



UNIVERSITAT
ROVIRA I VIRGILI

ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA QUÍMICA

**ESTUDIO DEL PROCESO DE ABSORCIÓN CON
AMONÍACO-AGUA EN INTERCAMBIADORES DE
PLACAS PARA EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN
POR ABSORCIÓN**

Memoria presentada por:

Jesús Cerezo Román

Para optar al grado de

Doctor en Ingeniería Química

Trabajo dirigido por:

Dr. Alberto Coronas Salcedo

Dr. Mahmoud Bourouis

Àrea de Màquines i Motors Tèrmics

Departament d'Enginyeria Mecànica

Universitat Rovira i Virgili

Tarragona, Octubre 2006

Los abajo firmantes, Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili, y el Dr. Mahmoud Bourouis, Profesor Asociado del Departamento d'Engnyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona

CERTIFICAN:

Que el presente trabajo, titulado:

ESTUDIO DEL PROCESO DE ABSORCIÓN CON AMONIACO-AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Que presenta el Sr. Jesús Cerezo Román para optar al grado de Doctor de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el Centre d'Innovació Tecnològica en Revalorizació Energètica i Refrigeració (CREVER) de la Universitat Rovira i Virgili, y que todos los resultados han sido obtenidos por dicho doctorando.

Que este trabajo ha sido realizado en el marco del proyecto de investigación titulado:


Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con NH₃-H₂O de pequeña potencia y activación a baja temperatura. Ref. DPI2002-04536. Plan Nacional de I&D, del Ministerio de Ciencia y Tecnología.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento

Tarragona, 4 septiembre de 2006








Fdo. Dr. Alberto Coronas





Fdo. Dr. Mahmoud Bourouis

LISTA DE PUBLICACIONES

Comunicaciones en congresos nacionales e internacionales

-  J. Cerezo, M. Bourouis, A. Coronas. Absorption process using plate heat exchangers for ammonia-water refrigeration systems, 1ères Journées Scientifiques de Cooperation “Réfrigération Solaire à Absorption”. Escuela Nacional de Ingenieros de Gabès, Túnez, 2004.
-  J. Cerezo, M. Bourouis, A. Coronas. Absorption process with NH₃-H₂O in plate heat exchangers for chillers of small capacity and thermal activation at low temperature, 2èmes Journées Scientifiques de Cooperation “Réfrigération Solaire à Absorption”, Escuela Nacional de Ingenieros de Gabès, Túnez, 2005.
-  J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallès, A. Coronas, Estudio experimental de absorbedores de amoníaco-agua con intercambiadores de placas para equipos de refrigeración, III Congreso Español y I Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Barcelona, 2005.
-  F. Táboas, J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallès, A. Coronas, R. Best, Absorption/desorption processes with ammonia-water in plate heat exchangers for chillers of small capacity and thermal activation at low temperature, International Sorption Heat Pump Conference, Denver, EEUU, 2005.
-  J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallés, A. Coronas. Characterization of the absorption process with NH₃-H₂O in a plate heat exchanger at operating conditions of refrigeration systems, The 22nd IIR International Congress of Refrigeration, Beijing, China, 2007.

Publicaciones:

-  J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallés, A. Coronas. Experimental study of an ammonia-water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines. International Journal of Thermal Sciences, 2006 (Enviado).
-  J. Cerezo, M. Bourouis, A. Coronas. Comparative study of the performance of a bubble absorber with different working fluids using a plate heat exchanger for refrigeration applications. International Journal of Thermal Sciences, 2006 (En preparación).

A mi Familia

AGRADECIMIENTOS

Mi agradecimiento al Dr. Alberto Coronas y al Dr. Mahmoud Bourouis, por la oportunidad de haberme aceptado en su grupo de investigación, por su apoyo y colaboración para la elaboración de la tesis.

A los miembros del grupo de Ingeniería Térmica Aplicada que de una forma u otra aportaron valiosos comentarios para el mejoramiento de este trabajo, así como también a los compañeros, amigos y profesores del departamento de Ingeniería Mecánica y de Ingeniería Química por sus comentarios y amistad brindada a lo largo de mis estudios.

Al Dr. Roberto Best y Brown de la Universidad Nacional Autónoma de México y al Dr. Rosenberg Romero Domínguez de la Universidad Autónoma de Morelos, por su amistad incondicional y ayuda académica recibida durante sus estancias en el CREVER.

Al Centro de Innovación Tecnológica CREVER de la URV en cuyos laboratorios se han realizado los trabajos que han dado lugar a esta tesis.

A los técnicos del CREVER Sres. Alberto Montiel y Alex Ruiz por su ayuda en la construcción de la parte experimental y sus valiosos comentarios.

Al área de Maquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Rovira i Virgili por la concesión de la beca de investigación que hizo posible la realización de esta Tesis.

Al Ministerio de Ciencia y Tecnología de España por la financiación del proyecto titulado: *Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con NH_3-H_2O de pequeña potencia y activación a baja temperatura*. Ref. DPI2002-04536. Plan Nacional de I&D, del Ministerio de Ciencia y Tecnología (2003).

A la empresa ALFA LAVAL por el material y ayuda técnica proporcionados para la realización de la parte experimental.

RESUMEN

En los últimos años ha aumentado la demanda de equipos de refrigeración por absorción de pequeña potencia con accionamiento térmico a baja temperatura. El desarrollo de estos equipos requiere altas prestaciones en los procesos de transferencia de calor y de materia en los componentes más críticos: absorbedor, generador y rectificador. Este trabajo forma parte del proyecto de investigación “Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ de pequeña potencia y activación térmica a baja temperatura”, coordinado por el Centro de Innovación Tecnológica CREVER de la URV y subvencionado por el Plan Nacional de I&D del Ministerio de Ciencia y Tecnología.

Esta tesis está dedicada al estudio teórico-experimental del proceso de absorción en burbujas en un intercambiador de calor de placas utilizando la mezcla amoníaco-agua. En primer lugar se ha desarrollado un modelo de un absorbedor de burbujas unidimensional basado en la discretización de un intercambiador de placas corrugadas de tres canales, en cuyo canal central tiene lugar la absorción. La formulación matemática del modelo se basa en los balances de materia y energía para cada volumen de control, las ecuaciones de transferencia de calor y masa, así como consideraciones de equilibrio. Los coeficientes de transferencia y otros parámetros físicos del modelo han sido estimados a partir de correlaciones empíricas de la bibliografía. La simulación proporciona, entre otros resultados, los perfiles longitudinales de la temperatura, concentración de la disolución y caudal másico de cada corriente, el flujo de vapor absorbido y la carga térmica del absorbedor. Además se realiza una comparación de las predicciones del modelo con los obtenidos para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. El interés de esta mezcla es que su uso no requiere la rectificación de los vapores después del generador y permite asimismo reducir la temperatura de la fuente de calor de accionamiento.

Para llevar a cabo el estudio experimental se ha diseñado y construido un banco de ensayos que permite caracterizar el absorbedor en distintas condiciones de operación y configuraciones de flujo, y generar una base de datos experimentales. Los ensayos fueron realizados en un intercambiador de placas corrugadas tipo L, Alfa Laval modelo NB51, de tres canales. Las condiciones de los ensayos son: presión del absorbedor de unos 2 bar, temperatura de absorción entre 32.4 y 38.4°C, concentraciones másicas en NH_3 de la solución a la entrada entre 29 y 33%, y diferentes condiciones térmicas de la solución a la entrada. Los resultados obtenidos en las distintas experiencias para el flujo de absorción se sitúan entre 0.002 y 0.007 $\text{kg/m}^2 \text{ s}$, el coeficiente de transferencia de calor de la solución entre 2.7 y 6.8 $\text{kW/m}^2 \text{ K}$, la carga térmica del absorbedor entre 0.46 y 1.32 kW, y la eficiencia másica del absorbedor entre 0.30 y 0.62.

La base de datos experimentales obtenida ha permitido establecer la capacidad predictiva del modelo elaborado. A pesar de su simplicidad, el modelo es capaz de interpretar correctamente la influencia de las distintas variables sobre los parámetros de eficacia del absorbedor, si bien las desviaciones en los resultados para el flujo de absorción y la carga térmica del absorbedor pueden llegar al 50%. La capacidad predictiva del modelo podrá mejorarse si se adoptan correlaciones para los coeficientes de transferencia, específicas al fluido de trabajo y de configuración de flujos.

Basándose en los datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor y del flujo de absorción obtenidos en el presente trabajo, se ha realizado el diseño preliminar de un absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas para un equipo de refrigeración por absorción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ de 6 kW.

SUMMARY

The interest in low capacity absorption chillers driven by low temperature heat sources has increased in the last years. The development of these machines requires high efficiencies of heat and mass transfer processes taking place in the main components, namely, the absorber, generator, and rectifier. This work was carried out in the framework of a research project entitled “Development of advanced component for the design and manufacturing of low capacity absorption refrigeration machines with $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ”, funded by the Spanish Ministry of Science and Technology.

The subject of this thesis deals with a theoretical and experimental study of the bubble absorption process in a plate heat exchanger using the working fluid ammonia-water. A one-dimensional model of a bubble absorber was developed, based on the discretization of a corrugated plate heat exchanger of three channels, where absorption takes place in the central one. The mathematical formulation is based on heat and mass balances, heat and mass transfer equations, as well as equilibrium conditions for each control volume. Heat and mass transfer coefficients and other physical parameters of the model were estimated from empirical correlations available in the open literature. The results provide mainly longitudinal profiles of temperature, concentration and flow rate of each stream, vapor absorption rate, and absorber thermal load. Besides, a comparison of the model predictions was performed for the working fluid $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, which permits to eliminate rectification in the absorption machine and decrease the heat source temperature.

An experimental test bench was layout and set-up to characterize the real behavior of the absorber at different operating conditions and flow configurations, and to generate an experimental database of the absorption process. Experiments were carried out using a corrugated plate heat exchanger with three channels (model NB51, type L), provided by Alfa Laval. The operating conditions considered were: absorber pressure about 2 bar, absorption temperature range from 32.4 to 38.4 °C, inlet solution mass concentration from 29 to 33 %, and different temperatures of the solution entering the absorber. The results achieved for the absorption flux were in the range 0.002 - 0.007 $\text{kg/m}^2 \text{ s}$, the solution heat transfer coefficient varied between 2.7 and 6.8 $\text{kW/m}^2 \text{ K}$, the absorber thermal load from 0.46 to 1.32 kW, while the absorber mass efficiency was in the range 0.30 - 0.62.

The experimental data were used to evaluate the predictive capacity of the theoretical model developed. In spite of its simplicity, the model is able to well interpret the effect of the different operation variables on the absorber performance parameters; though the deviation in the results for absorption flux and absorber thermal load can reach 50%. The predictive capacity of the model can be improved if the correlations used for heat and mass transfer coefficients are specific for the working fluid and flow configuration.

Using the experimental data achieved in this work for heat transfer coefficient and absorption flux, a preliminary thermal design of a bubble absorber with a plate heat exchanger was performed for a 6 kW ammonia-water absorption chiller.

TRIBUNAL

Dr. Ahmed Bellagi
Catedrático de la Universidad de Monastir, Túnez

Dr. Manel Vallès Rasquera
Profesor Titular de Universidad - Universitat Rovira i Virgili, España

Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco
Investigador Titular de la Universidad de México, México

Dr. Pierre Mercier
Director de Investigación - Commissariat de l'Energie Atomique (CEA)-Grenoble -
France

Dr. Víctor Manuel Soto Francés
Profesor Titular de Escuela Universitaria - Universidad Politécnica de Valencia, España

Dr. Pedro Juan Martínez Beltrán
Profesor Titular de Universidad - Universidad Miguel Hernández de Elche, España

Dr. Joan Carles Bruno Argilaguet
Profesor Asociado – Universitat Rovira i Virgili, España

ÍNDICE

NOMENCLATURA

v

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN	1.1
1.2 SISTEMAS DE ABSORCIÓN DE AMONÍACO-AGUA DE PEQUEÑA POTENCIA ACTIVADOS A BAJA TEMPERATURA	1.3
1.2.1 Sistemas avanzados de refrigeración por absorción	1.4
1.2.1.1 Utilización de intercambiadores de calor de placas en absorbedores y generadores	1.5
1.2.1.2 Sistemas de absorción basados en mezclas NH_3-H_2O -hidróxidos	1.5
1.2.1.2 Adición de agua a la mezcla NH_3-LiNO_3 en refrigeración solar por absorción	1.6
1.3 PROCESO DE ABSORCIÓN EN EL ABSORBEDOR	1.7
1.3.1 Clasificación de los absorbedores	1.8
1.3.1.1 Absorbedores con fase vapor y líquido continuos	1.8
1.3.1.2 Absorbedores con fase vapor continua y de líquido discontinua	1.9
1.3.1.3 Absorbedores con fase vapor discontinuo y líquido continuo	1.10
1.3.2 Ventajas y desventajas entre absorbedores de burbuja y película descendente	1.11
1.4 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE ABSORBEDORES DE BURBUJA CON AMONÍACO-AGUA	1.12
1.4.1 Estudios experimentales	1.13
1.4.2 Estudios teóricos	1.15
1.5 JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS	1.16
1.5.1 Justificación	1.16
1.5.1 Objetivos	1.17

CAPÍTULO 2. MODELADO MATEMÁTICO DEL PROCESO DE ABSORCIÓN TIPO BURBUJA EN UN CANAL DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS

2.1 INTRODUCCIÓN	2.1
2.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON AMONÍACO-AGUA	2.1
2.2.1 Hipótesis	2.2
2.2.2 Balance de materia y energía	2.2
2.2.3 Características del modelo matemático	2.4
2.2.4 Propiedades termofísicas de la mezcla de trabajo	2.5
2.2.5 Modelo matemático de un ciclo simple de refrigeración con NH_3-LiNO_3	2.6
2.2.6 Software utilizado	2.7
2.2.7 Resultados	2.7
2.3 MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL DE UN ABSORBEDOR DE BURBUJA	2.9
2.3.1 Hipótesis	2.10
2.3.2 Ecuaciones básicas	2.11

2.3.3	Balance de masa en la interfase	2.12
2.3.4	Balance de energía en la interfase	2.14
2.3.5	Ecuaciones empíricas	2.16
2.3.5.1	<i>Coefficientes de transferencia de calor</i>	2.17
2.3.5.2	<i>Coefficientes de transferencia de masa</i>	2.19
2.3.5.3	<i>Diámetro de la burbuja</i>	2.20
2.3.5.4	<i>Relación vapor-líquido</i>	2.21
2.3.5.5	<i>Área interfacial</i>	2.22
2.3.6	Método de resolución	2.23
2.3.7	Validación del código de cálculo desarrollado	2.27
2.3.8	Resultados de la simulación	2.29
2.3.8.1	<i>Resultados con la mezcla NH₃-H₂O</i>	2.30
2.3.8.2	<i>Resultados con la mezcla NH₃-LiNO₃</i>	2.34
2.3.8.3	<i>Resultados entre las mezclas NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃</i>	2.37

CAPÍTULO 3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DEL PROCESO DE ABSORCIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS

3.1	INTRODUCCIÓN	3.1
3.2	CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS	3.1
3.2.1	Determinación del rango de operación	3.1
3.2.2	Resultados	3.2
3.3	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	3.5
3.3.1	Circuito de solución NH ₃ -H ₂ O	3.6
3.3.1.1	<i>Absorbedor con intercambiadores de placas</i>	3.8
3.3.1.2	<i>Deposito de almacenamiento de las soluciones diluida y concentrada</i>	3.11
3.3.1.3	<i>Intercambiador de calor CAL-ENF</i>	3.11
3.3.1.4	<i>Separador vapor-líquido SEP V-L</i>	3.11
3.3.1.5	<i>Bomba de circulación</i>	3.12
3.3.2	Circuito de vapor de amoníaco	3.12
3.3.3	Circuito de calentamiento de solución	3.12
3.3.4	Circuito de enfriamiento	3.13
3.4	INSTRUMENTACIÓN	3.14
3.4.1	Medidores de temperatura	3.14
3.4.2	Medidores de presión	3.14
3.4.3	Medidores de caudal y concentración	3.15
3.5	SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	3.16
3.6	FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE ENSAYO	3.16
3.6.1	Preparación de la mezcla NH ₃ -H ₂ O	3.17
3.6.2	Homogeneización	3.18
3.6.3	Proceso de absorción	3.18
3.6.4	Parada del equipo	3.19

CAPÍTULO 4. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN ABSORBEDOR DE BURBUJAS UTILIZANDO INTERCAMBIADORES DE PLACAS

4.1	INTRODUCCIÓN	4.1
4.2	TRATAMIENTO DE DATOS	4.1
4.2.1	Datos medidos	4.2
4.2.2	Definición de los criterios de eficacia del absorbedor y parámetros utilizados	4.2
4.3	RESULTADOS EXPERIMENTALES	4.13

4.3.1	Determinación del coeficiente de calor convectivo en el agua de enfriamiento (ensayos agua-agua)	4.13
4.3.2	Resultados experimentales de la solución	4.15
4.3.2.1	<i>Efecto del flujo de enfriamiento</i>	4.16
4.3.2.2	<i>Efecto del flujo de solución</i>	4.19
4.3.2.3	<i>Efecto de la temperatura del agua de enfriamiento</i>	4.21
4.3.2.4	<i>Efecto de la presión en el absorbedor</i>	4.22
4.3.2.5	<i>Efecto de la temperatura de la solución</i>	4.25
4.3.2.6	<i>Efecto de la concentración de la solución</i>	4.27
4.3.2.6	<i>Intervalo de variación de los parámetros de eficacia del absorbedor</i>	4.31
4.4	RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA BIBLIOGRAFÍA DE ABSORBEDORES DE BURBUJA	4.31
4.5	COMPARACION TEORICA CON LA EXPERIMENTAL	4.33
4.6	CÁLCULO DE LAS INCERTIDUMBRES	4.34
4.7	COMENTARIOS SOBRE EL TRABAJO EXPERIMENTAL	4.36

CAPÍTULO 5. DISEÑO DE UN ABSORBEDOR CON INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

5.1	INTRODUCCIÓN	5.1
5.2	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE UN ABSORBEDOR	5.1
5.2.1	Cálculo del área total necesaria	5.2
5.2.2	Secuencia de cálculo	5.4
5.3	RESULTADOS DEL DISEÑO DEL ABSORBEDOR	5.5
5.3.1	Condiciones de operación	5.5
5.3.2	Diseño del absorbedor con intercambiadores de placas	5.6

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES

6.1	CONCLUSIONES	6.1
-----	--------------	-----

	BIBLIOGRAFÍA	7.1
--	---------------------	-----

APÉNDICE A. PROPIEDADES DE LA MEZCLA AMONÍACO-NITRATO DE LITIO

A.1	ECUACIONES TERMODINÁMICA Y TERMOFÍSICAS	A.1
A.1.1	Presión de vapor de la solución	A.1
A.1.2	Capacidad calorífica	A.1
A.1.3	Densidad y viscosidad dinámica	A.2
A.1.5	Conductividad térmica	A.2
A.1.6	Entalpía específica de la solución	A.2

APÉNDICE B. CALIBRACIÓN DE LOS SENSORES DE TEMPERATURA

B.1 MÉTODO DE LA CALIBRACIÓN DEL SENSOR DE TEMPERATURA	B.1
B.3 RESULTADOS	B.1

APÉNDICE C. CORRELACIONES PARA EL ALMACENAMIENTO DE DATOS

C.1 MÉTODO DE CÁLCULO PARA EL ALMACENAMIENTO DE DATOS	C.1
C.1.1 Procedimiento de cálculo de las correlaciones	C.1
C.3 RESULTADOS	C.2

APÉNDICE D. VALORES DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

D.1 INTRODUCCIÓN	D.1
-------------------------	------------

APÉNDICE E. ANÁLISIS DE ERRORES

E.1 PROPAGACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE	E.1
E.1.1 Cálculo de la incertidumbre del calor disipado en el absorbedor	E.1
E.1.2 Cálculo de la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor de la solución	E.3
E.1.3 Cálculo de la incertidumbre del flujo absorbido	E.4

NOMENCLATURA

A	Área de transferencia de calor, m^2
ABS	Absorbedor
A_p	Área proyectada, m^2
A_s	Área superficial, m^2
C	Condensador
CAL-ENF	Intercambiador de calor
C_p	Capacidad calorífica específica, $kJ/kg\ K$
d	Diámetro de la burbuja, m
dam	Área de transferencia de masa entre el líquido y la burbuja, m^2
E	Evaporador
emf	eficiencia masica, adim
F	Flujo absorbido
G	Generador
g	Gravedad, m/s^2
h	Coefficiente de transferencia de calor, $kW/m^2\ K$; o entalpía específica, kJ/kg
k	Conductividad térmica, $kW/m\ K$
km	Coefficiente de transferencia de masa, m/s
m	Caudal másico, kg/s
N	Flujo absorbido en la interfase, $kg/m^2\ s$
Pr	Numero de Prandtl, adim
Q	Calor transferido, kW
Re	Numero de Reynolds $Re = (d_{HID} * v_L * \rho_L) / \mu_L$, adim
Re_o	Numero de Reynolds en el orificio $Re_o = (d_o * v_o * \rho) / \mu$, adim
RVL	Relación vapor-líquido
Sc	Número de Schmidt
SEP L-V	Separador vapor-líquido
T	Temperatura, $^{\circ}C$
U	Coefficiente global de transferencia de calor, $kW/m^2\ K$
v	Velocidad, m/s
v_o	Velocidad del gas en el orificio, m/s
x	Fracción másica de amoníaco en la fase líquida
y	Fracción másica de amoníaco en la fase vapor
z	Relación de flujo de amoníaco entre el flujo total

SIMBOLOS GRIEGOS

β	Difusividad, m^2/s
η	Espesor de la resistencia, m
λ	Calor Latente, kJ/kg
μ	Viscosidad, $kg/s\ m$
ρ	Densidad másica, kg/m^3
σ	Tensión superficial, N/m

SUBÍNDICES

A	Absorbedor
AB	Absorbido
AG	Agua
B	Burbuja
C	Condensador
CAL	Calculado
E	Evaporador
ENF	Enfriamiento
ENT	Entrada
EQ	Equilibrio
EXP	Experimental
F	Final
G	Generador
H ₂ O	Agua
HID	Hidráulico
INT	Interfacial
L	Fase líquido
m	Caudal másico
M	Metal
MAX	Máximo
MIN	Mínimo
NH ₃	Amoníaco
O	Orificio
P	Proyectada
S	Superficial
SAL	Salida
SEN	Seno
SENL	Sensible del líquido
SENV	Sensible del vapor
SOL	Solución
SUB	Subenfriamiento
T	Total
V	Fase vapor

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

ÍNDICE

1.1	INTRODUCCIÓN.....	1.1
1.2	SISTEMAS DE ABSORCIÓN DE AMONÍACO-AGUA DE PEQUEÑA POTENCIA ACTIVADOS A BAJA TEMPERATURA	1.3
1.2.1	Sistemas avanzados de refrigeración por absorción	1.4
1.2.1.1	<i>Utilización de intercambiadores de calor de placas en absorbedores y generadores.....</i>	1.5
1.2.1.2	<i>Sistemas de absorción basados en mezclas NH_3-H_2O-hidróxidos</i>	1.5
1.2.1.3	<i>Adición de agua a la mezcla NH_3-LiNO_3 en refrigeración solar por absorción</i>	1.6
1.3	PROCESO DE ABSORCIÓN EN EL ABSORBEDOR.....	1.7
1.3.1	Clasificación de los absorbedores	1.8
1.3.1.1	<i>Absorbedores con fase vapor y líquido continuos</i>	1.8
1.3.1.2	<i>Absorbedores con fase vapor continua y de líquido discontinua.....</i>	1.9
1.3.1.3	<i>Absorbedores con fase vapor discontinuo y líquido continuo.....</i>	1.10
1.3.2	Ventajas y desventajas entre absorbedores de burbuja y película descendente.....	1.11
1.4	REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE ABSORBEDORES DE BURBUJA CON AMONÍACO- AGUA.....	1.12
1.4.1	Estudios experimentales	1.13
1.4.2	Estudios teóricos.....	1.15
1.5	JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS	1.16
1.5.1	Justificación.....	1.16
1.5.1	Objetivos.....	1.17

1.1 INTRODUCCIÓN

El actual escenario energético y medioambiental está potenciando los sistemas de absorción para aire acondicionado y refrigeración frente a los sistemas convencionales de compresión de vapor que utilizan energía eléctrica para su accionamiento. Además de utilizar refrigerantes naturales, el uso de estos sistemas representa un ahorro de energía primaria y de emisiones, en el caso en que utilicen para su activación energía térmica residual o solar. Se trata pues de una tecnología que puede contribuir a la reducción el consumo energético y poder cumplir con los compromisos medioambientales de la Cumbre de Kioto, especialmente en la reducción de las emisiones de dióxido de carbono.

