode absorber of ammonia and water”. *Int. J. Refrig*. Vol. 26, pp. 551-558, 2003.

*Referencias bibliográficas.*

- [30] **Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi.** “*Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types*”. Int. J. Refrig. Vol. 23, pp. 430-443, 2000.
- [31] **Y. T. Kang, Y. Kunugi, T. Kashiwagi.** “*Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement*”. Int. J. Refrig. Vol. 23, pp. 348-401, 2000.
- [32] **Kh. Mejbri, A. Bellagi.** “*Modelling of the thermodynamic properties of water-ammonia mixture by three different approaches*”. Int. J. Refrig. Vol. 29, pp. 211-218, 2006.
- [33] **Yunus A. Çengel.** “*Heat transfer a practical approach, 2nd edition*”. McGraw-Hill, ISBN 0-07-245893-3, ISBN 0-07-115150-8 (ISE). 2003.
- [34] **Herold, K. E., Radermacher, R., Klein, S. A.** “*Absorption chillers and heat pumps*”. CRC Press, ISBN-10: 0-8393-9427-9. 329 pp. 1996.
- [35] **Kakaç, S., Liu, H.** “*Heat exchangers: selection, rating, and thermal design 2nd edition*”. CRC Press, ISBN 0-8493-0902-6. 501 pp. 2002.
- [36] **Wang, L., Sunden B., Manglik, R. M.** “*Plate heat exchangers: design, applications and performance 2nd edition*”. WIT Press, ISBN 978-1-85312-737-3. 269 pp. 2007.
- [37] **Incropera, F. P., DeWitt D. P.** “*Fundamentals of heat and mass transfer 5th edition*”. John Wiley & Son. ISBN 0-471-38650-2. 981 pp. 2002.
- [38] **International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Programme.** “*Quality assurance and support measures for solar cooling*”. International Energy Agency, Task XY. Mayo 2011.
- [39] **Cesar Oronel, Carlos Amaris, Mahmoud Bouronis, Manel Vallès.** “*Heat and mass transfer in a bubble plate absorber with NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>/(LiNO<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O)*”. Int. J. Of thermal sciences. Article in press. 2012.