Los fluidos de trabajo de los equipos de absorción convencionales son las mezclas agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) y amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$). Los equipos de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ en su mayoría son enfriadoras de agua para aplicaciones de aire acondicionado, mientras el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ es la mezcla típica utilizada en plantas de refrigeración industrial. Las limitaciones tecnológicas actuales de estos equipos tienen que ver con las propiedades de estos fluidos. Así, en el caso del $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ la corrosión y cristalización de las disoluciones salinas limitan las temperaturas de operación del ciclo de absorción: inferior a $130\text{ }^\circ\text{C}$, por lo que respecta a la alta temperatura, superior a $5\text{ }^\circ\text{C}$ en cuanto a la baja temperatura, y niveles de temperatura de unos $35\text{ }^\circ\text{C}$ para la disipación de calor, lo que obliga al uso de agua de torre de refrigeración. Por su parte, los sistemas con amoníaco-agua además del problema de la toxicidad del amoníaco, operan a presiones elevadas y requieren procesos de purificación en la separación del amoníaco por su reducida volatilidad relativa con la consiguiente reducción del COP y aumento de complejidad del sistema. Sin embargo esta mezcla es apta para operar a temperaturas por debajo de cero grados.

Los equipos de absorción para climatización se pueden clasificar en tres grupos según el tipo de energía térmica de activación utilizada (Bourouis et al., 2005a):

En la *climatización a gas*, la energía procede de la combustión generalmente del gas natural o de los gases licuados LPG (propano o butano). Al disponer de una fuente térmica a temperatura elevada, las enfriadoras de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ son de llama directa, operan mediante ciclos doble efecto con valores de COP entre 1 y 1.3, y potencias a partir de 200 kW. En el caso de las enfriadoras de amoníaco-agua, la gama de los

equipos comerciales de llama directa se reduce a unidades modulares de unos 18 kW para ciclos de simple efecto con COP de 0.5 como máximo y condensados por aire. Dentro de este grupo, los nuevos desarrollos tienen como objetivo no solo mejorar el COP mediante ciclos avanzados (triple efecto en el caso de H₂O-LiBr, o GAX en el de NH₃-H₂O) sino también reducir el tamaño y extender la gama de equipos al sector residencial y comercial con equipos de pequeña potencia e incorporando la posibilidad de condensación por aire y funcionar también como bomba de calor.

La *climatización con calor residual* procedente de sistemas de cogeneración tuvo una amplia implantación en España en la década de los noventa, debido al auge de la cogeneración en el sector servicios (hospitales, hoteles, etc.). Los equipos de absorción suelen ser enfriadoras de H₂O-LiBr de simple efecto accionados con agua caliente a temperaturas de unos 90 °C o vapor de baja, y de gran capacidad. La reciente aparición en el mercado de equipos de microcogeneración (turbinas de gas y motores alternativos) en la gama de 30 a 100 kW de potencia ha ampliado notablemente el mercado de los equipos de climatización de pequeña potencia. Los nuevos desarrollos de equipos de absorción aparecidos en este sector, van a permitir no solo mejorar el COP con ciclos de doble efecto activados directamente con los gases de escape, sino también con sistemas dotados con activación dual (gases calientes y llama directa) o bien equipos con activación térmica a dos niveles de temperatura.

Por lo que respecta a los equipos de absorción para *la climatización con energía solar* térmica, éstos suelen ser enfriadoras de H₂O-LiBr de simple efecto accionadas con agua caliente a temperaturas inferiores a 90 °C y condensadas con agua de torre. Estos equipos solían también utilizarse en los sistemas de cogeneración. Algunos de ellos pueden incluso incorporar bombas de burbujas accionadas térmicamente para la circulación de la solución con la consiguiente reducción del consumo de energía eléctrica. Los objetivos perseguidos con los nuevos desarrollos tienen que ver por un lado con la reducción del nivel térmico requerido de la energía de activación, con la disipación del calor mediante el aire en lugar de requerir agua, con la activación a varios niveles de temperatura para conseguir un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos etc.

Las aplicaciones frigoríficas son el otro de campo de aplicación en que la tecnología de refrigeración por absorción sigue siendo interesante y competitiva frente a la de compresión en determinadas aplicaciones. En este caso la mezcla NH₃-H₂O es la única

opción existente para producción de frío hasta temperaturas de $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ y en un amplio intervalo de potencias desde 250 kW hasta megavatios. En los últimos años la implantación de los sistemas de cogeneración con turbinas y motores de gas en sectores industriales como el agroalimentario, petroquímico y farmacéutico, ha favorecido la utilización de este tipo de plantas que utilizan el calor residual para su activación. Normalmente, estas plantas se diseñan y construyen a medida para cada aplicación específica.

En la última década, el desarrollo de esta tecnología en España ha sido muy importante, en la mayoría de casos formando parte de plantas industriales de cogeneración de más de 500 kW, para la producción de electricidad, calor y frío. Este desarrollo tecnológico a nivel europeo se ha realizado gracias a los programas europeos de I&D JOULE y de demostración THERMIE (Plan de trabajo I&D, 2003). Como resultado existen varias empresas europeas, entre las que se encuentran algunas españolas, desarrollando actividades en este ámbito tecnológico, tanto a nivel de fabricación como de ingeniería

En este campo de aplicaciones frigoríficas no hay que olvidar la existencia de los frigoríficos y congeladores de pequeña potencia, entre 50 y 250 W, que utilizan la mezcla amoníaco-agua junto con un gas inerte, usualmente hidrógeno, en un ciclo denominado de absorción-difusión. Estos equipos están accionados por el calor de combustión de gases licuados LPG (butano o propano) y se utilizan en aquellos lugares en que la red eléctrica no está disponible. También se utilizan estos tipos de frigoríficos en las habitaciones de los hoteles por su insonoridad, en cuyo caso el calor de accionamiento se produce en una resistencia eléctrica.

1.2 SISTEMAS DE ABSORCIÓN DE AMONÍACO-AGUA DE PEQUEÑA POTENCIA ACTIVADOS A BAJA TEMPERATURA

El mercado actual de la refrigeración por absorción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ comprende plantas industriales de producción de frío de potencias en torno a 1 MW, así como enfriadoras de agua de absorción para aire acondicionado de pequeña potencia y llama directa que utilizan combustibles como gas natural, propano o butano. El sector de la alimentación presenta una gran demanda de refrigeración a temperaturas entre 0 y $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ para cámaras de refrigeración y producción de hielo. Este sector industrial se caracteriza

también por disponer de calor residual a temperaturas por debajo de los 100 °C. Por lo tanto, estas necesidades de refrigeración podrían ser cubiertas por equipos de absorción activados con los residuos térmicos. Otros sectores en que existe un potencial para este tipo de equipos son los sectores comercial y residencial, e incluso el sector del transporte, para cubrir la demanda creciente de aire acondicionado y refrigeración, en que es posible el accionamiento mediante calor residual de los nuevos desarrollos tecnológicos de micro cogeneración, o de energía solar térmica.

A pesar del interés y la potencialidad de los sistemas de refrigeración de absorción de 10 a 150 kW y accionamiento con fuentes de calor a baja temperatura, todavía no existen en el mercado equipos de estas características. Estos nuevos equipos serán el resultado de una serie de mejoras que de forma resumida tienen que ver con:

- a) Desarrollo de componentes avanzados y elevadas prestaciones. Para que un ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa, se pueda activar con fuentes de calor de bajo nivel térmico es necesario disponer de componentes térmicos que aseguren una elevada eficiencia en la transferencia de calor y de materia.
- b) Mejora del sistema de separación del agua. Una de las mayores desventajas de las mezclas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ es la necesidad de la rectificación para separar el agua de los vapores de amoníaco provenientes del generador, debido a la escasa volatilidad relativa de dichos dos fluidos (Fernández Seara et al., 2002; Bogart, 1981). Esta rectificación es indispensable, ya que la presencia del agua en el evaporador reduce su capacidad frigorífica. Esta purificación requiere la disipación de energía térmica y de equipo adicional de gran volumen, que puede llegar a ser considerable conforme se incremente la temperatura de generación o cuando se requieren temperaturas de evaporación muy bajas (-10 a -20 °C) para aplicaciones de refrigeración.

1.2.1 Desarrollos de sistemas avanzados de refrigeración por absorción en el CREVER

Durante los últimos años se ha venido desarrollando en el Centro de Innovación Tecnológica CREVER una línea de investigación para el desarrollo tecnológico de equipos de refrigeración de absorción de pequeña potencia con amoníaco como refrigerante. A continuación se describen brevemente los diversos proyectos que se han venido realizando.

1.2.1.1 Utilización de intercambiadores de calor de placas en absorbedores y generadores

Los nuevos desarrollos de intercambiadores compactos, como los de placas termosoldadas, están en sintonía con las dos necesidades apuntadas de los equipos de absorción: intensificación de los procesos y excelente eficiencia térmica. Así ya en la actualidad los fabricantes de equipos de absorción incorporan en la mayoría de nuevos diseños de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ intercambiadores de placas tanto para el evaporador como el condensador, aprovechando de esta forma la experiencia adquirida en los equipos de refrigeración de compresión mecánica de amoníaco. Sin embargo, debido al total desconocimiento sobre los métodos de cálculo y los resultados que se pueden conseguir, la utilización de intercambiadores compactos no se ha extendido a los otros componentes más importantes del ciclo de absorción: absorbedor y generador.

En este contexto, en el período 2002-06 se ha desarrollado en CREVER el proyecto de investigación titulado “*Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ de pequeña potencia y activación térmica a baja temperatura*” financiado por el Plan Nacional de I&D, dentro del Programa de Diseño y Producción Industrial (Ref. DPI 2002-04536). Este proyecto, en el que intervino también la Universidad de Vigo, tiene como objetivo estudiar de forma teórica y experimental los procesos de transferencia de calor y masa en los componentes claves de un equipo de absorción (absorbedor, generador, rectificador y columna de destilación) utilizando en todos los casos intercambiadores de calor compactos o superficies de intercambio avanzadas. Esta tesis doctoral se realizó en el marco de este proyecto.

1.2.1.2 Sistemas de absorción basados en mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ -hidróxidos

La adición de hidróxidos a la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ permite reducir la temperatura de activación de los sistemas de refrigeración por absorción posibilitando el empleo de fuentes de calor como la energía solar térmica a baja temperatura que difícilmente puede emplearse con dicha mezcla para temperaturas de evaporación relativamente bajas. El incremento de la concentración de los iones hidroxilo (OH^-) por la disociación completa de los hidróxidos en solución provoca un desplazamiento del equilibrio químico por efecto del ion común hacia una separación más efectiva del amoníaco de la

solución amoníaco-agua lo que se traduce en una temperatura y un consumo de energía térmica de activación más bajo (Bourouis et al., 2006).

El objetivo del proyecto titulado “*Nuevos sistemas de refrigeración por absorción basados en mezclas amoníaco-agua-hidróxidos y accionados con energía solar térmica o calor residual*” financiado por el Plan Nacional de I&D dentro del Programa de Diseño y Producción Industrial (Ref. DPI 2003-04752) que se está realizando en el CREVER es ampliar el conocimiento en este tipo de mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ -hidróxidos, y de los sistemas de separación de hidróxidos más adecuados con vistas a establecer la viabilidad tecnológica de los sistemas de refrigeración por absorción basados en la utilización de estas mezclas y aptos para ser activados térmicamente a baja temperatura.

Los primeros resultados confirman que el uso de mezclas amoníaco-agua-hidróxido es muy atractivo incluso en el caso de que el sistema de separación del hidróxido sea parcial, puesto que el COP es todavía considerablemente superior al que se obtiene con una mezcla convencional de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. La temperatura del generador con las mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-NaOH}$ se reduce de forma notable respecto al sistema convencional de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ con lo que sería posible operar a temperaturas por debajo de $0\text{ }^\circ\text{C}$ con temperaturas de activación de tan solo unos $70\text{ }^\circ\text{C}$, propias de sistemas solares térmicos de bajo coste a baja-media temperatura.

1.2.1.3 Adición de agua a la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ en refrigeración solar por absorción

La utilización de la sal de nitrato de litio como una alternativa al agua como absorbente para el amoníaco fue propuesta por Gensch (1937) para eliminar el proceso de rectificación de los vapores de amoníaco. Además de esta ventaja, para bajas temperaturas de evaporación, esta mezcla permite operar a temperaturas de generación por debajo de las que requiere la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Existen estudios realizados por diversos autores sobre ciclos de absorción operados con fuentes de energía térmica de baja temperatura. En dichos trabajos se estudiaron sistemas de simple efecto así como de doble etapa o medio efecto.

La utilización de la energía solar térmica para sistemas de absorción de simple efecto que produzcan frío a bajas temperaturas (0 a $-20\text{ }^\circ\text{C}$) requiere de una tecnología solar

eficiente que proporcione una fuente de calor entre 80 y 120 °C. Existen actualmente captadores solares del tipo de tubos de vacío con tubos de calor, o bien del tipo de concentradores sin seguimiento tipo CPC (Compound Parabolic Concentrator), con eficacias adecuadas a estas temperaturas. Los sistemas de refrigeración por absorción de medio-efecto pueden ser accionados por captadores solares planos.

Sin embargo, esta mezcla no carece de desventajas, ya que presenta el riesgo de cristalización a concentraciones inferiores al 30% en peso de amoníaco, y muy especialmente, una gran viscosidad que afecta negativamente a los procesos de transferencia de masa y calor en el generador y el absorbedor. De los trabajos experimentales de la bibliografía con la mezcla amoníaco-nitrato de litio se concluye que la ventaja termodinámica de operar a menores temperaturas de generación se puede perder por su alta viscosidad, que limita los procesos de transferencia de masa y calor en el generador y el absorbedor. Esto se demuestra con los bajos coeficientes de transferencia de calor y altas relaciones de caudal, lo cual requiere entonces mayores áreas de transferencia de calor y masa que podría anular el beneficio de no requerir rectificación. Sería de interés entonces reducir la viscosidad de esta mezcla a través de la adición de agua con el fin de reducir la viscosidad, cuidando de no crear un problema de requerir de rectificación de vapores.

En un nuevo proyecto de investigación del CREVER titulado “*Mejora de las propiedades termofísicas y de los fenómenos de transporte en intercambiadores de placas mediante la adición de agua a la mezcla NH_3-LiNO_3 en refrigeración solar por absorción*”, financiado por el Plan Nacional de I&D dentro del Programa de Energía (Ref. ENE2005-03346), se propone el uso del agua y el nitrato de litio como absorbentes en mezclas ternarias de amoníaco, variando la concentración con el fin de optimizar la solución ternaria para una aplicación específica.

1.3 PROCESO DE ABSORCIÓN EN EL ABSORBEDOR

Uno de los componentes más importantes de estas máquinas de absorción es el absorbedor, ya que su funcionamiento afecta directamente al sistema global (Selim y Elsayed, 1999). El diseño de los absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad de los procesos de transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor eficiente en el absorbedor depende principalmente de un excelente mezclado entre el

vapor y la solución de trabajo y del máximo área de contacto entre la pared del intercambiador y la solución.

El aumento de la eficiencia en el absorbedor puede ser logrado aplicando diferentes técnicas. Una de ellas está asociada al incremento de la turbulencia por medio de corrugaciones en las paredes del intercambiador de calor o modificando la geometría, (Merril et al., 1995; Isshiki y Ogawa, 1996); también puede conseguirse mediante la utilización de aditivos que disminuyan la tensión superficial de la solución (efecto Marangoni) provocando un movimiento del seno del líquido hacia la superficie y viceversa (Gustafsson et al., 1996; Hijara y Sato, 1992, etc.), o bien mediante la adición de nano partículas en la solución para mejorar la conductividad térmica de la solución (Kang et al., 2000; Daiguji et al, 1997).

1.3.1 Clasificación de los absorbedores

Los absorbedores se clasifican atendiendo a la trayectoria continua o discontinua de las fases líquida y de vapor; así, se pueden encontrar absorbedores con fase líquida y vapor continuos, con fase vapor continuo y de líquido discontinua, y por último aquellos en que la fase vapor es discontinua y la fase líquida continua (Vallès, 2000).

1.3.1.1 Absorbedores con fases vapor y líquido continuas

En este tipo de absorbedores, la fase líquida está formada por una película descendente en contacto con la fase de vapor; las configuraciones disponibles pueden ser tanto de tubos verticales como horizontales, como puede apreciarse en la figura 1.1 (a y b), respectivamente. La configuración de tubos horizontales es la más utilizada comercialmente en las enfriadoras de agua de H₂O-LiBr. En este caso, el enfriamiento de la solución se realiza mediante agua de torre que circula por el interior de los tubos horizontales. La configuración de tubos verticales es más versátil, ya que puede usarse agua de enfriamiento o aire para la disipación del calor generado. En la configuración de película descendente se obtienen altos coeficientes de transferencia de calor y baja pérdida de carga, pero su buen funcionamiento depende significativamente de la existencia de una buena distribución de solución.

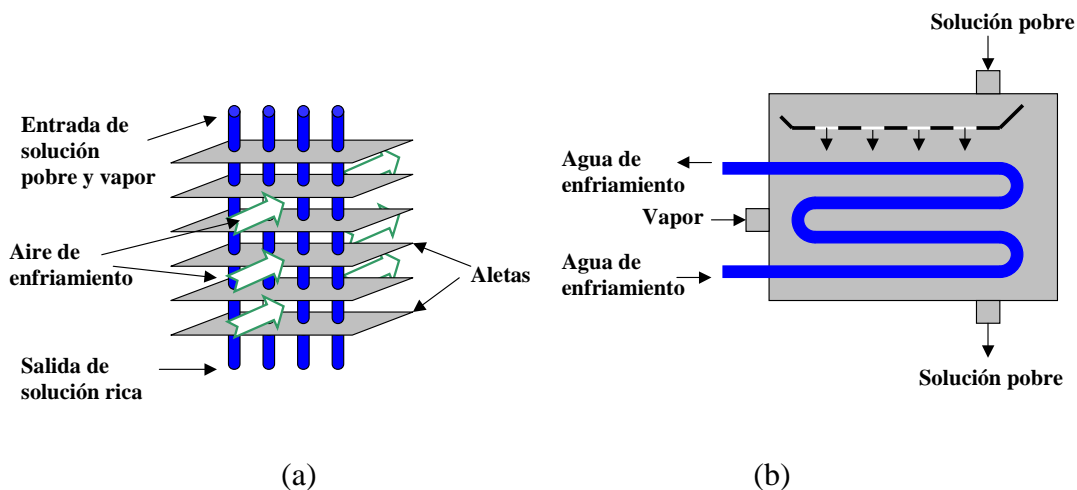


Figura 1.1. Absorbedor de película descendente en configuración de (a) tubos verticales, y (b) de tubos horizontales.

1.3.1.2 Absorbedores con fase vapor continuo y de líquido discontinua

El proceso de absorción del vapor por la solución y la disipación de calor se realizan en este tipo de configuración de forma separada, tal como se muestra en la figura 1.2. La solución primero se pone en contacto con la fase vapor. Para ello se atomiza la corriente líquida mediante la utilización de aspersores en una cámara adiabática en donde se ha introducido la corriente de vapor. Una vez realizada la absorción, la corriente de la solución concentrada en refrigerante pasa por un intercambiador de calor donde se disipa el calor de absorción. A continuación, una parte de la solución enfriada se recircula al absorbedor y el resto se dirige al generador. Esta recirculación tiene el objetivo de aumentar la absorción.

Como resultado del proceso de absorción adiabático, la solución se calienta y el proceso de absorción se detiene cuando la presión de saturación más la presión capilar de la gota alcanzan la presión de la cámara. La tensión superficial de las gotas formadas provoca una presión de capilaridad que es inversamente proporcional al diámetro de las gotas (Vàlles, 2000). Para conseguir que la fase vapor del refrigerante sea absorbida, es necesario superar la presión capilar y penetrar la gota, para ello la presión del absorbedor debe superar la suma de la presión de saturación de la solución y la presión capilar de la gota. En consecuencia hay un diámetro óptimo para el cual se produce la máxima absorción.

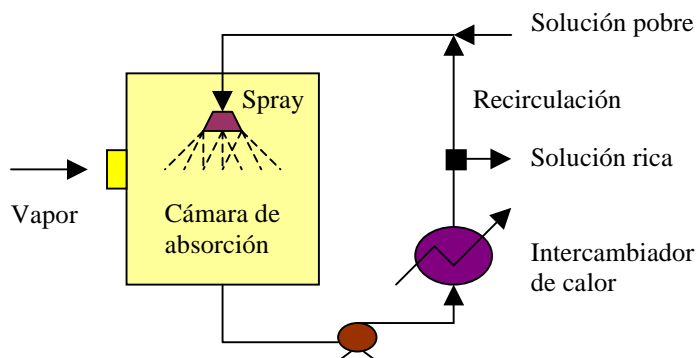


Figura 1.2 Absorbedor de spray o aspersion adiabático (fase líquida discontinua y vapor continuo)

1.3.1.3 Absorbedores con fase vapor discontinuo y líquido continuo

Este tipo de configuración se denomina absorbedor de burbuja. Estos absorbedores son de tipo inundados, esto significa que la solución pobre en refrigerante llena el interior del canal central (ver figura 1.3) mientras que el vapor es inyectado en forma de burbujas. La disipación de calor se hace por medio de agua de enfriamiento que circula por la parte externa del dispositivo. Para aumentar la capacidad del absorbedor se suelen disponer varios canales en paralelo con distribuidores de solución y de vapor en la parte inferior y un colector de recogida de la solución concentrada en la parte superior.

El flujo bifásico que circula por el interior del absorbedor adopta, tal como se muestra en la figura 1.3, diferentes tipos de regímenes: agitado, tapones y de burbuja, Infante Ferreira, 1985.

- ❑ El *flujo agitado* se caracteriza por una forma indefinida de la fase vapor ocasionada por el efecto de entrada de la solución y vapor.
- ❑ En el *flujo tapón*, la fase gaseosa sube en forma de balas, de gran tamaño en comparación al diámetro de tubo, separadas por líquido (Infante Ferreira, 1985). Este régimen es el predominante a lo largo del absorbedor.
- ❑ El *flujo de burbuja* es caracterizado por pequeñas burbujas separadas unas con otras, rodeadas de grandes cantidades de líquido.

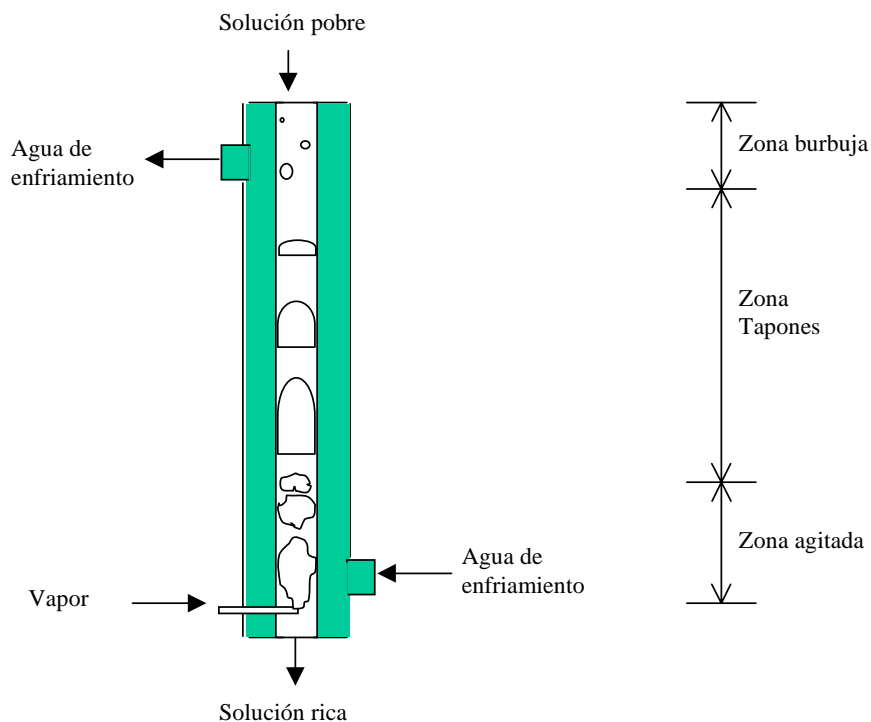


Figura 1.3 Absorbedor de burbuja (fase líquida continua y fase vapor discontinua).

1.3.2 Ventajas y desventajas entre absorbedores de burbuja y película descendente

La configuración de película descendente provee relativamente altos coeficientes de transferencia de calor durante el proceso de la absorción, sin embargo, esta configuración es muy sensible al mojado de la pared del absorbedor y por lo tanto requiere un excelente distribuidor. Además, el mezclado entre el vapor y el líquido es relativamente bajo y no pueden utilizarse en lugares inestables, ya que se deformaría la película.

Los absorbedores tipo burbuja no solo tienen altos coeficientes de transferencia de calor sino que también presentan un buen mojado y mezclado entre el vapor y el líquido, Kang et al., 2000. Este tipo de absorbedor necesita un distribuidor adicional para el vapor, que a diferencia del distribuidor de película descendente es mucho más simple.

La configuración de burbuja es recomendada para sistemas de refrigeración por absorción de amoníaco-agua, debido al excelente mojado solución-pared, mientras que

en el modo película descendente es crítico (Chirstensen et al., 1996). En la tabla 1.1 se recogen de forma general las ventajas y desventajas de estas dos configuraciones.

Tabla 1.1 Características de los absorbedores de película descendente y de burbuja.

Parámetro	Película descendente	Burbuja
Configuración	- Tubos verticales - Tubos horizontales	Intercambiador de calor de placas empacado
Area interfacial	Pequeño	Grande
Área de transferencia de calor	\cong Area interfacial	Más pequeña que el área interfacial
Mezclado	Pobre*	Excelente
Mojado	Crítico*	Excelente
Distribuidor líquido	Si	No
Distribuidor vapor	No	Si
Transferencia de calor y masa	Líquido y vapor	Líquido y vapor
Pérdida de carga	No	Si
Compactación	Bueno	Excelente

* Depende de la eficiencia del distribuidor, del estado de la superficie y de las condiciones de trabajo.

1.4 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE ABSORBEDORES DE BURBUJA CON AMONÍACO-AGUA

En este apartado se presenta la revisión bibliográfica realizada acerca de los estudios teóricos y experimentales en absorbedores de burbuja que más se relacionan con el tema de esta tesis, utilizando el fluido de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, que como se vio en el apartado anterior tienen mayores ventajas comparándola con los de película descendente.

En relación con estudios experimentales, se han encontrado investigaciones sobre absorbedores de burbuja utilizando en su mayoría tubos verticales, pero la mayor parte de los investigadores se dedican a variar parámetros en un amplio rango de trabajo, ya sea en condiciones de subenfriamiento o saturación de la solución con el objetivo de calcular los coeficientes de transferencia de masa y calor.

En relación con los trabajos teóricos, se han publicado pocos estudios, tal vez, por la escasa información de parámetros como son los coeficientes de transferencia de calor y masa, y el área de transferencia de masa para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, vitales para simular su comportamiento. A continuación se comentan brevemente dichos trabajos.

1.4.1 Estudios experimentales

Ferreira et al. (1984), desarrollaron un modelo matemático para calcular el coeficiente de transferencia de masa en función principalmente de los números adimensionales de Reynolds y Schmidt a partir de sus datos experimentales obtenidos en un absorbedor de tubo vertical en condiciones de operación típicas de los sistemas de refrigeración por absorción.

Merril et al. (1993), realizaron un estudio de absorbedores tubulares para condiciones de un ciclo de absorción GAX, aplicando diferentes técnicas de intensificación en los procesos de calor y masa tanto en el fluido de enfriamiento como en la solución. En sus conclusiones, los autores comentaron que la resistencia a la transferencia de calor se encuentra en la corriente de enfriamiento, además el uso de las técnicas de intensificación hace que aumente en gran medida la eficiencia del absorbedor. En 1995 estos autores publican otro trabajo en que realizan una serie de análisis de absorbedores tubulares utilizando diferentes configuraciones y técnicas de intensificación como el uso de corrugaciones, canales en espiral y espaciadores internos. Los autores concluyen que la aplicación de estas técnicas aumenta la resistencia a la transferencia de calor en la solución, ocasionado por el alto grado de subenfriamiento de la solución.

Kang et al. (2002) publicaron dos artículos sobre el efecto del tamaño de la burbuja en el absorbedor. En el primero de estos trabajos (Kang et al., 2002a) realizaron un estudio visual del comportamiento de las burbujas e investigaron su efecto en la eficiencia de la absorción utilizando un contenedor e inyectando el vapor por la parte inferior. En sus conclusiones comentaron que el diámetro inicial de la burbuja aumenta con la concentración de la solución. El efecto del potencial de absorción en el tamaño de la burbuja inicial es más importante que el de la tensión superficial. Por último, los autores establecieron una correlación para determinar el tamaño de la burbuja basándose en números adimensionales, comentando que las correlaciones propuestas por Akita y Yoshida (1974) y Bhavaraju et al. (1978) están sobrestimadas. En el segundo artículo

(Kang et al., 2002b) utilizando el mismo equipo, los autores proponen correlaciones de coeficientes de transferencia de masa en la zona de incremento y disminución del tamaño de la burbuja.

Issa et al. (2002) realizaron un estudio para estimar la transferencia de masa durante la absorción del vapor en la solución utilizando una ecuación de estado de gases ideales para una caída de presión de 380 a 50 kPa. Los autores concluyeron que el incremento de la concentración de la solución de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, provoca que disminuya el flujo de absorción. Por último comenta que la absorción es nula cuando la solución alcanza una concentración de 60%.

Lee et al. (2002) realizaron un análisis experimental de un absorbedor de burbuja con un intercambiador de placas lisas utilizando $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$; estos autores encontraron que el incremento del caudal de solución afecta muy poco a la transferencia de masa, pero mejora la transferencia de calor. En cambio al aumentar el caudal de vapor en el absorbedor, la transferencia de masa y de calor mejoran debido a la formación de burbujas de vapor grandes (régimen de tapones). Finalmente obtienen dos correlaciones para el cálculo de los números de Nusselt y de Sherwood. Al año siguiente Lee et al. (2003) publican los resultados de una caracterización de un absorbedor de burbujas cilíndrico con diferentes geometrías, concluyendo que el incremento de los caudales de solución y vapor de amoníaco afectan positivamente a la transferencia de calor. Sin embargo, el aumento de la temperatura y la concentración de la solución, el diámetro y la longitud del absorbedor, lo afectan negativamente. Cuando el caudal de vapor es incrementado, la concentración, la temperatura y la relación vapor-líquido de la solución aumentan también. Por último comentan que la zona de mezclado es un factor clave para mejorar la transferencia de calor (inyección de vapor).

Kim et al. (2006a) estudiaron el efecto de la absorción de las burbujas en la solución agregando nanopartículas de diferente materiales (Cu, CuO y Al_2O_3). Los parámetros claves para su estudio fueron la concentración de la solución, y el tipo y concentración de la nanopartícula. El Cu fue el material que presentó la máxima relación del flujo absorbido (vapor absorbido con nanopartículas / vapor absorbido sin nanopartículas) con un valor de 3.21. Esta mejora puede ser explicada por el rozamiento que se produce entre las partículas. También en ese mismo año, Kim et al. (2006b) estudiaron el efecto de la absorción de burbujas con tres tipos de surfactantes: 2-etil-1hexanol, n-octanol y 1-octanol. En sus resultados muestran que la adición de surfactantes aumenta

significativamente la absorción. La máxima relación de absorción (flujo absorbido con surfactante / flujo absorbido sin surfactante) efectiva encontrada fue de 4.81 con 4-etil-1-hexanol suministrándole una cantidad de 700 ppm y una concentración de 18.7% de amoníaco. Además estos autores proponen en su trabajo una correlación de la relación de absorción efectiva en función de la concentración de los surfactantes.

1.4.2 Estudios teóricos

Herbine y Perez-Blanco (1995) desarrollaron un modelo del proceso de absorción en un absorbedor de tubos verticales, en el cual se obtuvieron perfiles de temperatura y concentración tanto para el líquido como el vapor a lo largo de la longitud del absorbedor. El modelo no toma en cuenta la resistencia de la transferencia de masa del vapor que existe dentro de la burbuja.

Kang et al. (1998) presentaron un modelo de un absorbedor de burbuja con un intercambiador de calor de placas lisas tomando en cuenta las resistencias de transferencia de calor y masa tanto en el líquido como en la burbuja, basándose en ecuaciones de difusión y transferencia de calor y de masa. Los autores concluyeron que la resistencia a la transferencia de calor fue dominante en la fase vapor, mientras que la resistencia a la transferencia de masa fue más significativa en la fase líquida; También observaron que el área de transferencia de masa fue más predominante en el tamaño del absorbedor que el área de transferencia de calor; además realizaron un análisis paramétrico para determinar el diseño óptimo del absorbedor. En otro artículo Kang et al. (2000), comparan la configuración de película descendente y de burbuja en un intercambiador de placas lisas. En sus conclusiones, los autores comentan que el tamaño del equipo en modo de burbujas puede ser un 48.7 % más pequeño que el de película descendente. Para ambas configuraciones el coeficiente de transferencia de calor en el fluido de enfriamiento fue el más significativo en el tamaño del intercambiador de calor.

Lee et al. (2003) desarrollaron un modelo matemático de un absorbedor cilíndrico de burbuja comparándolo con datos experimentales. En el modelado realizan balances de materia para la fase vapor y líquida considerando que la transferencia de masa del líquido al vapor es despreciable; estos autores concluyen que la absorción del vapor de amoníaco es sensible a la cantidad de vapor inyectada, a la temperatura y concentración de la solución y por la dirección del flujo.

Fernandez-Seara et al. (2005) analizaron en detalle el proceso de transferencia de masa y calor en un absorbedor de burbujas en tubos verticales. El modelo toma en cuenta por separado los diferentes regímenes: agitado, en tapones y burbujas, siendo los regímenes de flujos de agitación y tapones los que presentan la mayor absorción, mientras en el régimen de burbuja decae. Los resultados mostraron la existencia de un diámetro interno óptimo que minimiza la longitud de los tubos. En sus conclusiones, los autores comentan que el diámetro y la longitud de los tubos son parámetros claves para el diseño del absorbedor. También, comentan que los coeficientes de transferencia de calor y masa en la fase vapor no tienen un efecto significativo en la absorción comparándolo con la fase líquida.

1.5 JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

1.5.1 Justificación

El disponer de una tecnología eficiente que permita desarrollar equipos de refrigeración por absorción de pequeña potencia accionados con energía solar térmica o calor residual significaría un avance muy importante en el ahorro de la energía primaria y reducción de la demanda y consumo eléctrico utilizados por los equipos de aire acondicionado por compresión de vapor.

Para que un equipo de refrigeración absorción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ pueda ser activado por una fuente térmica de baja temperatura es conveniente que los componentes posean altas prestaciones de los procesos de transferencia de calor y materia que tienen lugar en los componentes más críticos: absorbedor, generador y rectificador. Los nuevos desarrollos de intercambiadores compactos, como los de placas termosoldadas, están acordes con las aplicaciones requeridas por estas máquinas de absorción. Así ya en la actualidad estos equipos incorporan en la mayor parte de sus componentes intercambiadores de placas tanto en el evaporador como en el condensador, aprovechando de esta forma la experiencia adquirida en los equipos de refrigeración de compresión mecánica de amoníaco. Sin embargo, el limitado conocimiento sobre los métodos de cálculo y los resultados que se pueden conseguir, la utilización de intercambiadores compactos no se ha extendido a los otros componentes más importantes del ciclo de absorción.

Este trabajo forma parte de un proyecto coordinado de investigación realizado en los últimos años en el Centro en Revalorización e Innovación Tecnología y Refrigeración (CREVER) de la Universidad Rovira y Virgili bajo el título “*Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con NH_3-H_2O de pequeña potencia y activación térmica a baja temperatura*” financiado por el Plan Nacional de I&D, dentro del Programa de Diseño y Producción Industrial (Ref. DPI 2002-04536). Este proyecto tiene como objetivo principal el desarrollo tecnológico de los componentes más importantes de máquinas de absorción: absorbedores, generadores, rectificadores y columnas de destilación. En concreto, el estudio del absorbedor y generador se llevó a cabo en CREVER mientras que el estudio del rectificador y de la columna de destilación se realizó en la Universidad de Vigo. El trabajo presentado en esta tesis doctoral se dedica al estudio teórico-experimental del proceso de absorción en intercambiadores de calor de placas utilizando amoníaco-agua.

1.5.1 Objetivos

El objetivo de esta tesis doctoral es la realización de un estudio teórico-experimental del proceso de absorción con mezcla NH_3-H_2O , en un canal de un intercambiador de placas, en condiciones de operación típicas de los equipos de refrigeración por absorción con accionamiento térmico a baja temperatura. Para ello, se han planteado los siguientes objetivos específicos.

- ❑ Elaboración y validación de un modelo matemático para simular el proceso de absorción en modo burbuja en intercambiadores de calor de placas con amoníaco-agua, con la finalidad de comprender mejor su comportamiento a escala macroscópica y disponer de una herramienta de cálculo fiable para la predicción de los flujos de absorción. Además se realizará un estudio comparativo con los fluidos de trabajo amoníaco-agua y amoníaco-nitrato de litio, ya que para este último se puede operar con temperaturas más bajas de la fuente de calor de accionamiento del ciclo de absorción.
- ❑ Diseño, construcción e instrumentación adecuada de un banco de ensayos que permita reproducir las condiciones de funcionamiento características de un absorbedor en condiciones semejantes a las existentes en la práctica en este tipo de equipos de refrigeración de amoníaco-agua.

- ❑ Realización de una caracterización experimental del proceso de absorción en un canal de un intercambiador de placas con el fin de determinar los diferentes parámetros de eficiencia del absorbedor tales como el flujo de absorción, coeficientes de transferencia de calor y materia, grado de subenfriamiento de la solución a la salida del absorbedor, así como realizar un estudio de sensibilidad de las condiciones de operación de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y del agua de refrigeración sobre las prestaciones del absorbedor.
- ❑ Obtención de una base de datos experimentales del proceso de absorción en un canal de intercambiadores de placas que servirán para el diseño y dimensionado del absorbedor de los equipos de refrigeración en las condiciones de operación arriba mencionadas.
- ❑ Diseño de un absorbedor de burbujas con intercambiadores de placas para un equipo de refrigeración por absorción de 6 kW de potencia, utilizando los datos de los coeficientes de transferencia de calor y masa obtenidos en el estudio experimental.

CAPÍTULO 2

MODELADO DEL PROCESO DE ABSORCIÓN EN BURBUJAS EN UN CANAL DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS

ÍNDICE

2.1	INTRODUCCIÓN.....	2.1
2.2	ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	
2.1		
2.2.1	Hipótesis	2.2
2.2.2	Balances de materia y energía	2.2
2.2.3	Características del modelo termodinámico	2.4
2.2.4	Propiedades termofísicas de la mezcla de trabajo	2.5
2.2.5	Modelo termodinámico de un ciclo de refrigeración de simple etapa con $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$	2.6
2.2.6	Software utilizado	2.7
2.2.7	Resultados	2.7
2.3	MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL DE UN ABSORBEDOR DE BURBUJA	2.9
2.3.1	Hipótesis	2.10
2.3.2	Ecuaciones básicas.....	2.11
2.3.3	Balance de masa en la interfase.....	2.12
2.3.4	Balance de energía en la interfase	2.14
2.3.5	Correlaciones empíricas.....	2.17
2.3.5.1	<i>Coefficientes de transferencia de calor</i>	2.17
2.3.5.2	<i>Coefficientes de transferencia de masa</i>	2.19
2.3.5.3	<i>Diámetro de la burbuja</i>	2.20
2.3.5.4	<i>Relación vapor-líquido</i>	2.21
2.3.5.5	<i>Área interfacial</i>	2.22
2.3.6	Método de resolución.....	2.23
2.3.7	Validación del código de cálculo desarrollado	2.27
2.3.8	Resultados de la simulación	2.29
2.3.8.1	<i>Resultados de la simulación para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$</i>	2.30
2.3.8.2	<i>Resultados de la simulación para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$</i>	2.34
2.3.8.3	<i>Comparación de los resultados para las mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$</i>	2.37

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta el modelo matemático unidimensional elaborado del proceso de absorción en burbujas en el interior de un canal vertical, donde la solución de amoníaco-agua y el vapor de amoníaco circulan en flujos paralelos entrando por la parte inferior, y el agua de enfriamiento en contracorriente por los dos canales externos. Las condiciones de operación se han establecido mediante la realización de un análisis de sensibilidad de un modelo termodinámico del funcionamiento de un ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa.

El modelado se basa en la discretización longitudinal del absorbedor en pequeños volúmenes de control, estableciéndose en cada uno de ellos balances de materia y de energía, ecuaciones de transferencia de calor y de materia y determinadas condiciones de contorno. También se proponen y se justifican las correlaciones empíricas para el cálculo de los coeficientes de transferencia y otros parámetros físicos involucrados en el modelado matemático del proceso de absorción. La comprobación del modelo se realizó utilizando datos de la bibliografía para un ciclo de absorción GAX de amoníaco-agua utilizando las mismas correlaciones. Por lo que se refiere a los resultados obtenidos en el modelado, estos corresponden a los perfiles longitudinales de temperatura y concentración de las corrientes y coeficientes de transferencia de calor, así como el flujo de vapor absorbido y la carga térmica del absorbedor.

Finalmente, se presenta un estudio comparativo de las predicciones del modelo elaborado para las mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, que como se comentó en el capítulo anterior, el interés de ésta última radica en que permite al ciclo operar con temperaturas de accionamiento más bajas y sin necesidad de rectificación.

2.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

La simulación del funcionamiento del ciclo de refrigeración que a continuación se describe, tiene la finalidad de determinar las condiciones de operación del absorbedor para equipos de producción de frío accionados con fuentes de calor a baja temperatura. Este estudio nos permitirá establecer las condiciones de operación a utilizar en el modelo del absorbedor de burbuja, y por otro lado también servirá para establecer el

intervalo de trabajo del estudio experimental a realizar y que se presenta en el siguiente capítulo.

2.2.1 Hipótesis

Para simplificar el modelo se consideraron los siguientes postulados:

- 1) El sistema opera en régimen estacionario.
- 2) Las corrientes de salida del absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- 3) No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes componentes del sistema y de los conductos.
- 4) No se consideran pérdidas de presión a lo largo los conductos ni en otros componentes del sistema.
- 5) El proceso en las válvulas se considera isoentalpico.
- 6) La bomba tiene un rendimiento isoentrópico de 0.8.

2.2.2 Balances de materia y energía

La simulación se ha realizado basándose en las ecuaciones de los balances de materia y de energía en cada uno de los componentes del ciclo como lo indican las ecuaciones descritas a continuación. El caudal másico y la entalpía de cada una de las corrientes esta representado por las variables m y h , respectivamente. El número que aparece como subíndice corresponde a los estados de las corrientes según el esquema de la figura 2.1

Absorbedor

$$m_1 = m_6 + m_{12} \quad (2.1)$$

$$m_1 x_1 = m_6 x_6 + m_{12} y_{12} \quad (2.2)$$

$$Q_{AB} + m_1 h_1 = m_6 h_6 + m_{12} h_{12} \quad (2.3)$$

Generador

$$m_4 + m_7 = m_3 + m_8 \quad (2.4)$$

$$m_4 x_4 + m_7 y_7 = m_3 x_3 + m_8 x_8 \quad (2.5)$$

$$m_4 h_4 + m_7 h_7 = Q_{GE} + m_3 h_3 + m_8 h_8 \quad (2.6)$$

Condensador

$$m_{10} = m_9 \quad (2.7)$$

$$Q_{CO} + m_{10} h_{10} = m_9 h_9 \quad (2.8)$$

Evaporador

$$m_{12} = m_{11} \quad (2.9)$$

$$m_{12} h_{12} = m_{11} h_{11} + Q_{EV} \quad (2.10)$$

Intercambiador de calor solución/solución

$$m_3 + m_5 = m_4 + m_2 \quad (2.11)$$

$$m_3 h_3 + m_5 h_5 = m_4 h_4 + m_2 h_2 \quad (2.12)$$

Bomba

$$m_2 = m_1 \quad (2.13)$$

$$m_2 h_2 = m_1 h_1 + W_B \quad (2.14)$$

Rectificador

$$m_7 = m_8 + m_9 \quad (2.15)$$

$$m_7 y_7 = m_8 x_8 + m_9 y_9 \quad (2.16)$$

$$m_7 h_7 = m_8 h_8 + m_9 h_9 + Q_{REC} \quad (2.17)$$

Las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua son determinadas utilizando las funciones y subrutinas del software *Engineering Equation Solver EES* (ver sección 2.2.4).

2.2.3 Características del modelo termodinámico

Las variables independientes consideradas en el cálculo son las siguientes:

- Temperatura del vapor a la salida del evaporador, T_{12} (T_E)
- Temperatura de la solución a la salida del generador, T_4 (T_G)
- Temperatura del líquido a la salida del condensador, T_{10} (T_C)
- Temperatura de la solución a la salida del absorbedor, T_1 (T_A)
- Eficiencia térmica del intercambiador solución-solución
- Composición de vapor de amoníaco a la salida del evaporador, y_{12}
- Potencia del evaporador, Q_{EV}

La secuencia de cálculo para determinar el estado de las corrientes de salida de los componentes fundamentales del ciclo de absorción se describe a continuación:

Las presiones alta (P_{10}) y baja (P_{12}) se han determinado a partir de la temperatura, composición ($y_{12} = x_{10}$) y condiciones de saturación de las corrientes a la salida del condensador y el evaporador, respectivamente.

Presión alta $P_{10} \rightarrow T_{10}, x_{10}$

Presión baja $P_{12} \rightarrow T_{12}, y_{12}$

La concentración en amoníaco de la disolución a la salida del absorbedor y generador se ha calculado a partir de las presiones y temperaturas considerando condiciones de saturación.

Concentración del generador $x_4 \rightarrow T_4, P_{10}$

Concentración del absorbedor $x_1 \rightarrow T_1, P_{12}$

El estado de las corrientes de entrada y salida del rectificador, en condiciones de saturación, se ha determinado mediante las siguientes ecuaciones.

Concentración de entrada del vapor $y_7 \rightarrow T_7(x_1, P_{10}), P_{10}$

Temperatura de salida del vapor $T_9 \rightarrow y_{12}, P_{10}$

Temperatura del reflujo $x_8 \rightarrow T_9, P_{10}$

El programa está diseñado para calcular los caudales máxicos, concentraciones y entalpías de solución y vapor de las corrientes, las potencias térmicas de los componentes y el coeficiente de operación (COP) del ciclo de refrigeración a partir de los datos de entrada y las hipótesis consideradas.

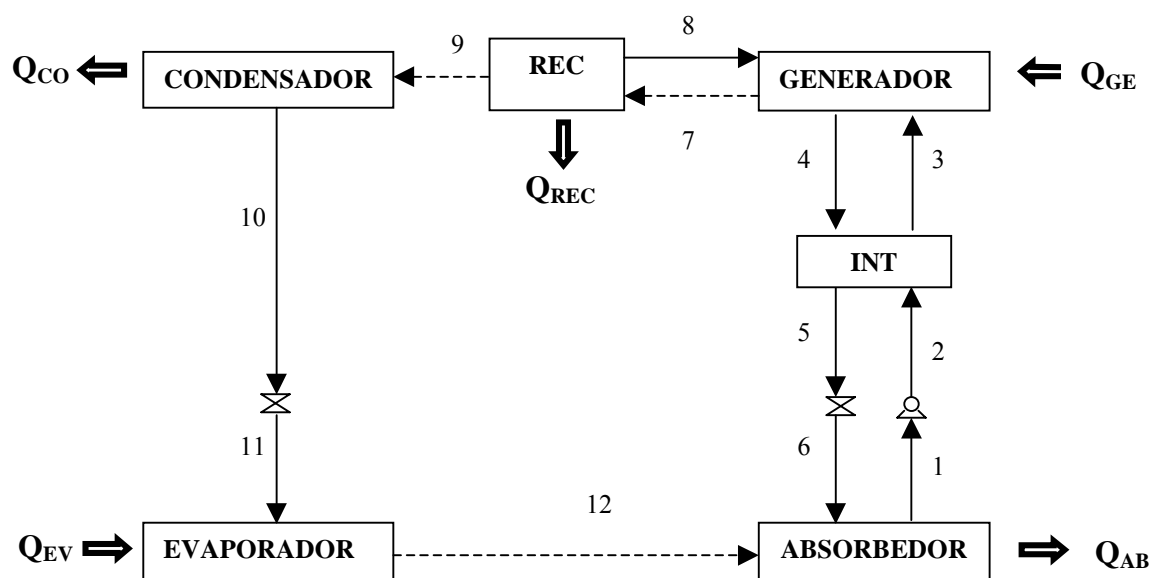


Figura 2.1 Diagrama esquemático de un ciclo simple de absorción con NH_3-H_2O .

2.2.4 Propiedades termofísicas de la mezcla de trabajo

La determinación de las propiedades termodinámicas de la solución NH_3-H_2O como la entalpía, temperatura de saturación, presión de vapor, composición de fases en el equilibrio y densidad, se realizó utilizando la subrutina desarrollada por Ibrahim y Klein (1993), basada en una ecuación de estado para describir las propiedades de la fase vapor de la mezcla NH_3-H_2O , mientras que la energía de exceso de Gibbs se utiliza para describir el comportamiento de la fase líquida. Estas correlaciones son de aplicación en

un intervalo de presión comprendido entre 0.2 y 110 bar y de temperatura entre 230 y 600 K.

Las propiedades termodinámicas están compiladas como una librería dinámica externa, mediante la siguiente llamada a la subrutina:

NH3H2O(Code; In1; In2; In3: T; P; X; H; S; U; V; Q)

donde Code es una subrutina que a partir de los datos de entrada, como la temperatura (T), presión (P), concentración (X) o calidad del vapor (Q), calcula variables como entalpía (H), energía interna (U), entropía (S), volumen específico (V). La subrutina no solo es operativa en condiciones de equilibrio líquido-vapor sino también de subenfriamiento de la solución o de sobrecalentamiento del vapor.

La viscosidad, la capacidad calorífica, la conductividad térmica de las fases líquida y vapor y la tensión superficial fueron obtenidos a partir de las ecuaciones publicadas por Conde (2004).

2.2.5 Modelo termodinámico de un ciclo de refrigeración de simple etapa con NH₃-LiNO₃

El desarrollo de este modelo tiene la finalidad de comparar y analizar ambas mezclas en condiciones similares, para un posible sustituto de la mezcla NH₃-H₂O, ya que el funcionamiento del ciclo con la mezcla amoníaco-nitrato de litio presenta mejores prestaciones a bajas temperatura de generación y evaporación.

La secuencia de cálculo adoptada es similar a la descrita para el amoníaco-agua en la sección 2.2, pero es relativamente más sencilla, por el hecho de que la volatilidad relativa es muy superior entre el refrigerante (NH₃) y el absorbente (LiNO₃), es decir, que el absorbente al ser una sal no está presente en la fase vapor producida en el generador, por lo cual no se requiere el uso del rectificador.

Las propiedades termofísicas de la mezcla NH₃-LiNO₃ en fase líquida fueron determinadas a partir de las correlaciones obtenidas por Infante Ferreira (1984), mostradas en el apéndice A, a excepción de la tensión superficial que fue calculada a partir del método propuesto por Horvath (1995). Para el cálculo de las propiedades del amoníaco tanto en fase líquida como vapor se utilizó la misma subrutina que la mezcla NH₃-H₂O.

2.2.6 Software utilizado

La modelización fue desarrollada en el entorno del programa Equation Engineering Solver (EES). La función básica de este programa es la resolución simultánea de un sistema de ecuaciones. Además puede resolver ecuaciones diferenciales, ecuaciones con variables complejas, problemas de optimización, tablas paramétricas, regresiones lineales y no lineales y gráficas.

El programa EES ofrece dos grandes ventajas para la elaboración de códigos específicos de cálculo numérico; en primer lugar, el programa identifica automáticamente y agrupa las ecuaciones que deben ser resueltas simultáneamente. Esta característica simplifica el proceso para el usuario y asegura que siempre operará con una alta eficiencia. La segunda ventaja es la incorporación de funciones matemáticas y de propiedades termofísicas de fluidos puros como el amoníaco, agua o refrigerantes orgánicos, y de mezclas como $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, etc. Además, el programa permite al usuario utilizar librerías dinámicas externas.

2.2.7 Resultados

Para determinar las condiciones de operación del ciclo se llevó a cabo una optimización del Coeficiente de operación (COP, definido como la relación entre el frío producido y la energía consumida), para cada una de las mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. La temperatura del evaporador, absorbedor y condensador fueron establecidas en base a las condiciones ambientales y de refrigeración establecidas, variando básicamente la temperatura de generación, como lo muestra la tabla 2.1.

La figura 2.2 muestra la variación del Coeficiente de operación (COP) en función de la temperatura de generación para cada uno de los fluidos de trabajo. Para la simulación del absorbedor con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ se seleccionó una temperatura de generación de $110\text{ }^\circ\text{C}$ porque a partir de este valor el COP prácticamente no varía con la temperatura. En este sentido, se debe evitar trabajar a una temperatura menor de $100\text{ }^\circ\text{C}$, ya que el COP es muy sensible y cae bruscamente al hacerlo la temperatura. Por otro lado el punto de operación seleccionado para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ corresponde a una temperatura de $90\text{ }^\circ\text{C}$ teniendo un COP de 0.60 (punto cuadrado). También esta mezcla tiene una mejor COP en condiciones similares, por ejemplo: si se fija una temperatura

de generación de 120 °C para ambos fluidos, se obtiene un COP de 0.43 con NH₃-H₂O, mientras que con NH₃-LiNO₃ este valor es de 0.63.

Tabla 2.1 Condiciones seleccionadas para la optimización del ciclo de refrigeración por absorción con cada uno de los fluidos de trabajo considerados.

Variable	Valor
Temperatura del evaporador (T _E), °C	- 5
Temperatura del condensador (T _C), °C	35
Temperatura del absorbedor (T _A), °C	35
Temperatura de generador (T _G), °C	80 - 130
Eficiencia térmica del intercambiador de calor	0.8
Rendimiento isoentrópico de la bomba	0.8

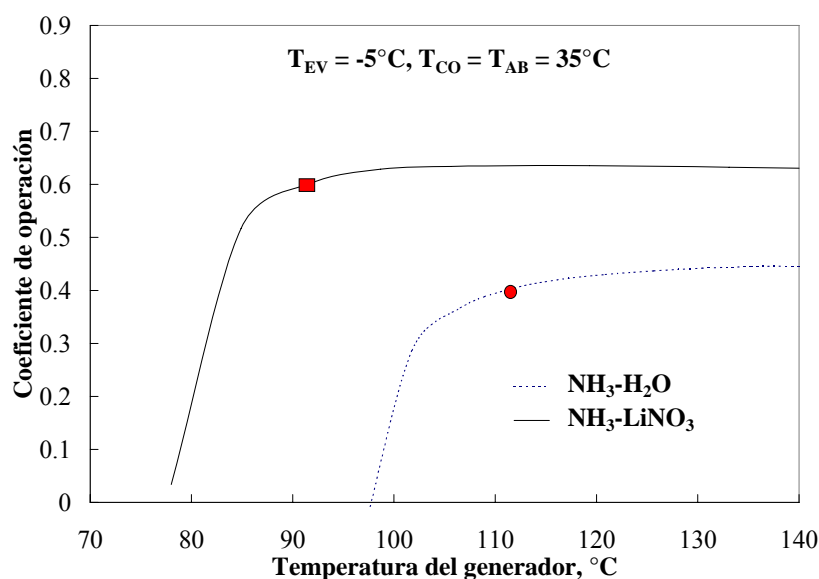


Figura 2.2 Efecto de la temperatura del generador en el COP de un ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa para las mezclas estudiadas.

La tabla 2.2 muestra las condiciones de operación del ciclo seleccionadas, manteniendo la temperatura del condensador y del absorbedor en 35 °C y la temperatura de evaporación en -5 °C, para ambos fluidos de trabajo. Se puede observar en la tabla que el COP es mayor en la mezcla NH₃-LiNO₃, y además se puede activar el ciclo a una temperatura de generación casi 20 °C por debajo de la necesaria para la mezcla NH₃-H₂O. La diferencia que se puede observar en la presión baja del ciclo entre ambos casos

se debe en nuestra opinión a que en el caso del NH₃-H₂O se especificó una concentración del refrigerante de 0.999 y una fracción de vapor de 0.997 a la salida del evaporador.

Tabla 2.2 Condiciones de operación del ciclo de absorción, utilizadas en la simulación del absorbedor, para ambas mezclas de trabajo.

	NH ₃ -H ₂ O	NH ₃ -LiNO ₃
T _A = T _C , °C	35	
T _G , °C	110	90
T _E , °C	-5	
COP	0.39	0.59
Q _{EV} , kW	1.40	
P _B , bar	2.3	3.6
P _A , bar	13.5	13.6
x ₁ , fracción másica de NH ₃	0.388	0.486
x ₄ , fracción másica de NH ₃	0.329	0.438

2.3 MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL DE UN ABSORBEDOR DE BURBUJA

El modelo matemático del absorbedor de burbuja tiene la finalidad de facilitar el estudio del proceso de absorción de la mezcla NH₃-H₂O en un canal de un intercambiador de placas corrugadas, la cual, nos permitirá analizar el comportamiento del absorbedor y predecir sus prestaciones mediante la determinación de los criterios de eficiencia y los perfiles longitudinales de las distintas variables de operación. El intercambiador considerado en este estudio está formado por tres canales (ver figura 2.3a), donde el vapor de amoníaco y la solución entran por el canal central, disipándose el calor (Q_{ENF}) producido por la absorción del vapor de amoníaco en la solución y por el calor sensible de la solución, mientras que por los canales adyacentes fluye una corriente constituida por agua de enfriamiento, que se encarga de extraer el calor Q_{ENF}.

En este modelo se divide el absorbedor en pequeños volúmenes de control basándose en el incremento de pequeñas secciones, como ilustra la figura 2.3b, donde el vapor de amoníaco m_v(i) y la solución m_L(i) entran en paralelo por la parte inferior de cada

sección. La corriente de enfriamiento m_{ENF} entra por la parte superior en contracorriente con la solución y el vapor de amoníaco. Las corrientes de salida del líquido, vapor y enfriamiento están representados por $m_L(i+1)$, $m_V(i+1)$ y m_{ENF} , respectivamente. El calor generado Q_{ENF} es extraído por la corriente de enfriamiento m_{ENF} , x e y son las fracciones másicas en amoníaco de la corriente en fase líquida y de vapor, respectivamente y ΔL es el incremento longitudinal del absorbedor. Además tiene la característica de tomar en cuenta las resistencias térmicas que van desde la fase vapor, cruzando por la zona interfacial entre el vapor y la solución, hasta el fluido de enfriamiento.

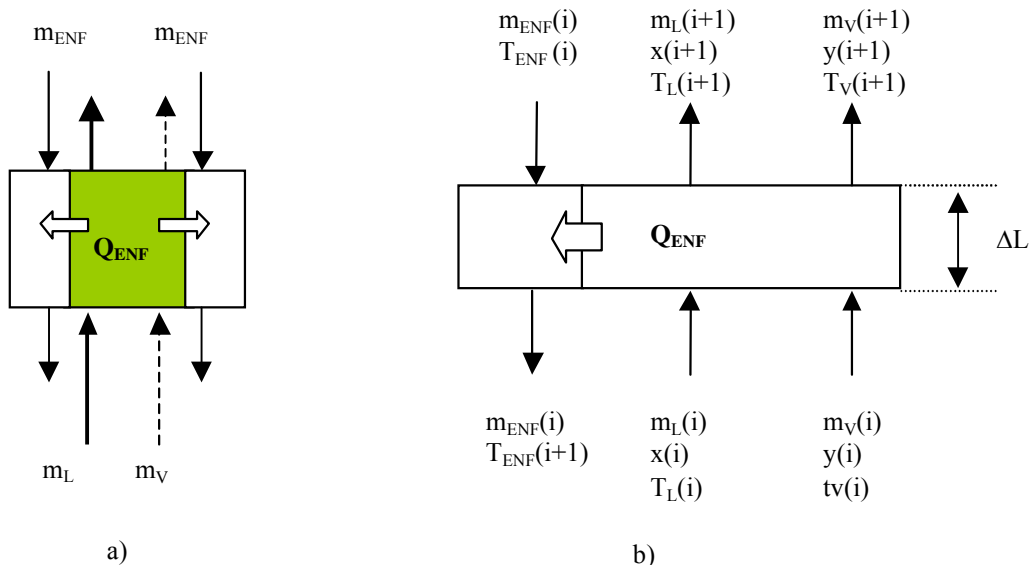


Figura 2.3 Volumen de control para una pequeña sección del intercambiador.

Como se puede observar en la figura 2.3b se eliminó uno de los dos canales de enfriamiento de la configuración original, pero se mantuvieron las mismas áreas de contacto como si utilizará los dos canales, por lo cual, la dirección del calor solo fluirá en un solo sentido. Esta modificación se llevó a cabo por motivos de simplificación.

2.3.1 Hipótesis

El modelo está basado en las siguientes suposiciones:

- ❑ El absorbedor opera en régimen estacionario.
- ❑ Las fases de líquido y de vapor están en equilibrio en la interfase.
- ❑ Las burbujas de vapor de amoníaco son consideradas esféricas.
- ❑ La velocidad de las burbujas a lo largo del absorbedor es constante.
- ❑ Se desprecian las pérdidas de presión en el absorbedor.

2.3.2 Ecuaciones básicas

Las ecuaciones utilizadas para la formulación matemática del modelo propuesto, se basan en los balances de materia y energía y en la ecuación de transferencia de calor en cada sección. A partir de dichas ecuaciones, se calculan las condiciones de salida. A continuación se presentan las ecuaciones básicas establecidas en cada volumen de control del modelo desarrollado.

Los balances *global y parcial de materia* se utilizan para relacionar los caudales másicos y composiciones a la entrada y salida de cada corriente tanto en la fase líquida como vapor para cada sección.

$$m_V(i+1) + m_L(i+1) = m_V(i) + m_L(i) \quad (2.18)$$

$$m_V(i+1) y(i+1) + m_L(i+1) x(i+1) = m_V(i) y(i) + m_L(i) x(i) \quad (2.19)$$

El *balance de energía* es calculado tomando en cuenta las corrientes de vapor y de líquido en el lado caliente, como lo indica la siguiente ecuación:

$$Q_{ENF} = m_L(i+1) h_L(i+1) - m_L(i) h_L(i) + m_V(i+1) h_V(i+1) - m_V(i) h_V(i) \quad (2.20)$$

donde h_L y h_V son las entalpías específicas del líquido y del vapor, respectivamente.

La ecuación *de transferencia de calor* tiene en cuenta las resistencias a la transferencia de calor desde el seno de la solución hasta el agua de enfriamiento (Ecuación 2.22). Por lo que se refiere al gradiente de temperaturas, se ha considerado la diferencia entre las entradas de solución y agua de enfriamiento:

$$Q_{ENF} = UA [T_L(i) - T_{ENF}(i)] \quad (2.21)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_L} + \frac{\Delta_M}{k_M} + \frac{1}{h_{ENF}}} \tag{2.22}$$

donde U , h_L y h_{ENF} son los coeficientes de transferencia de calor global, de solución líquida y agua de enfriamiento en $\text{kW/m}^2 \text{K}$, respectivamente, k_M es la conductividad térmica de la placa en kW/m K , Δ_M es el grosor de la placa en m y A es el área de transferencia de calor en m^2 .

2.3.3 Balance de masa en la interfase

Para calcular el calor disipado y el flujo absorbido en cada sección, Colburn, en 1937, formuló las ecuaciones básicas para la transferencia de calor y masa, estableciendo que en una disolución existe una interfase entre la fase líquida y gaseosa (figura 2.4), causando dos resistencias a la transferencia de masa y calor (debido al gradiente de concentraciones y por la conducción). La primera resistencia se encuentra entre el seno del vapor y la interfase, y la segunda entre la interfase y el seno del líquido.

La interfase considerada como una zona que se encuentra entre la fase líquida y vapor, donde no existe acumulación de calor, ni masa, se encuentra en condiciones de equilibrio y no existe resistencia de materia, ni térmica.

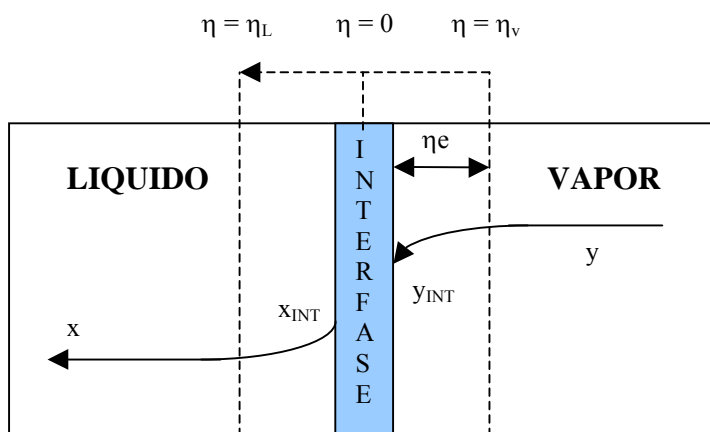


Figura 2.4 Balance de materia en el volumen de control para un proceso de absorción.

La formulación de las ecuaciones está basada en las siguientes consideraciones.

- Las fases de vapor y de líquido en la interfase están en equilibrio a la temperatura interfacial y la presión del absorbedor.
- La resistencia de la fase de vapor y de líquida a la transferencia de calor y masa se localiza en una capa límite laminar de espesor η .

El flujo de amoníaco que atraviesa la capa límite desde el seno de vapor hasta la interfase se determina con la siguiente expresión:

$$N_{NH_3} = (N_{NH_3} + N_{H_2O})y_{NH_3} - \rho_V \beta_V \left(\frac{dy_{NH_3}}{d\eta} \right) \quad (2.23)$$

donde N_{NH_3} y N_{H_2O} representan los flujos absorbidos de amoníaco y de agua en la interfase, respectivamente; ρ_V y β_V son la densidad y la difusividad de la mezcla en fase vapor; y es la fracción másica de amoníaco en la fase vapor, y η es el espesor de la capa límite correspondiente a la resistencia de la transferencia de masa. El primer término de la ecuación 2.24 está relacionado con la convección másica, mientras que el otro término representa la difusión molecular.

Dividiendo la ecuación anterior por el término $(N_{NH_3} + N_{H_2O})$ e introduciendo el termino $z = \frac{N_{NH_3}}{N_{NH_3} + N_{H_2O}}$ se obtiene la siguiente ecuación

$$z = y_{NH_3} - \frac{\rho_V \beta_V}{N_{NH_3} + N_{H_2O}} \left(\frac{dy_{NH_3}}{d\eta} \right) \quad (2.24)$$

La integración de la ecuación anterior entre las condiciones de contorno de la capa límite de transferencia de masa que va desde $\eta = \eta_V$ (y) hasta $\eta = 0$ (y_{INT}), tal como se muestra en la figura 2.4, permite calcular el flujo absorbido considerando *la fase vapor*.

$$\int_{\eta_V}^0 (N_{NH_3} + N_{H_2O}) d\eta = -\rho_V \beta_V \int_y^{y_{INT}} \frac{dy_{NH_3}}{z - y_{NH_3}} \quad (2.25)$$

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = \frac{\rho_V \beta_V}{\eta_V} \left(\ln \frac{z - y_{INT}}{z - y} \right) \quad (2.26)$$

Por último se tiene:

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = km_V \left(\ln \frac{z - y_{INT}}{z - y} \right) \quad (2.27)$$

donde km_V es el coeficiente de transferencia de masa en la fase vapor, z es la relación del flujo de amoníaco entre el flujo de la solución absorbido en la interfase, por último y es la fracción másica de amoníaco en la fase vapor.

El flujo absorbido considerando la *fase líquida* es calculado del mismo modo que en la fase vapor, obteniendo la siguiente expresión:

$$N_{NH_3} = (N_{NH_3} + N_{H_2O})x_{NH_3} - \rho_L \beta_L \left(\frac{dx_{NH_3}}{d\eta} \right) \quad (2.28)$$

Las condiciones de contorno van de $\eta = 0$ (x_{INT}) hasta $\eta = \eta_L$ (x).

$$\int_0^{\eta_L} (N_{NH_3} + N_{H_2O}) d\eta = -\rho_L \beta_L \int_{x_{INT}}^x \frac{dx_{NH_3}}{z - X_{NH_3}} \quad (2.29)$$

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = km_L \left(\ln \frac{z - x}{z - x_{INT}} \right) \quad (2.30)$$

donde km_L es el coeficiente de transferencia de masa en la fase líquida, x es la fracción másica de amoníaco en la fase líquida.

Por último, como se considera que no hay acumulación de materia en la interfase, el flujo absorbido en la fase líquida y vapor debe ser el mismo.

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = km_L \left(\ln \frac{z - x}{z - x_{INT}} \right) = km_V \left(\ln \frac{z - y_{INT}}{z - y} \right) \quad (2.31)$$

2.3.4 Balance de energía en la interfase

Los gradientes de temperatura entre la interfase y el seno de las fases líquida y vapor generan dos flujos de calor. El primero corresponde al calor sensible que se transfiere de la interfase hasta el seno del vapor (Q_{SENV}) y el segundo al calor sensible que va de la

interfase hasta el seno del líquido ($Q_{SEN L}$) como lo ilustra la figura 2.5. Así, la energía disipada en la interfase se reparte hacia la fase líquida y el vapor.

El cálculo del calor sensible esta dado por la siguiente expresión general:

$$Q_{SEN} = k \left(-\frac{dT}{dz} \right) + (N_A C_{p_A} + N_B C_{p_B}) (T - T_{INT}) \quad (2.32)$$

donde Q_{SEN} es el calor sensible debido a la transferencia de masa en la capa límite, es decir, el flujo de energía que va del seno de la fase hasta la interfase; C_{p_A} y C_{p_B} son las capacidades caloríficas de los componentes A y B, respectivamente; N_A y N_B son los flujos másicos que atraviesan la zona interfacial asociados a cada uno de los componentes A y B; k es la conductividad térmica. El primer término de la ecuación 2.32 está asociado a la conductividad térmica de la capa límite y el segundo es debido al flujo de materia.

El *calor sensible del vapor* (Q_{SENV}) es calculado siguiendo el mismo procedimiento de la sección 2.3.3, el calor transferido desde la interfase hacia el seno del vapor se obtiene integrando la ecuación 2.32 con las siguientes condiciones de contorno: $z = z_V$ (T_V) hasta $z = 0$ (T_{INT}), quedando finalmente la siguiente ecuación:

$$cte_v = \frac{N_{NH_3} C_{p_{V,NH_3}} + N_{H_2O} C_{p_{V,H_2O}}}{1 - e^{-\frac{h_v}{N_{NH_3} C_{p_{V,NH_3}} + N_{H_2O} C_{p_{V,H_2O}}}}} [h_v \Delta A_{masa}] \quad (2.33)$$

$$Q_{SENV} = cte_v [(T_V - T_{INT})] \quad (2.34)$$

donde h_v es el coeficiente de transferencia de calor interfacial en la fase vapor; A_{masa} es el área de transferencia de masa; T_V y T_{INT} son las temperaturas en el seno del vapor y en la interfase, respectivamente. $C_{p_{V,NH_3}}$ y $C_{p_{V,H_2O}}$ son las capacidades caloríficas en fase vapor del amoníaco y del agua, respectivamente.

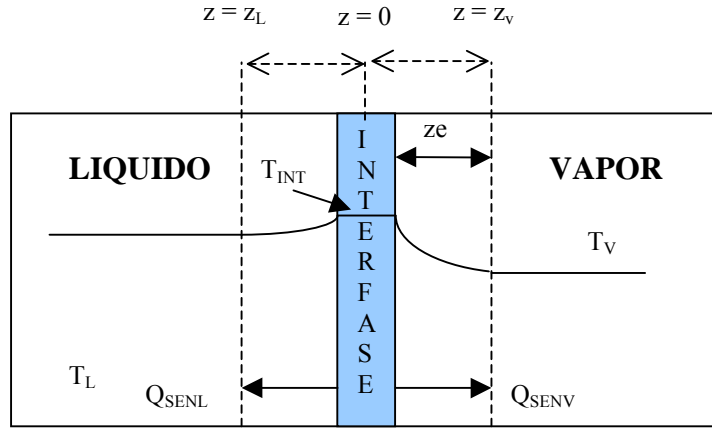


Figura 2.5 Balance de energía en un volumen de control para un proceso de absorción

El cálculo del *calor sensible del líquido* (Q_{SENL}) se obtiene aplicando el mismo procedimiento al calor sensible del vapor, e integrando con los límites $z = 0$ (T_{INT}) y $z = z_L$ (T_L), obteniéndose finalmente la siguiente ecuación:

$$cte_L = \frac{N_{NH_3}Cp_{L,NH_3} + N_{H_2O}Cp_{L,H_2O}}{1 - e^{-\frac{h_L}{N_{NH_3}Cp_{L,NH_3} + N_{H_2O}Cp_{L,H_2O}} [h_L dA_{masa}]}} \quad (2.35)$$

$$Q_{SENL} = cte_L (T_{INT} - T_L) \quad (2.36)$$

donde T_L es la temperatura en el seno del líquido, h_L es el coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida, Cp_{L,NH_3} y Cp_{L,H_2O} son las capacidades caloríficas de las fases líquida del amoníaco y del agua, respectivamente.

El *calor latente interfacial* (Q_λ) es la energía generada por el cambio fase del amoníaco y agua en la interfase y esta dada por la siguiente ecuación:

$$Q_\lambda = (N_{NH_3} + N_{H_2O}) * \lambda_{AB} * \Delta A_{masa} \quad (2.37)$$

$$\lambda_{AB} = h_{V,INT} - h_{L,INT} \quad (2.38)$$

donde λ_{AB} es la entalpía de cambio de fase o calor latente específico, $h_{V,INT}$ y $h_{L,INT}$ son las entalpías específicas de la fase vapor y de líquido en la interfase, respectivamente.

2.3.5 Correlaciones empíricas

Los parámetros involucrados en el modelado matemático presentados en la sección anterior requieren valores que deben ser específicos para la geometría del intercambiador de calor, tipo de fluido y condiciones de operación, pero debido a que no se ha encontrado en la bibliografía abierta información específica, se tuvieron que emplear ecuaciones empíricas que relacionan principalmente números adimensionales y propiedades termofísicas y de transporte del fluido de trabajo.

2.3.5.1 Coeficientes de transferencia de calor

La característica principal de este modelo es la consideración de las resistencias térmicas que van desde la burbuja de amoníaco hasta el fluido de enfriamiento, teniendo un total de cinco, como lo muestra la figura 2.6: vapor interfacial ($R_{SEN,V}$), líquido interfacial (R_{SENL}), seno del líquido (R_L), metal (R_M) y por el fluido de enfriamiento (R_{ENF}). En esta figura se muestran las resistencias térmicas con sus correspondientes coeficientes de transferencia. A continuación se describe cada uno de ellos, a excepción de la conductividad térmica de la pared del intercambiador (k_M), este parámetro fue obtenido por Incropera et al (1990).

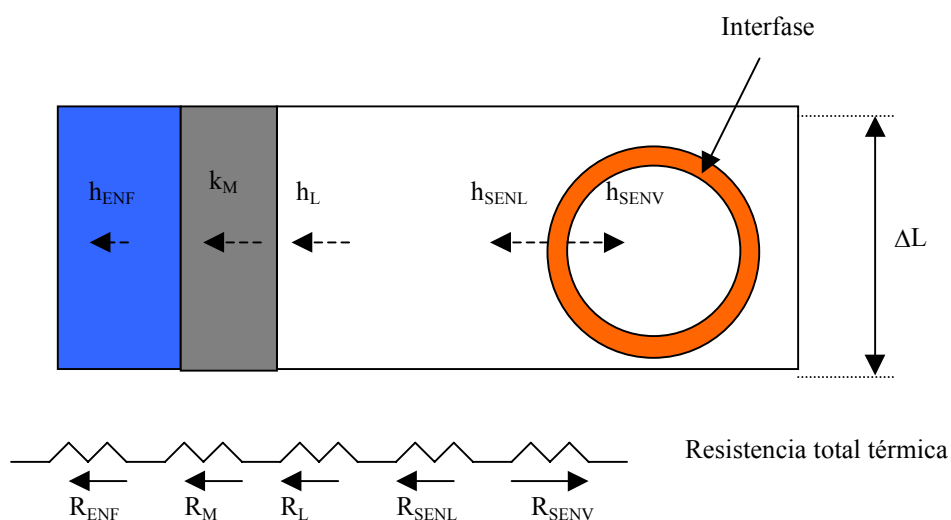


Figura 2.6 Esquema de las resistencias de transferencia de calor en el absorbedor de burbujas

El *coeficiente de transferencia de calor sensible en la fase líquida* (h_{SENL}) se refiere al calor transferido desde la interfase al seno del líquido. Deckwer en 1980, propuso para su cálculo una ecuación que relaciona principalmente la velocidad del gas y las propiedades termofísicas de la fase líquida. Esta ecuación se basa en la teoría de Kolmogoroff que considera que la energía de disipación es localmente isotrópica por la formación de remolinos a micro escalas, no importa si los remolinos se muevan isotrópicamente o no. Además en el supuesto que la energía de disipación por los remolinos está principalmente gobernada por fuerzas viscosas:

$$h_{SENL} = 0.1 \left(\frac{\rho_L v_V d_B}{\mu_L} \right)^{-0.25} \left(\frac{v_V^2}{g d_B} \right)^{-0.25} \left(\frac{\mu_L C_{pL}}{k_L} \right)^{-0.5} \rho_L C_{pL} v_V \quad (2.39)$$

donde v_V es la velocidad del vapor, ρ_L es la densidad del líquido, d_B es el diámetro de la burbuja, k_L es la conductividad térmica, μ_L es la viscosidad dinámica del líquido y g es la aceleración de la gravedad.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de *calor sensible* entre la interfase y la fase vapor (h_{SENV}) se ha considerado la correlación propuesta por Clift et al. (1978):

$$h_{SENV} = 1.4 \frac{A_S C_{pV}}{A_p} \left(\frac{Sc_V}{Pr_V} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{48 \sigma \beta_V^2}{\pi^2 d_B \rho_L (2 + 3 \rho_V / \rho_L)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.40)$$

donde Sc_V y Pr_V son los Números de Schmidt y Prandtl en fase vapor, respectivamente, A_p y A_S son los valores del área proyectada y superficial de la burbuja (m^2), respectivamente, σ es la tensión superficial (N/m) y β_V es la difusividad en fase vapor (m^2/s).

El *coeficiente de transferencia de calor por convención en el líquido* (h_L) se refiere al calor transferido desde el seno de la solución hacia la pared del absorbedor. Este coeficiente ha de tener en cuenta la presencia de las burbujas de vapor en la fase líquida. Para ello, se calcula primero un coeficiente de transferencia de calor en fase líquida utilizando las siguientes correlaciones propuestas por Hewitt (1998) para diferentes regímenes en intercambiadores de placa con un ángulo de corrugación de 60° :

Régimen Laminar (Reynolds < 40):

$$\frac{h^* l}{k} = 0.562 Re^{0.326} Pr^{0.33} \quad (2.41)$$

Régimen Transición (Reynolds 40 – 400):

$$\frac{h^*l}{k} = 0.306 \text{Re}^{0.529} \text{Pr}^{0.33} \quad (2.42)$$

Régimen turbulento (Reynolds > 400):

$$\frac{h^*l}{k} = 0.108 \text{Re}^{0.703} \text{Pr}^{0.33} \quad (2.43)$$

A continuación, este coeficiente se multiplica por un factor de corrección que considera la fracción del vapor en el líquido (Herbine y Perez-Blanco, 1995).

$$h_L = h(1 - RVL)^{-0.8} \quad (2.44)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor para una fase y h_L es el coeficiente del líquido tomando en cuenta la fracción vapor y RVL es la relación vapor-líquido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección en el medio de enfriamiento (h_{ENF}) corresponde al calor transferido desde la pared hasta el seno del agua. Este coeficiente es calculado utilizando agua como fluido de enfriamiento y en condiciones sin cambio de fase, por lo cual, las ecuaciones 2.41 a la 2.43 pueden utilizarse.

2.3.5.2 Coeficientes de transferencia de masa

El coeficiente de transferencia de masa en la fase líquida (km_L) se refiere al flujo de materia que va desde el seno del líquido hasta la interfase. Akita y Yoshida (1974), proponen una correlación a partir de datos experimentales obtenidos en una columna de 2.5 m de alto, inyectando aire y oxígeno en soluciones líquidas de diferentes viscosidades. La correlación obtenida por estos autores es la siguiente:

$$km_L = 0.5 \left(\frac{v_L}{\beta_L} \right)^{0.5} \left(\frac{gd_B^3}{\left(\frac{\mu_L}{\rho_L} \right)^2} \right)^{0.25} \left(\frac{gd_B^2 \rho_L}{\sigma} \right)^{\frac{3}{8}} \frac{\beta_L}{d_B} \quad (2.45)$$

El coeficiente de transferencia de masa desde el seno del vapor hasta la interfase (km_v), se ha determinado a partir de la siguiente correlación de Clift et al. (1978):

$$km_v = 1.4 \left(\frac{48\sigma\beta_v^2}{\pi^2 d_B^3 \rho_L (2 + 3\rho_v/\rho_L)} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{A_s}{A_p} \quad (2.46)$$

donde km_L y km_v son los coeficientes de transferencia de masa en las fases líquida y vapor, respectivamente.

2.3.5.3 Diámetro de la burbuja

Treybal (1981), presenta una serie de correlaciones para el cálculo del diámetro de la burbuja a diferentes regímenes para un recipiente lleno de agua donde se inyecta aire por la parte inferior. El autor explica que en general el tamaño de las burbujas depende de la velocidad del flujo a través del orificio, del diámetro de inyección, las propiedades del fluido y el alcance de la turbulencia prevaleciente en el líquido.

El diámetro de burbuja en *flujo laminar* puede calcularse relacionando la fuerza flotante de la burbuja inmersa en líquido $(\pi/6)d_B^3 \Delta\rho g / g$, la cual, tiende a subir lejos del orificio, mientras que la fuerza $\pi d_o \sigma$ ocasionada por la tensión superficial tiende a retenerlo al orificio (Krevelen, 1950). Entonces relacionando estos dos términos y si el

caudal volumétrico en el orificio (vol_o) es menor que $\left[\frac{20(\sigma d_o g)^5}{(g\Delta\rho)^2 \rho_L^3} \right]^{\frac{1}{3}}$, entonces el diámetro de burbuja estará dado por la siguiente expresión:

$$d_B = \left(\frac{6\sigma d_o}{g\rho_L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.47)$$

donde $\Delta\rho$ es la diferencia de densidades entre el líquido y el vapor (kg/m^3), d_o es el diámetro del orificio (m) y g es la gravedad (m/s^2).

En el *flujo intermedio* el tamaño de las burbujas son más grandes que las descritas anteriormente, sin embargo son bastante uniforme todavía, estos forman cadenas más

bien que burbujas. Si $vol_o > \left[\frac{20(\sigma d_o g)^5}{(g\Delta\rho)^2 \rho_L^3} \right]^{\frac{1}{3}}$ y $Re_o < 2100$ se cumplen, entonces el

diámetro de la burbuja se puede calcular como:

$$d_B = \left(\frac{72\rho_L}{\pi^2 g \Delta\rho} \right)^{\frac{1}{5}} Q_G^{0.4} \quad (2.48)$$

donde Q_G es el caudal volumétrico del vapor (m^3/s) y Re_O es el Número de Reynolds calculado para el orificio del tubo de inyección.

Al no disponer de datos experimentales para la zona de *flujo en transición* ($Re_O = 2100$ y $Re_O = 10\ 000$), se sugiere que d_B puede ser aproximado por una línea recta en coordenadas logarítmicas entre los puntos dados para un diámetro de burbuja.

$$d_B = -0.000002 * Re_O + 0.0216 \quad (2.49)$$

Según Leibson (1956), en el *flujo turbulento* se forman chorros de gas, las cuales suben por el orificio y se rompen en burbujas a cierta distancia. Estas burbujas son de tamaño pequeño, incluso más pequeñas que las descritas en el régimen transitorio y tienen un tamaño no uniforme. Para flujos comprendidos entre $Re_O = 10\ 000$ a $50\ 000$ y diámetros del orificio comprendidos entre $0.4 - 1.6$ mm, el diámetro es calculado con la siguiente correlación:

$$d_B = 0.0071 Re_O^{-0.05} \quad (2.50)$$

Las correlaciones (2.47 a 2.50) fueron comparadas con las propuestas por Kang et al. (2002) y Bhabarahu (1978), dando resultados muy parecidos a los obtenidos por ambos autores. Las correlaciones presentadas por Kang et al., son específicas para la mezcla NH_3-H_2O , pero no pudieron ser utilizadas debido a que opera a velocidades de caudal de vapor en el orificio muy por debajo de las condiciones de operación de este trabajo. Por otro lado, los valores del caudal de vapor que presenta Bhabarahu concuerdan razonablemente con los de los obtenidos por correlaciones que presenta Treybal a las condiciones de trabajo.

2.3.5.4 Relación vapor-líquido

La relación vapor-líquido (RVL) es definida como la fracción de vapor que sube en una columna en relación con el líquido. Hikita et al. (1980) proponen una correlación recopilando datos experimentales obtenidos en una columna de burbujeo inyectando

aire en diferentes soluciones salinas. El autor concluye que el diámetro de la columna, el inyector, y la altura del tubo de inyección de vapor dentro de la columna del líquido afectan muy poco a la fracción de vapor. Los factores que si tienen una cierta influencia son la velocidad del gas, las densidades del líquido y del vapor, las viscosidades del líquido y del vapor, la tensión superficial y la aceleración de la gravedad.

$$RLV = 0.672 f \left(\frac{v_V \mu_L}{\sigma} \right)^{0.578} \left(\frac{\mu^4 g}{\rho_L \sigma^3} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_l} \right)^{0.062} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0.107} \quad (2.51)$$

Para:

$$0 < I < 1.0 \quad \text{g-ion/l} \quad \text{entonces} \quad f = 10^{0.0414}$$

$$I > 1.0 \quad \text{g-ion/l} \quad \text{entonces} \quad f = 1.1$$

Los autores comentan que la RVL es ligeramente más elevada para soluciones salinas (dependiendo de la naturaleza del electrolito y de la concentración) que para líquidos puros no electrolitos. Esto puede explicarse por la formación de burbujas más pequeñas, debido a que las soluciones electrolíticas se caracterizan por resistirse a la unión de las burbujas.

La correlación (2.51) fue comparada con las reportadas por Treybal (1981), dando valores muy parecidos, pero se escogió esta correlación debido a que es más específica para soluciones electrolíticas.

2.3.5.5 Área interfacial

Treybal (1981), calcula el área interfacial a partir de la mezcla vapor-líquido que contiene un volumen de gas (RVL) compuesta de n burbujas, teniendo entonces: $n = RVL / (\pi d_B^3 / 6)$. Si el área interfacial por unidad de volumen es A_{INT} , entonces: $n = A_{INT} / \pi d_B^2$, y el área interfacial se puede calcular mediante la expresión:

$$A_{INT} = \frac{6RVL}{d_B} \quad (2.52)$$

2.3.6 Método de resolución

La resolución del sistema de ecuaciones establecido en las secciones anteriores requiere procedimientos iterativos para la temperatura interfacial (T_{INT}), la relación del flujo de amoníaco y el flujo total absorbido en la interfase (z), y la temperatura de entrada del agua de enfriamiento ($T_{ENF,ENT}$). Por una parte T_{INT} y z han de resolverse simultáneamente, ya que no pueden expresarse en ecuaciones independientes, por lo cual, la convergencia de estos dos parámetros se obtiene cuando el balance de energía en la interfase (descrita mas adelante en el punto 8) se cumpla. Por otro lado, como la corriente del agua de enfriamiento entra en contracorriente con la solución y el vapor, debe de proponerse una temperatura final para empezar el cálculo, la convergencia se alcanza cuando la temperatura de enfriamiento final calculada por el programa sea igual a la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada.

A continuación se presentan los pasos de la secuencia de cálculo del método empleado

1) Inicialización de la temperatura de salida del agua de enfriamiento

Como no se conoce la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del absorbedor, se supone un valor inicial para esta temperatura final ($T_{ENF,F}$), y se inicia el primer bucle de iteración, tal como se muestra en la figura 2.7.

2) Inicialización de las corrientes de entrada al volumen de control

Como condiciones de entrada se tienen los siguientes datos:

- Temperatura a la entrada del absorbedor para la solución, $T_L(i)$ y vapor, $T_V(i)$.
- Concentraciones de amoníaco de las corrientes líquida, $x(i)$, y de vapor, $y(i)$, a la entrada del absorbedor.
- Caudal másico a la entrada del absorbedor para la solución, $m_L(i)$, para el vapor, $m_V(i)$ y el agua de enfriamiento, $m_{ENF}(i)$.
- Presión de trabajo del absorbedor P_A .
- Dimensiones de las placas del intercambiador.
- Dimensiones del tubo de inyección de vapor.

- Incremento de la longitud del absorbedor ΔL .

3) Determinación de las condiciones interfaciales

En este punto se supone un valor para la temperatura interfacial (T_{INT}) y se calculan las composiciones correspondientes a la interfase del vapor, y_{INT} y del líquido x_{INT} . Estas composiciones se calculan a partir de la presión del absorbedor, de la temperatura interfacial y suponiendo que existen condiciones de equilibrio de fases.

4) Cálculo de las propiedades termofísicas del fluido de trabajo y de los parámetros del modelo

Una vez establecidas los valores de las distintas variables de trabajo a la entrada del volumen de control, se procede con el cálculo de las propiedades físicas de los fluidos y parámetros para la resolución del modelo, tales como el área interfacial, diámetro de la burbuja, coeficientes de transferencia, etc.

5) Inicialización de la relación del flujo absorbido en la interfase, z

En este punto se propone un valor inicial de z, definido como la relación entre el flujo de amoníaco absorbido y el flujo total en la interfase, tal como se presenta en la siguiente ecuación:

$$z = \frac{N_{NH_3}}{N_{NH_3} + N_{H_2O}} \quad (2.53)$$

En este punto se desarrolla el tercer bucle de iteración del programa, como lo indica la figura 2.7.

6) Cálculo del flujo absorbido a partir de las ecuaciones de difusión

Debido a que los flujos absorbidos en la interfase en las fases líquida y vapor deben ser el mismo, el flujo absorbido de amoníaco en la fase líquida puede calcularse a partir de la z propuesta utilizando la ecuación 2.31, como a continuación se presenta:

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = km_L \left(\text{In} \frac{z - x(i)}{z - x_{INT}} \right) \quad (2.54)$$

Una vez que se tiene el flujo absorbido en fase líquido, se compara con la ecuación de difusión en la fase vapor y se calcula un nuevo valor de z (z_C)

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = km_V \left(\ln \frac{z_C - y_{INT}}{z_C - y(i)} \right) \quad (2.55)$$

Después se comparan la z propuesta (z) con la z calculada (z_C). En el caso de que no satisfagan la tolerancia fijada, se regresa al punto 5 proponiendo una nueva z , comenzando así una nueva iteración.

7) Cálculo del caudal y composiciones del líquido y del vapor a la salida del volumen de control

Una vez obtenidos los flujos absorbidos en cada volumen de control, se realiza un balance de materia para calcular los flujos y concentraciones de las corrientes de líquido y vapor a la entrada del siguiente volumen de control, los cuales están dados por las siguientes ecuaciones.

Balance de materia global

$$m_L(i+1) = m_L(i) + ((N_{H_2O} + N_{NH_3}) \Delta A_{masa}) \quad (2.56)$$

$$m_V(i+1) = m_V(i) - ((N_{H_2O} + N_{NH_3}) \Delta A_{masa}) \quad (2.57)$$

Balance de materia para el amoníaco

$$m_V(i+1) y(i+1) = (m_V(i) y(i)) - (N_{H_2O} + N_{NH_3}) \Delta A_{masa} z \quad (2.58)$$

$$m_L(i+1) x(i+1) = (m_L(i) x(i)) + (N_{H_2O} + N_{NH_3}) \Delta A_{masa} z \quad (2.59)$$

$$\Delta A_{masa} = A_{INT} A_{PASO} \Delta L \quad (2.60)$$

donde ΔA_{masa} es el incremento del área de transferencia de masa, A_{PASO} es el área de la sección de paso del absorbedor y A_{INT} es el área interfacial. Cabe mencionar que el área interfacial es un parámetro muy importante para el diseño de los absorbedores, ya que este parámetro controla la transferencia de masa, el cual, determina el flujo de absorción.

8) Cálculo de la temperatura de la interfase a partir del balance de energía

En este punto se evalúa la temperatura interfacial propuesta en el punto 2. Esta variable se calcula por un proceso iterativo aplicando el método de la secante. La convergencia es alcanzada cuando satisface el balance de energía en la interfase como a continuación se presenta.

Balance de energía interfacial

$$Q_{\lambda} = Q_{SENL} + Q_{SENV} \quad (2.61)$$

9) Cálculo de las temperaturas del líquido y del vapor en el siguiente volumen de control y del flujo de calor disipado

El cálculo de la entalpía de las corrientes de vapor y de líquido, y del calor disipado (Q_{ENF}) se realiza a partir de los balances de energía y aplicando la ecuación de transferencia de calor en el volumen de control (ver figura 2.8).

Balance de energía en la fase vapor

$$m_{V(i+1)} h_{V(i+1)} = Q_{SENV} + m_{V(i)} h_{V(i)} - N_{NH_3} h_{NH_3,INT,V} - N_{H_2O} h_{H_2O,INT,V} \quad (2.62)$$

donde $h_{NH_3,INT,V}$ y $h_{H_2O,INT,V}$ son las entalpías específicas en la interfase de la fase vapor para el amoníaco y agua, respectivamente

Balance de energía en la fase líquida

$$m_{L(i+1)} h_{L(i+1)} = Q_{SENL} - Q_{ENF} + m_{L(i)} h_{L(i)} + N_{NH_3} h_{NH_3,INT,L} + N_{H_2O} h_{H_2O,INT,L} \quad (2.63)$$

Ecuación de transferencia de calor entre la solución y el agua de enfriamiento

El valor del calor disipado (Q_{ENF}) se obtiene aplicando la ecuación de transferencia de calor, como lo indica la ecuación 2.21.

Una vez calculadas todas las entalpías de la siguiente sección, es posible ahora calcular las temperaturas de la corriente líquida y vapor para dicha sección a partir de la presión, concentración y entalpía.

Balance de energía en el fluido de enfriamiento

La temperatura del agua de enfriamiento a la salida del volumen de control se calcula a partir del balance de energía en el lado de enfriamiento, mediante la siguiente ecuación:

$$T_{ENF}(i+1) = \frac{Q_{ENF}}{Cp_{ENF}(i) m_{ENF}(i)} + T_{ENF}(i) \quad (2.64)$$

Una vez calculado todos los datos se evalúan la sumatoria de los incrementos de longitud del absorbedor, si $\Sigma \Delta L(i) = L$ se pasa al punto 10, y si $\Sigma \Delta L(i) < L$ se regresa al punto 2, y se incrementa otra pequeña sección tomando como valores de entrada las salidas de la sección y se vuelve a repetir la secuencia de cálculo.

10) Evaluación del residual de la temperatura del agua de enfriamiento

Si $T_{ENF}(i+1)$ es igual a la temperatura de enfriamiento de entrada, se llega al final del cálculo, de otra forma se propone otra temperatura de enfriamiento y se regresa al punto 1.

2.3.7 Validación del código de cálculo desarrollado

Previamente los resultados fueron comparados con los publicados por Kang et al. (1998), para un intercambiador de placas lisas en condiciones de operación de un sistema de absorción GAX (ciclo de absorción con intercambio interno de calor entre el absorbedor y generador) como lo muestra la tabla 2.3. La simulación realizada por dicho autor, al igual que la del presente trabajo tiene en cuenta las resistencias térmicas tanto en la burbuja como en la solución de NH_3-H_2O . La diferencia que existe entre ambos trabajos reside en el cálculo de la temperatura interfacial; Kang et al., lo calculan a partir de la ecuación de transferencia de calor y en el presente trabajo se calcula a partir de un balance de energía en la interfase al igual que Fernandez-Seara et al. (2005).

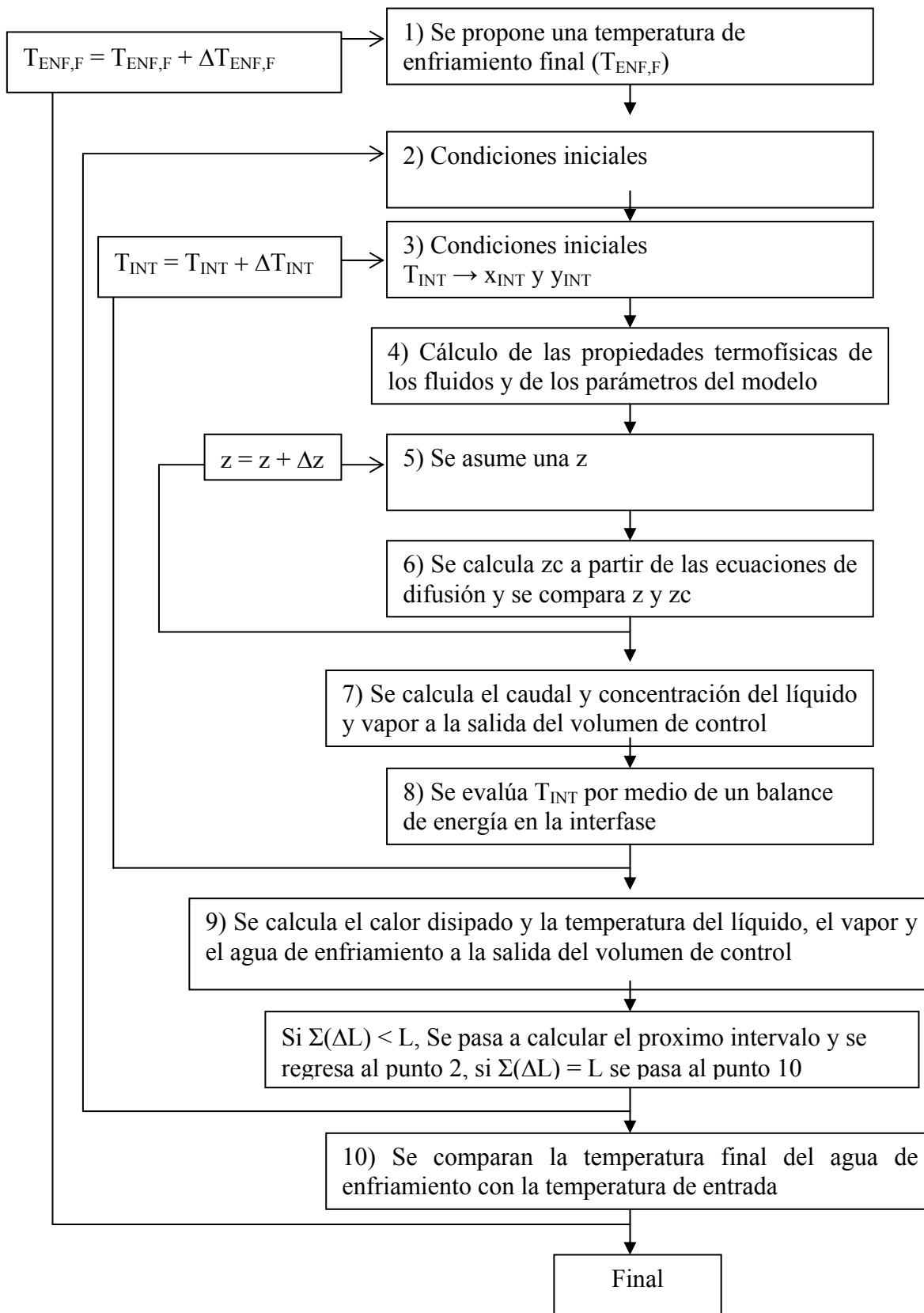


Figura 2.7 Diagrama esquemático del algoritmo utilizado para el desarrollo del modelo

Como se observa las temperaturas y las concentraciones finales de las corrientes fueron muy similares para ambos trabajos, a excepción de la corriente de vapor, debido a que el caudal inyectado fue poco menos de la mitad que la de la bibliografía. Además la concentración del vapor se incrementó ligeramente para este trabajo.

Cabe mencionar que se detectaron errores en la referencia de Kang et al., por lo que se refiere a las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida interfacial y del diámetro de la burbuja.

Tabla 2.3 Datos comparativos de los resultados obtenidos de la simulación del absorbedor de burbuja con los de la Kang et al., (1998).

	Y.K. Kang (1998)		Actual trabajo	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Temperatura líquido, °C	65.8	49.0	65.8	48.4
Temperatura del vapor, °C	28.6	64.0	28.6	43.6
Temperatura enfriamiento, °C	46.4	53.0	46.8	51.0
Caudal del líquido, kg/h	12.8	16.7	12.6	16.0
Caudal del vapor, kg/h	7.5	3.5	3.6	0.4
Caudal de enfriamiento, kg/h	327.3	327.3	327.6	327.6
Porcentaje másico de amoníaco de la solución	28.3	45.2	28.3	42.46
Porcentaje másico de amoníaco en el vapor	98.33	96.70	98.33	99.00
Relación vapor-líquido (RVL)	0.6	0.3	0.6	0.2

2.3.8 Resultados de la simulación

En la tabla 2.4 se muestra la geometría del intercambiador de placas utilizada para la simulación del absorbedor, basado en el prototipo que se utilizará en la parte experimental. Sin embargo en el modelado se tuvo que hacer modificaciones en las dimensiones del diámetro del tubo de inyección (2 mm) y el número de inyectores de vapor (8), esto fue requerido porque el rango de trabajo no se adecuaba a la correlación que calcula el diámetro de la burbuja.

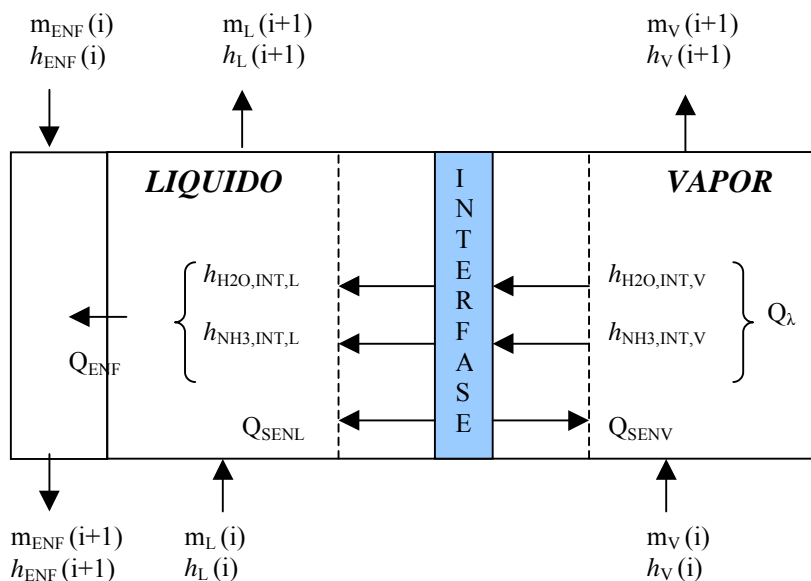


Figura 2.8 Balance de energía en un volumen de control en un proceso de absorción.

Tabla 2.4 Datos geométricos del intercambiador de placas utilizado en el absorbedor.

Geometría	valor
Longitud, cm	50
Ancho, cm	10
Separación de las placas, mm	2
Número de placas	4
Número de inyectores de vapor de NH ₃	8
Diámetro del orificio, mm	2

2.3.8.1 Resultados de la simulación para la mezcla NH₃-H₂O

La tabla 2.5 muestra las condiciones iniciales (establecidas en la sección 2.2.2) y finales en que operó el absorbedor de burbuja. Como se puede observar la solución no llega a absorber totalmente el vapor de NH₃ para las dimensiones establecidas del intercambiador de placas. Además la solución se enfría un $\Delta T = 9.3 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que el vapor de amoníaco se calienta un $\Delta T = 35 \text{ }^\circ\text{C}$. Por último se observa que la concentración de amoníaco del vapor disminuyó de 0.999 hasta 0.987.

Tabla 2.5 Condiciones de las corrientes a la entrada y salida del absorbedor de burbuja con la mezcla de NH₃-H₂O.

Parámetro	Entrada	Salida	Diferencia
Temperatura de la solución, °C	44.5	35.2	9.3
Temperatura del vapor, °C	-5.0	30.6	35.6
Temperatura del agua de enfriamiento, °C	30.0	34.9	4.9
Caudal másico de la solución, kg/s	8.3 10 ⁻³	8.5 10 ⁻³	2 10 ⁻⁴
Caudal másico del vapor, kg/s	3.5 10 ⁻⁴	1.0 10 ⁻⁴	2.5 10 ⁻⁴
Caudal másico del fluido de enfriamiento, kg/s	3.5 10 ⁻²		
Fracción másica de amoníaco de la solución	0.33	0.35	0.02
Fracción másica de amoníaco del vapor	0.999	0.987	0.012
Presión de trabajo, bar	2.3		

La figura 2.9 presenta los perfiles de temperatura de las corrientes a lo largo del absorbedor. Como puede apreciarse, la temperatura interfacial y de la solución son muy parecidas; además ambas corrientes decrecen al final del absorbedor desde un valor de 44.50 hasta 38.80 °C, en cambio la diferencia entre las temperaturas de la interfase y del vapor son muy diferentes, de lo que se deduce que la resistencia térmica en la burbuja es más significativa. También se observa que la temperatura del vapor aumenta muy rápidamente de -5 hasta 28 °C en los 15 cm de la zona de entrada, debido a la gran cantidad de calor disipado por el proceso de absorción en esta zona, después la temperatura crece ligeramente.

En la figura 2.10 se muestra la variación del porcentaje másico de amoníaco de las corrientes de solución y de vapor, así como sus correspondientes valores en la interfase a lo largo del absorbedor. Las concentraciones en la fase líquida y vapor son muy parecidas a las de la interfase, lo que significa que la resistencia a la transferencia de masa es pequeña.

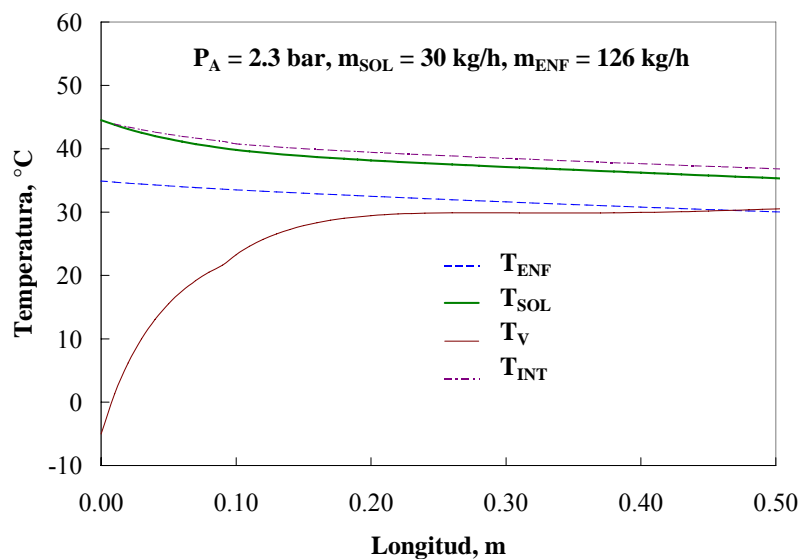


Figura 2.9 Perfil de temperaturas a lo largo del absorbente en el absorbente utilizando un intercambiador de placas con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

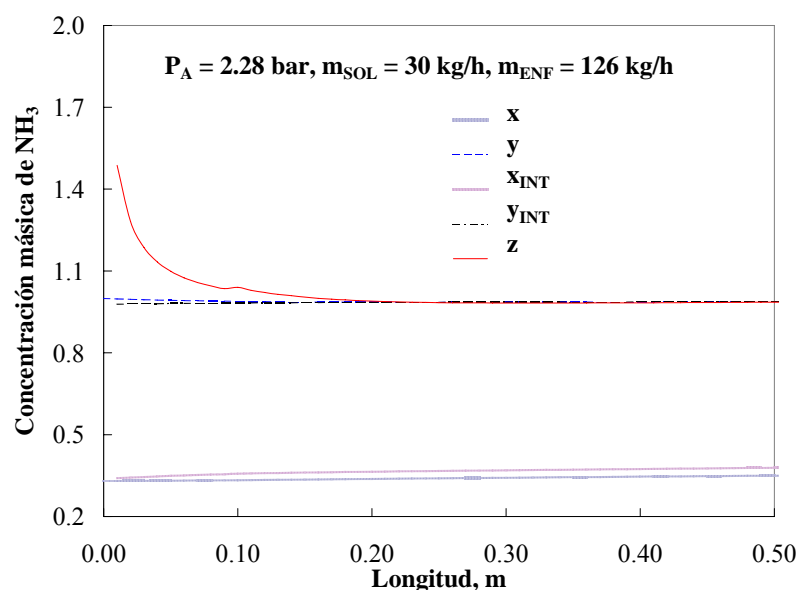


Figura 2.10 Perfil de la concentración de amoníaco de las distintas corrientes en el absorbente de burbujas utilizando un intercambiador de placas con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

La relación del flujo de absorción (z) se mantiene por encima de la unidad hasta una distancia de 17 cm, y después permanece prácticamente constante en un valor igual a 0.999. El parámetro z nos informa acerca de los componentes que se absorben o desorben en cada sección; así, cuando el valor de z es mayor que 1 significa que el agua se está desorbiendo de la fase líquida hacia el vapor, mientras que el amoníaco se

absorbe. En cambio cuando z es menor que 1 ambos componentes pasan de la fase vapor a la líquida (absorción). Esto se puede visualizar con mayor facilidad en la figura 2.11, el flujo de amoníaco por sección siempre se absorbe a lo largo del absorbedor, mientras que el agua presenta una desorción hasta una longitud de 15 cm ($z > 1$) y a partir de esta longitud, ambos componentes se absorben ($z < 1$). En esta misma figura se puede notar que existe una discontinuidad positiva del flujo absorbido a los 9 cm del absorbedor, esto fue debido a que el diámetro de la burbuja cambia de tamaño de 1.7 a 1.3 cm por la disminución del Numero de Reynolds en el orificio, calculando este parámetro con otra ecuación. Por último se observa que el flujo de vapor inyectado no fue totalmente absorbido en los 50 cm de longitud del absorbedor.

En la figura 2.12 se representan gráficamente los coeficientes de transferencia de calor en función de la longitud del absorbedor. Las resistencias térmicas de la solución y de la corriente del agua de enfriamiento afectan de manera similar al coeficiente global de transferencia de calor, U , ocasionado tal vez, por los bajos caudales de ambas corrientes. El valor de U se mantiene casi constante en $1.2 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ a lo largo del absorbedor. Por otra parte la resistencia térmica en la burbuja fue afectada significativamente por el vapor ($h_{V,INT}$) que por el líquido ($h_{L,INT}$). El valor de $h_{L,INT}$ fue afectado por la disminución de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor cambiando su valor de 9 hasta $7 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$, mientras que el valor de $h_{V,INT}$ permaneció constante.

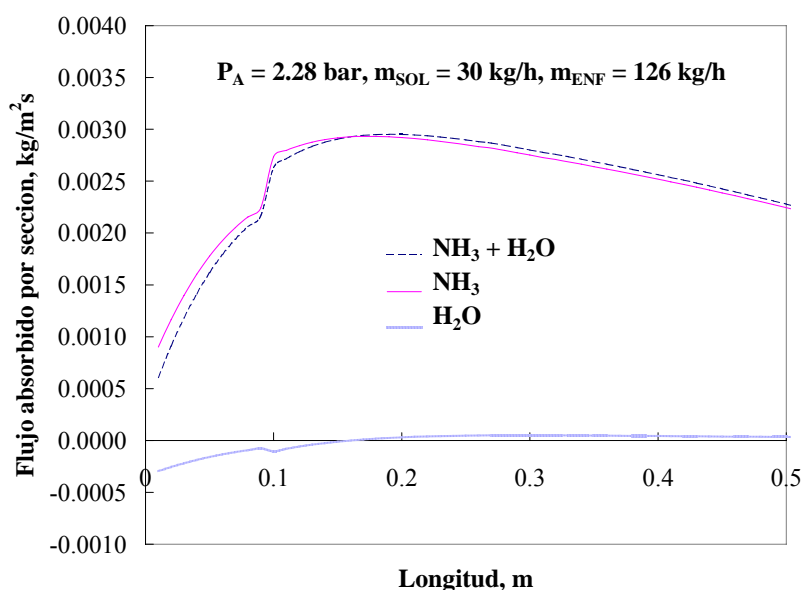


Figura 2.11 Perfil del Flujo absorbido en el absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

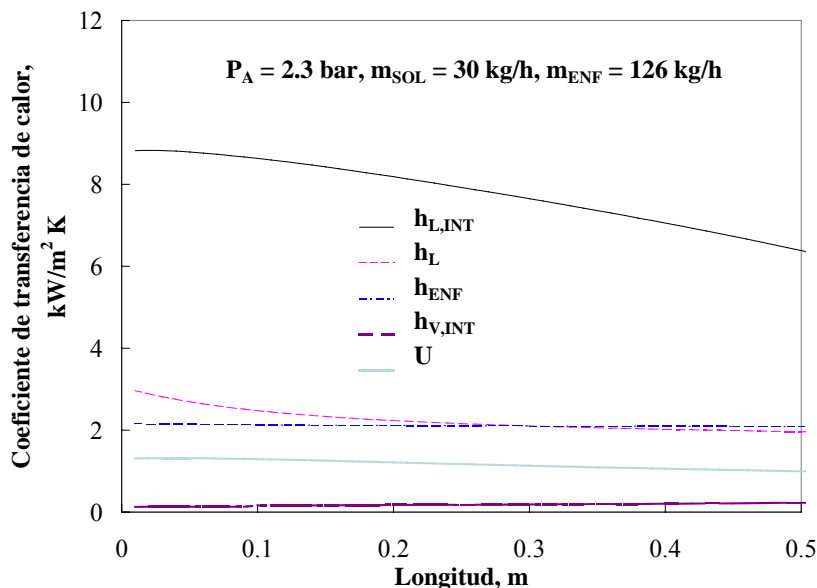


Figura 2.12 Variación de los coeficientes de transferencia de calor a lo largo del absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

2.3.8.2 Resultados de la simulación para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

El método de resolución para esta mezcla es prácticamente el mismo que para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$; la única diferencia reside en la fase vapor, ya que en esta mezcla el absorbente no es volátil, por lo cual, en las ecuaciones de difusión no es necesario utilizar la parte gaseosa, ya que no hay una diferencia de concentraciones entre la interfase y el vapor, por lo cual el valor de la relación del flujo de absorción se obtiene directamente la siguiente expresión.

$$N_{\text{NH}_3} = km_L \left(\ln \frac{1-x}{1-x_{INT}} \right) \quad (2.65)$$

Correlaciones empíricas

Las correlaciones utilizadas fueron las mismas que la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, a excepción del coeficiente de transferencia de calor en la fase vapor, ya que existe un solo componente.

Para el caso de la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, como solo existe un componente en la fase vapor se tuvo que cambiar la ecuación por una propuesta por Colburn (1937).

$$h_{SENV} = jCp_v f_v \left(\frac{k}{Cp\mu} \right)^{2/3} \quad (2.66)$$

Donde f_v es el caudal volumétrico del vapor en m^3/s y j es un factor de transferencia de calor.

La tabla 2.6 muestra los resultados de la simulación del absorbedor con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. El caudal de vapor inyectado al igual que en el caso de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ no fue absorbido totalmente a lo largo de la geometría especificada, siendo además un poco menor. Las diferencias en las condiciones de trabajo entre ambas mezclas (establecidas por la simulación del ciclo simple de absorción) se encuentran en la concentración de entrada de la solución: $0.33 \text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{SOL}}$ para $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y 0.44 para $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, y los valores de la presión: 2.3 y 3.55 bar para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ respectivamente

La figura 2.13 muestra el comportamiento de la temperatura de cada corriente a lo largo del absorbedor para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Las temperaturas tienen casi el mismo comportamiento que para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, a excepción de la temperatura del vapor que tiene una tendencia casi lineal a lo largo del absorbedor, calentándose hasta una temperatura cercana a 30°C . En este caso no se observó el crecimiento exponencial de la temperatura del vapor como ocurrió en el caso del $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, lo que puede ser atribuido a la menor capacidad de absorción que tiene la solución líquida.

La figura 2.14 muestra la variación de la concentración de amoníaco del líquido y de la interfase en función de la longitud del absorbedor para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Esta mezcla muestra una mayor resistencia a la transferencia de materia entre el seno del líquido y la interfase, en comparación con el caso del amoníaco-agua. Al principio del absorbedor, la diferencia de concentraciones es pequeña, pero a medida que aumenta longitudinalmente esta diferencia crece rápidamente, debido al aumento de la viscosidad de la solución.

Tabla 2.6 Condiciones iniciales y finales del absorbedor de burbuja con la mezcla NH₃-LiNO₃.

Condición	Entrada	Salida
Temperatura de la solución, °C	44.5	32.58
Temperatura del vapor, °C	-5	29.8
Temperatura del agua de enfriamiento, °C	30	33.3
Caudal másico de la solución, kg/s	$8.3 \cdot 10^{-3}$	$8.4 \cdot 10^{-3}$
Caudal másico del vapor, kg/s	$3.5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$
Caudal másico del fluido de enfriamiento, kg/s	$3.5 \cdot 10^{-2}$	
Fracción másica de NH ₃ en la solución	0.44	0.45
Fracción másica de NH ₃ del vapor	1	
Presión del absorbedor, bar	3.55	

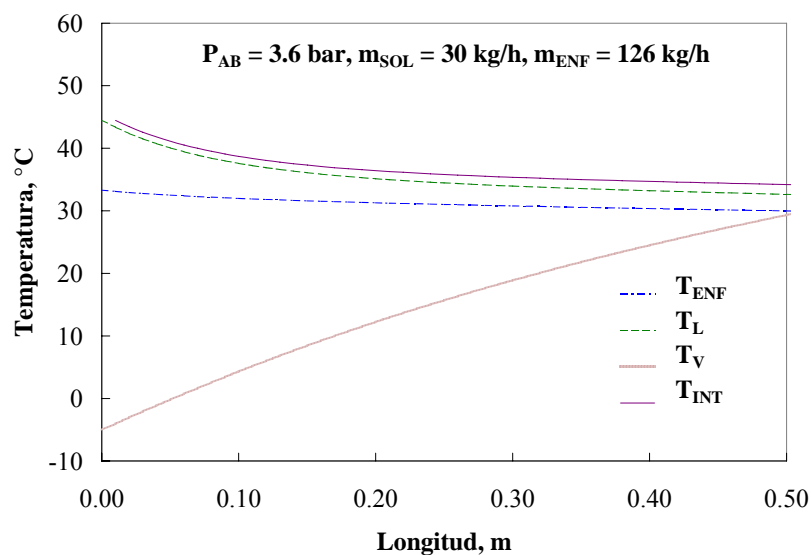


Figura 2.13 Perfiles de temperatura en el absorbedor de burbujas para NH₃-LiNO₃.

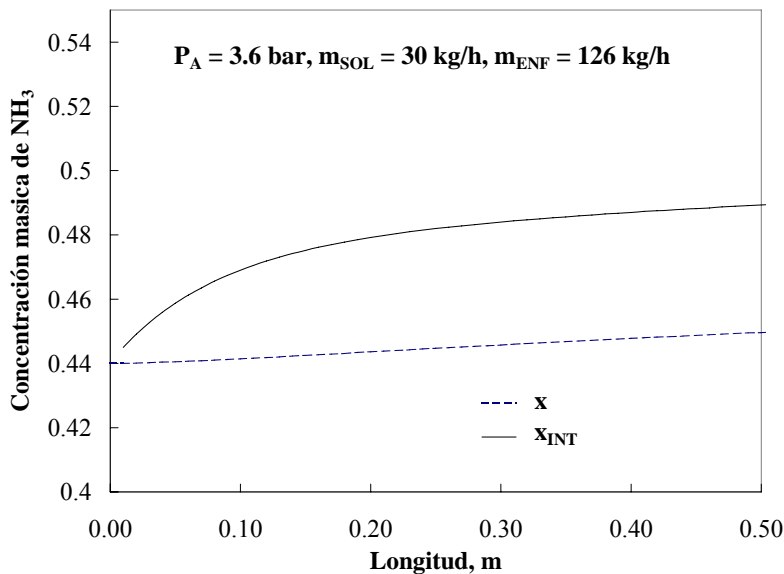


Figura 2.14 Perfil de la fracción másica de amoníaco de la solución y de la interfase a lo largo del absorbedor de burbujas para la mezcla NH₃-LiNO₃.

2.3.8.3 Comparación de los resultados para las mezclas NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃

En esta sección se presentan los resultados obtenidos en un absorbedor de burbujas para las mezclas NH₃-H₂O y NH₃-LiNO₃. La temperatura de entrada de la solución al absorción fue fijada a 44.5 °C para ambas mezclas, mientras que la presión del absorbedor fue de 2.30 bar par NH₃-H₂O y 3.35 bar para NH₃-LiNO₃. Para las corrientes externas se ha considerado un caudal de agua de enfriamiento de 126 kg/h y una temperatura de entrada de 30°C.

La figura 2.15 muestra el comportamiento del flujo absorbido por sección a lo largo del absorbedor, donde claramente se observa que el bajo potencial de absorción de NH₃-LiNO₃ provoca que el flujo de absorción siempre fuera mayor para la mezcla NH₃-H₂O a lo largo del absorbedor. En cuanto al comportamiento del flujo absorbido puede dividirse el absorbedor en dos partes. En la primera sección se observa un crecimiento exponencial para ambas mezclas en los primeros 9 cm. Los valores obtenidos para esta sección van de 0.6 hasta 2.1 10⁻³ kg/m² s para la mezcla NH₃-H₂O y de 0.32 hasta 1.4 10⁻³ kg/m² s para la de NH₃-LiNO₃. En la segunda sección (después de 10 cm) el flujo de absorción tiene una tendencia a crecer un poco y después decrece su valor. El máximo valor alcanzado fue de 2.95 para el NH₃-H₂O y de 1.66 10⁻³ kg/m² s para el NH₃-LiNO₃.

La figura 2.16 muestra el flujo absorbido total en función de la longitud del absorbedor para dos diferentes mezclas de trabajo. El comportamiento del flujo de absorción es muy similar para ambas mezclas y además tienen casi el mismo valor hasta una longitud de 10 cm ($2 \cdot 10^{-5}$ kg/s), después la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ empieza a crecer con mayor rapidez. El flujo absorbido total para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ es de $25.0 \cdot 10^{-5}$ y $14.5 \cdot 10^{-5}$ kg/s, respectivamente.

La figuras 2.17 muestra el calor disipado total a lo largo del absorbedor. La gráfica muestra un comportamiento ligeramente exponencial al principio del absorbedor para los dos fluidos de trabajo. Los valores del calor disipado total para las mezclas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ fueron de 0.71 y 0.49 kW respectivamente, representando un crecimiento de un 46 % mayor para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

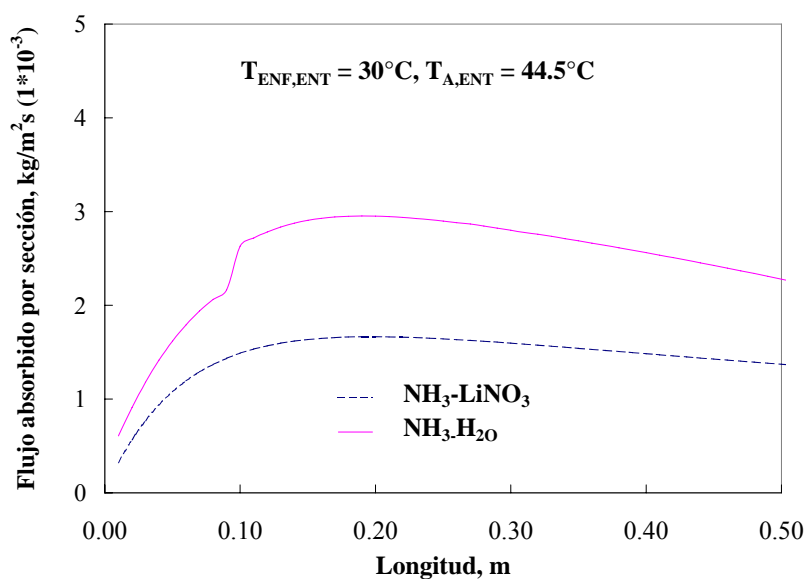


Figura 2.15 Flujo de vapor absorbido en función de la longitud del absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas.

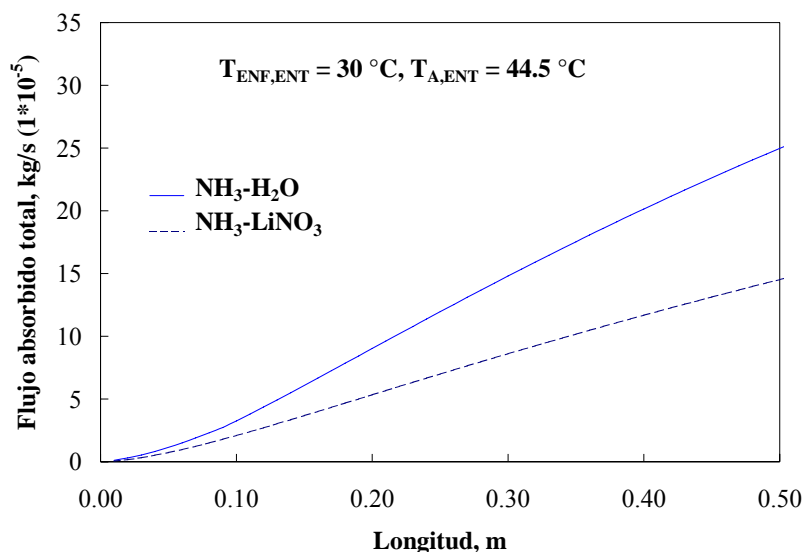


Figura 2.16 Flujo absorbido total en función de la longitud del absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas.

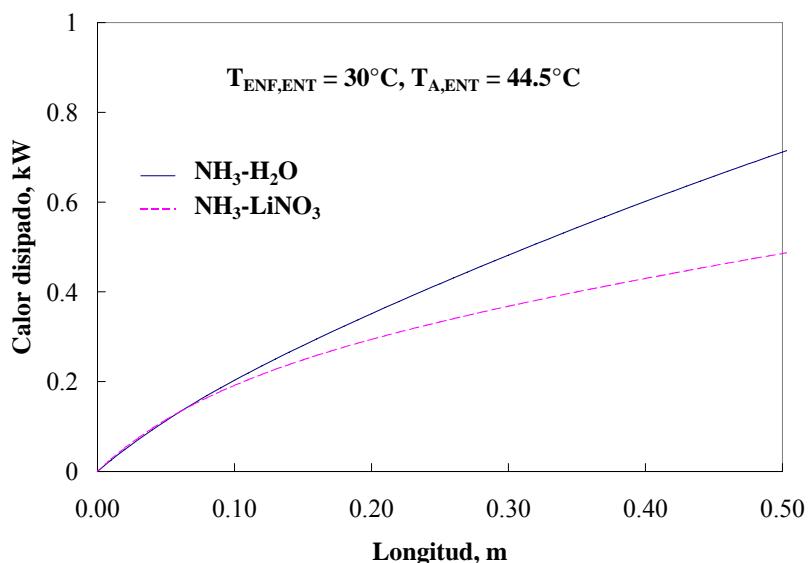


Figura 2.17 Potencia térmica total disipada en función de la longitud del absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas.

La figura 2.18 muestra como disminuye la relación vapor-líquido (RVL) para ambas mezclas a lo largo del absorbedor, debido a la desaparición del vapor de amoníaco por la absorción. El valor de RVL varía de 0.7 hasta 0.45 para el NH₃-H₂O y de 0.45 hasta 0.2 para el NH₃-LiNO₃. Como se aprecia los valores de RVL son mayores para la mezcla NH₃-H₂O que para la mezcla NH₃-LiNO₃ debido principalmente a que la

viscosidad de esta última es mayor (ver figura 2.19). También se puede apreciar que RVL tiene un ligero crecimiento al comienzo del absorbedor, ocasionado principalmente por la desorción de agua de la solución a la fase vapor.

La figura 2.19 muestra la evolución de la viscosidad de las soluciones de las mezclas a lo largo del absorbedor. Se puede ver que la viscosidad de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ es mucho menor que la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, lo que justifica la reducción en la transferencia de masa y de calor observada en las gráficas anteriores. También se observa que para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ aumenta su viscosidad de 1.8 hasta 2.9 cp ocasionado principalmente por el subenfriamiento que tiene la solución a lo largo del absorbedor, mientras que la viscosidad de la otra mezcla permanece casi fija a 0.74 cp.

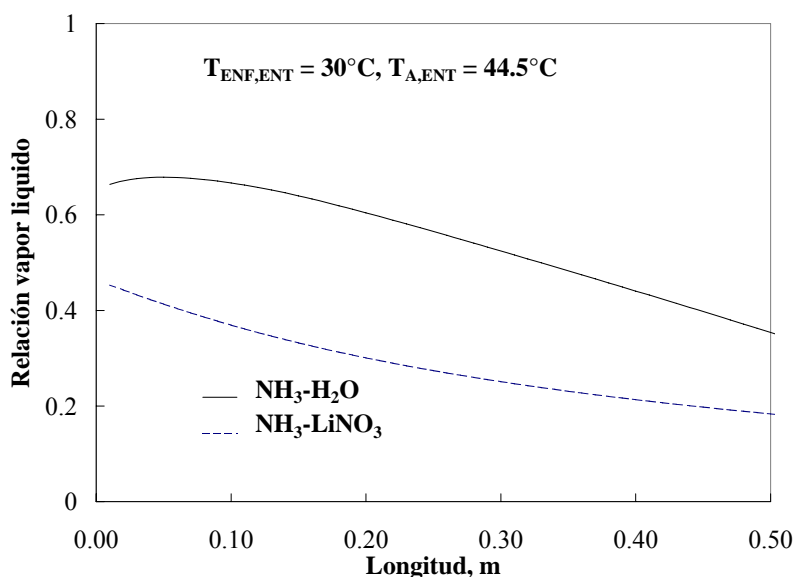


Figura 2.18 Variación de la relación vapor-líquido a lo largo del absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas.

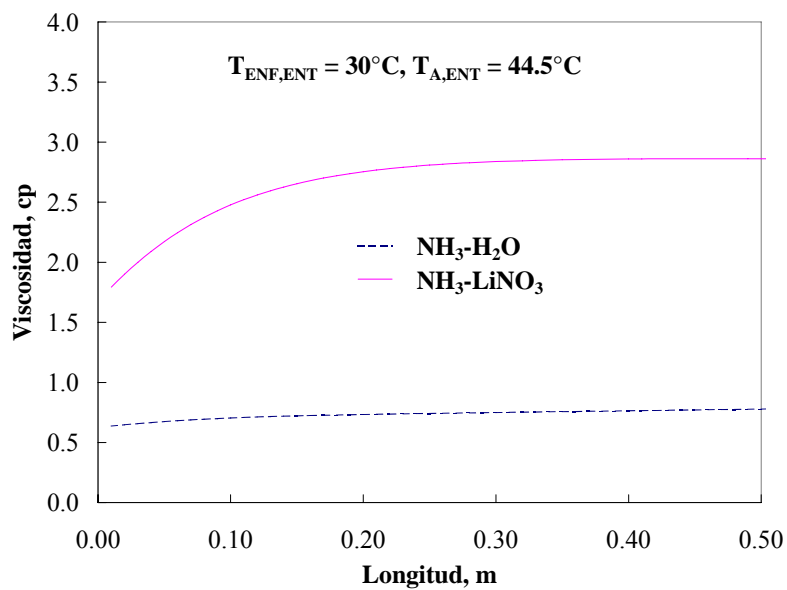


Figura 2.19 Variación de la viscosidad de la solución a lo largo del absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas.

CAPÍTULO 3

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DEL PROCESO DE ABSORCIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS

ÍNDICE

3.1	INTRODUCCIÓN.....	3.1
3.2	CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS.....	3.1
3.2.1	Determinación del intervalo de operación.....	3.1
3.2.2	Resultados.....	3.2
3.3	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.....	3.5
3.3.1	El circuito de solución de NH ₃ -H ₂ O.....	3.6
3.3.1.1	<i>Absorbedor con intercambiadores de placas.....</i>	3.8
3.3.1.2	<i>Depósitos de almacenamiento de las soluciones diluida y concentrada.....</i>	3.11
3.3.1.3	<i>Intercambiador de calor CAL-ENF.....</i>	3.11
3.3.1.4	<i>Separador vapor-líquido SEP V-L.....</i>	3.11
3.3.1.5	<i>Bomba de circulación.....</i>	3.12
3.3.2	Circuito de vapor de amoníaco.....	3.12
3.3.3	Circuito de calentamiento de la solución.....	3.12
3.3.4	Circuito de enfriamiento.....	3.13
3.4	INSTRUMENTACIÓN.....	3.14
3.4.1	Medidores de temperatura.....	3.14
3.4.2	Medidores de presión.....	3.14
3.4.3	Medidores de caudal.....	3.15
3.5	SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	3.16
3.6	FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE ENSAYOS.....	3.16
3.6.1	Preparación de la solución de NH ₃ -H ₂ O.....	3.17
3.6.2	Homogeneización.....	3.18
3.6.3	Proceso de absorción.....	3.18
3.6.4	Parada del equipo.....	3.19

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describe de forma detallada la instalación del equipo experimental para la caracterización del absorbedor utilizando un intercambiador de calor de placas Alfa Laval modelo NB51 de tres canales, incluyendo los circuitos auxiliares y la instrumentación implementada. Las condiciones de operación del absorbedor se han establecido a partir del modelo termodinámico del funcionamiento del ciclo simple de refrigeración por absorción descrito en el capítulo anterior. Además, el intervalo de operación en el que se realizará el estudio experimental del absorbedor está basado en un análisis de sensibilidad del funcionamiento del ciclo. Esta información se ha utilizado también para el diseño del banco de ensayos. Por último se describe el protocolo seguido en cada experimentación desde la preparación de la solución amoníaco-agua de partida hasta la finalización de la experiencia.

3.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS

3.2.1 Determinación del intervalo de operación

El intervalo de operación del banco de ensayos y la selección de la instrumentación, se realizó utilizando el modelo termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción del capítulo anterior. Primeramente se estableció el estado base que se muestra en la tabla 3.1, a partir del cual se realizó un análisis de sensibilidad con el fin de establecer el intervalo de trabajo en el que es factible operar. Los parámetros a variar son las temperaturas de cada componente del ciclo. En la tabla 3.2 se muestran los intervalos de variación de las temperaturas de los componentes térmicos del ciclo.

Tabla 3.1 Condiciones de operación de base del proceso de absorción

Parámetro	Valor
Temperatura del generador, °C	110
Temperatura del condensador y absorbedor, °C	35
Temperatura del evaporador, °C	-5
Fracción másica de amoníaco a la salida del evaporador	0.999
Potencia frigorífica, kW	6

Tabla 3.2 Intervalos de variación de las temperaturas de los componentes del ciclo de refrigeración por absorción.

Componente	Intervalo de operación, °C
Evaporador	-15 a 5
Generador	95 a 130
Absorbedor	30 a 40
Condensador	30 a 45

3.2.2 Resultados

En las figuras 3.1 y 3.2 se representan gráficamente los valores del coeficiente de operación, COP, y de la concentración de amoníaco en la solución a la salida del generador así como del absorbedor, en función de la temperatura del evaporador y del condensador, respectivamente. En la figura 3.2 se observa como el COP adquiere valores significativos a partir de una temperatura de evaporación de -8 °C ($\text{COP} = 0.32$), limitado por las bajas temperaturas del generador (110 °C). El incremento del COP con la temperatura de evaporación va asociado a una mayor diferencia de concentraciones de las soluciones que salen del absorbedor y del generador; en otras palabras, hay una mayor cantidad de refrigerante en la solución.

En la figura 3.2 se muestra como el COP disminuye exponencialmente conforme aumenta la temperatura de condensación. En estas condiciones es posible utilizar agua de enfriamiento a temperaturas entre 25 y 35 °C , y también aire del ambiente exterior, si se mantiene una temperatura de condensación de 40 °C , aunque con el inconveniente de que pueda ocurrir una caída drástica si se aumenta ligeramente la temperatura. El intervalo de concentraciones de la solución que sale del generador es de $0.30 - 0.38\text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{SOL}}$, mientras que la concentración de la solución obtenida en el absorbedor permanece constante en $0.38\text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{SOL}}$.

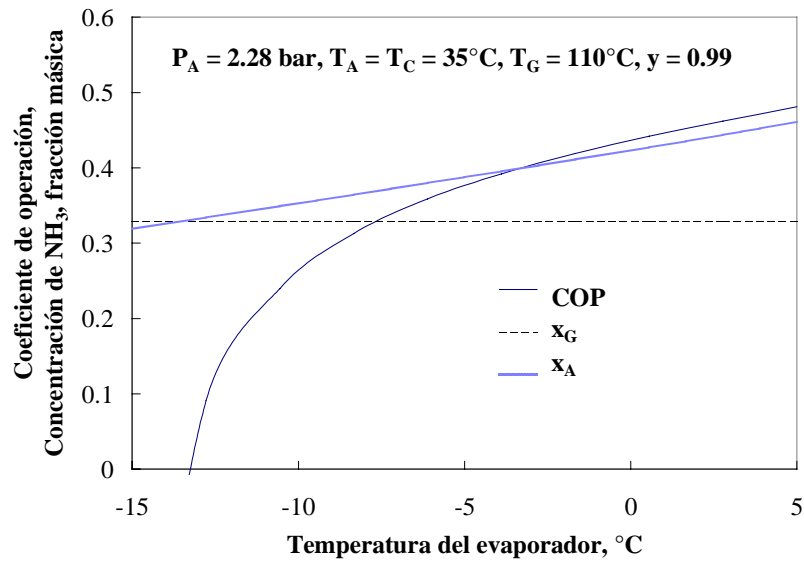


Figura 3.1 Variación del COP y de las composiciones de las soluciones a la salida del generador x_G y del absorbedor x_A en función de la temperatura del evaporador.

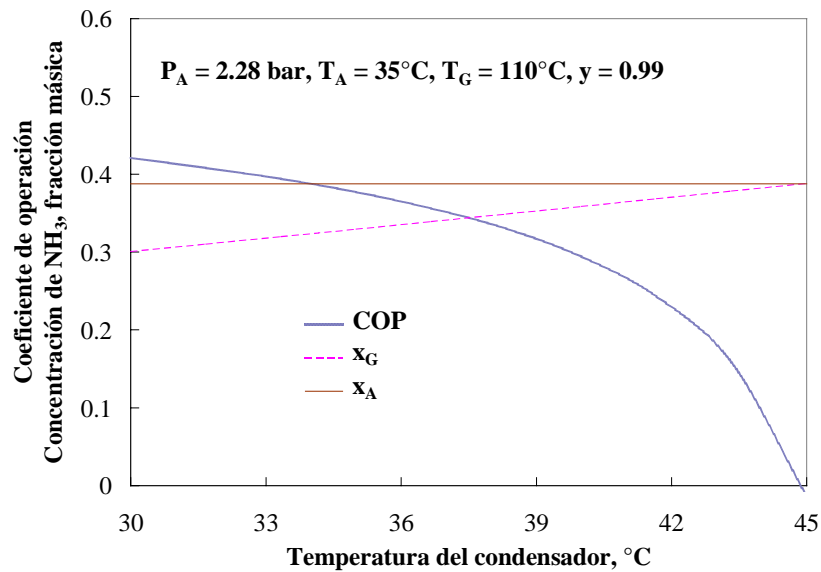


Figura 3.2 Variación del COP y la concentración de las soluciones que salen del generador y del absorbedor, con la temperatura del condensador.

Las figuras 3.3 y 3.4 muestran la variación del COP y de la temperatura de la corriente a la entrada al absorbedor a diferentes temperaturas de absorción en función de la temperatura del generador. La figura 3.3 muestra que el COP empieza a tener un valor aceptable a partir de una temperatura del generador de 95°C para una temperatura

del absorbedor de 30 °C; asimismo puede observarse que para una temperatura de absorción de 40 °C ya no es factible trabajar por debajo de 105 °C en el generador. También se observa que a partir de cierta temperatura, el COP prácticamente es insensible al aumento del nivel térmico en el generador.

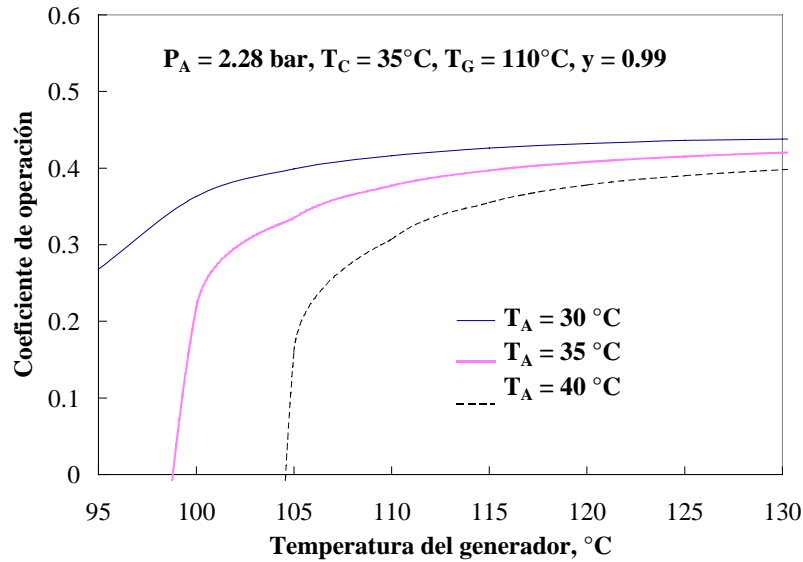


Figura 3.3 Variación del COP con la temperatura del generador a diferentes temperaturas de absorción para un ciclo simple de amoníaco-agua.

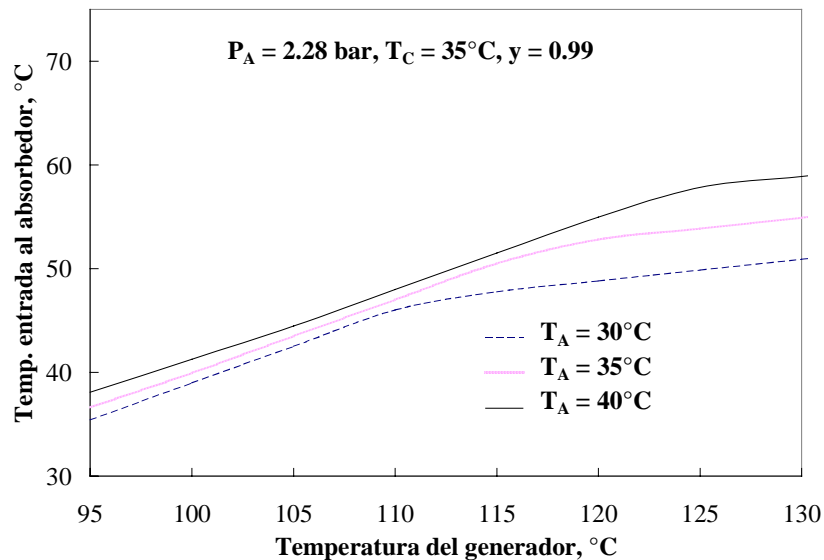


Figura 3.4 Temperatura de la solución a la entrada del absorbedor en función de la temperatura del generador para un ciclo simple de absorción de amoníaco-agua.

En la figura 3.4 se observa que a medida que aumenta la temperatura del generador, la temperatura de la solución a la entrada al absorbedor aumenta de 35 a 55 °C, aunque esta depende de la eficiencia térmica del economizador.

La tabla 3.3 muestra el rango de operación final del absorbedor, en las cuales, puede operar el equipo experimental. Los resultados muestran que solo es posible disipar el calor del absorbedor utilizando agua de enfriamiento, el uso de aire esta muy limitado por la baja eficiencia que tiene el sistema.

Tabla 3.3 Intervalo de variación de los parámetros de operación del banco de ensayos.

Parámetro	Rango
Temperatura del absorbedor, °C	30 - 40
Temperatura del vapor de amoníaco, °C	-8 - 0
Temperatura de la solución a la entrada del absorbedor, °C	35 - 55
Fracción másica de amoníaco en la solución a la salida del generador	0.30 - 0.38
Fracción másica de amoníaco en la solución a la salida del absorbedor	0.31 - 0.42

3.3 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Una vez establecidos los rangos de operación, se diseñó el banco de ensayos. El banco está concebido de forma que es posible variar los parámetros más importantes como caudales másicos, temperaturas y concentraciones másicas de la solución de amoníaco-agua con la finalidad de poder obtener una base de datos experimentales que facilite la evaluación del absorbedor, y en particular la determinación de los coeficientes de transferencia de masa y de calor, útiles para el diseño de equipos. El diseño de los equipos auxiliares se realizó a partir las características geométricas del absorbedor como el área de la sección de paso, el número de canales, la velocidad del fluido, el Número de Reynolds, etc.

La figura 3.5 muestra de forma esquemática el banco de ensayos, que consta principalmente de dos circuitos principales: el de solución de NH₃-H₂O y el de vapor de amoníaco, y de dos circuitos auxiliares: el de calentamiento de la solución y el de enfriamiento del absorbedor. A continuación se describe cada circuito:

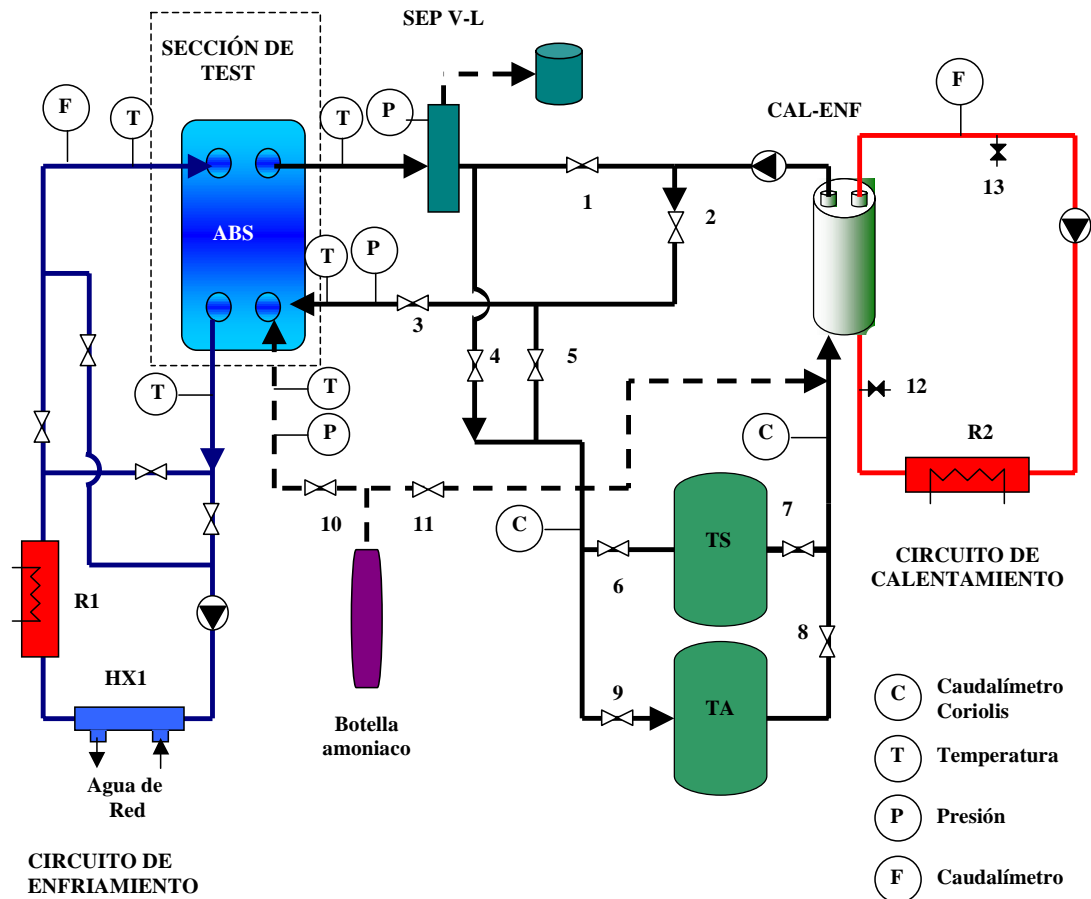


Figura 3.5 Esquema del banco de ensayos del absorbedor

3.3.1 El circuito de solución de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

El circuito de solución consta principalmente de la sección de test (absorbedor a ensayar), un intercambiador de calor CAL-ENF, un separador vapor-líquido (SEP V-L), una válvula de seguridad, dos depósitos de acero inoxidable y una bomba de circulación.

La sección de test del banco de ensayos es la parte fundamental de estudio, ya que aquí se producirá el proceso de absorción del vapor de amoníaco por la solución. Las variables independientes son: temperaturas de la solución y del agua de enfriamiento a la entrada del absorbedor, así como los caudales máxicos de la solución de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, del agua de enfriamiento y del vapor de amoníaco.

Los procesos que tienen lugar en este circuito del banco de ensayos se describen a continuación. La solución diluida en amoníaco (también denominada como “pobre” en

amoníaco) que sale del depósito de solución (**TS**) es precalentada en el intercambiador **CAL-ENF** por el circuito de calentamiento a la temperatura fijada; a continuación por medio de un juego de válvulas, la solución, es bombeada a la parte inferior del absorbedor donde se pone en contacto con la corriente de vapor de amoníaco procedente de la botella. El calor liberado en el proceso de absorción del absorbedor es extraído por el circuito de enfriamiento. La corriente de agua de enfriamiento entra por la parte superior del absorbedor y sale por la inferior, contracorriente con las corrientes de solución y de vapor de amoníaco que circulan por el centro del canal del absorbedor. La solución concentrada o rica en amoníaco que sale del absorbedor es conducida al separador vapor-líquido (**SEP V-L**), para eliminar el vapor no absorbido. Por último la solución es almacenada en el depósito (**TA**).

La alta corrosividad de la mezcla de trabajo para ciertos materiales motivó que todas las líneas fueran construidas en acero inoxidable. Las tuberías se construyeron con diámetros exterior e interior de 12 y 10 mm, respectivamente. El diseño de banco permite que la solución circule en el absorbedor tanto en co-corriente como en contracorriente con la corriente del vapor de amoníaco; también se dispusieron en el banco de una serie de válvulas de esfera, además de otras válvulas de aguja, para controlar el flujo de solución con mayor precisión a la entrada y salida del absorbedor.

En la figura 3.6 se muestra una foto del banco de ensayos donde se pueden apreciar el tamaño y disposición espacial de los componentes importantes como la sección de test (absorbedor), el separador vapor-líquido (**SEP V-L**), el intercambiador de calor **CAL-ENF**, el tanque de solución (**TS**) y el de almacenamiento (**TA**).

A continuación se describe detalladamente cada uno de los componentes más importantes del circuito de solución, así como el acoplamiento de la inyección de vapor en el absorbedor.

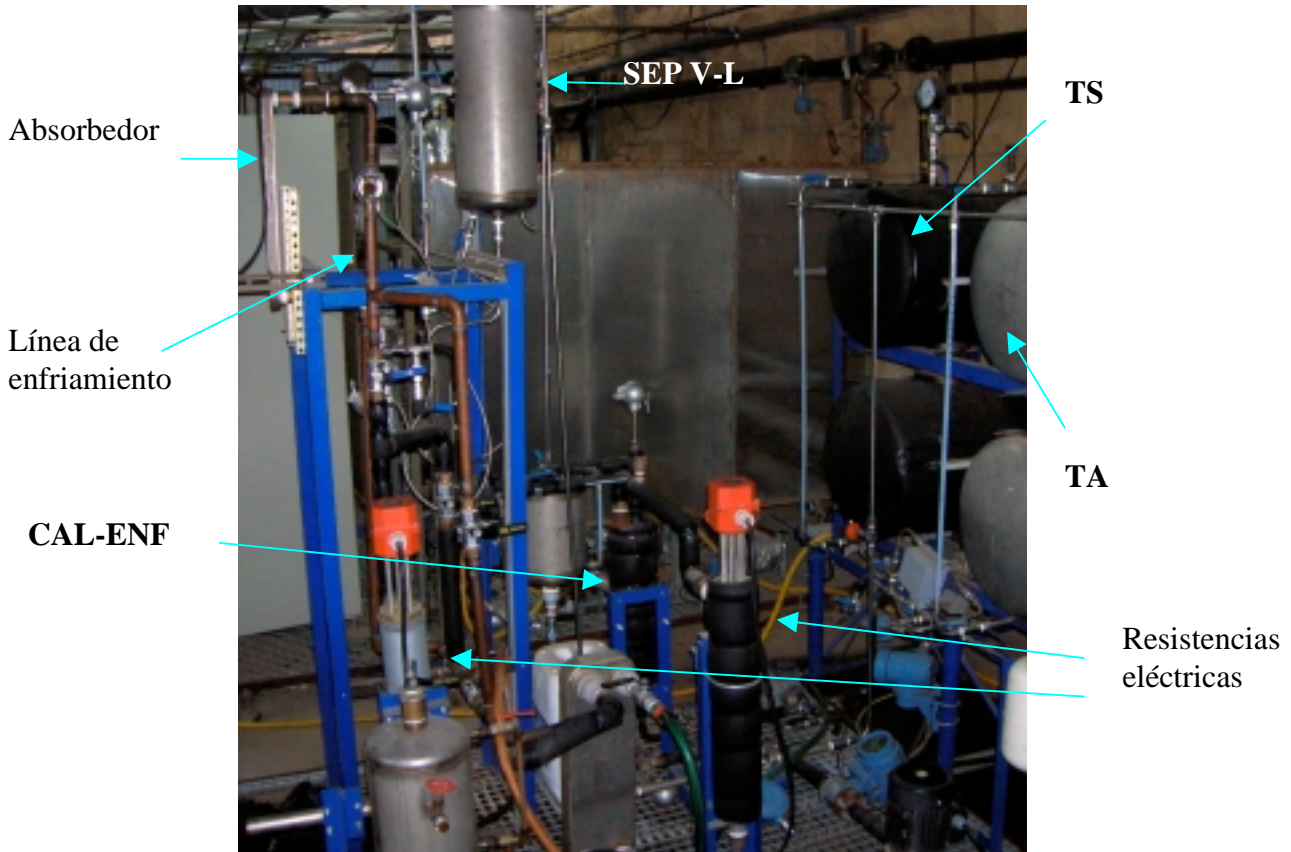


Figura 3.6 Foto del banco de ensayos para estudiar el proceso de absorción

3.3.1.1 Absorbedor con intercambiadores de placas

Los intercambiadores de calor de placas han sido recomendados por diferentes investigadores para aumentar la eficacia de los sistemas de refrigeración por absorción de amoníaco-agua ya que proveen altos coeficientes de transferencia de calor, un buen mezclado líquido-vapor (comparados con los de tubos lisos) y permiten reducir significativamente la carga de amoníaco en las máquinas haciéndolos además más ligeros, compactos y con menos inercia (Christensen et al., 1996; Kang et al., 1998; Lee et al., 2002).

Estos equipos presentan la característica de transferir grandes cantidades de calor provocado por la turbulencia del fluido producida por las corrugaciones de sus placas. Estas unidades compactas constan de placas usualmente de acero inoxidable y pueden operar a altas presiones. La característica principal de este tipo de intercambiador es la formación de canales cuando se unen dos o más placas (ver figura 3.6), que

dependiendo del tipo, pueden formar diferentes ángulos con respecto a la horizontal, lo que va asociado al aumento o disminución de la turbulencia y a la caída de presión. Las corrientes de los fluidos de calentamiento y de enfriamiento pueden disponerse de diferentes maneras: en co-corriente o en contracorriente, en serie o en paralelo, etc.

En la figura 3.7a se muestra una vista transversal de los canales formados al unir las placas, notándose los canales que llevan las líneas de enfriamiento y calentamiento, en la cual solo existe transferencia de calor y no de masa. En la figura 3.7b puede observarse la trayectoria del fluido en una placa. En la sección 1, el fluido entra por el puerto inferior y se distribuye a lo largo de la placa gracias a las pequeñas corrugaciones. En la sección 2, se produce la mayor transferencia de calor provocada por las corrugaciones, por último en la sección 3 el fluido se vuelve a juntar y sale por el puerto de superior.

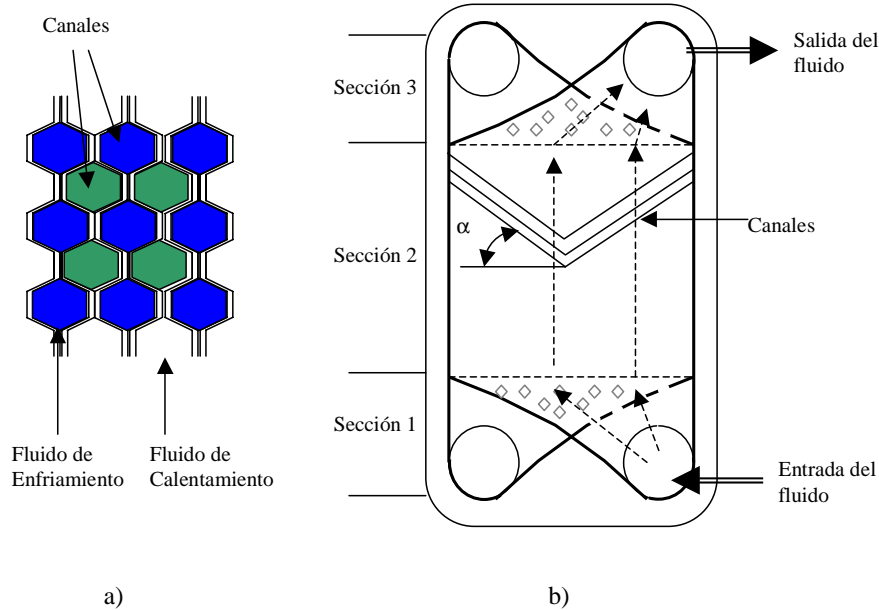


Figura 3.7 Intercambiador de placas: (a) vista lateral de los canales formados por la unión de dos o más placas, (b) distribución del fluido en una placa.

El *Absorbedor* está constituido por un intercambiador de calor de placas suministrado por la compañía Alfa Laval, modelo NB51 con placas de tipo L de acero inoxidable AISI 316, con placas termosoldadas con una corrugación tipo "chevron", las cuales, forman un ángulo de 60° con respecto a la horizontal; el intercambiador consta de 4 placas, formando 3 canales. Por el canal central circula la solución y el vapor de NH_3 ,

mientras por los canales laterales circula el agua de enfriamiento. La inyección del vapor de amoníaco se realiza por la parte baja del absorbedor de modo que las burbujas de amoníaco producidas ascienden a lo largo del canal provocando una mayor turbulencia.

La inyección del vapor se realiza por medio de un tubo fino colocado en la parte inferior del intercambiador, cuyos diámetros exterior e interior son de 3.2 y 1.7 mm respectivamente. Este tubo llega hasta la parte central de la placa (ver figura 3.8), donde la solución puede circular en co-corriente o en contracorriente con el vapor, según se disponga. En la tabla 3.4 se muestran las dimensiones del intercambiador de placas.

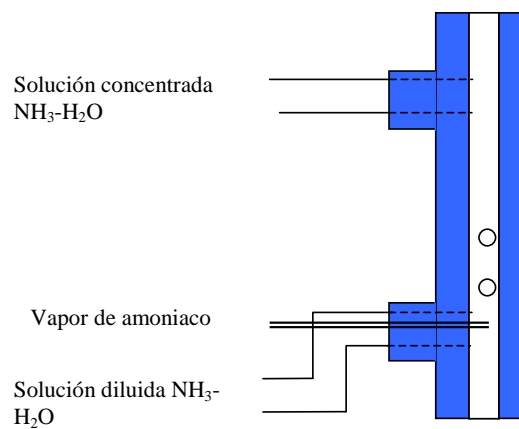


Figura 3.8 Diagrama esquemático de la conexión de las líneas de vapor y solución al intercambiador de placas.

Tabla 3.4 Dimensiones de una placa del intercambiador.

Geometría	Valor
Área de la placa, cm ²	500
Longitud, cm	52.60
Ancho, cm	11.10
Área de la sección de paso, cm ²	2
Separación de placas, cm	0.20
Espesor de la placa, cm	0.04
Diámetro de la sección de los orificios de entrada (puertos), cm	2.50
Peso, kg	4.2

3.3.1.2 Depósitos de almacenamiento de las soluciones diluida y concentrada

Estos tanques son utilizados para el almacenamiento de la solución. Al principio de la experimentación el tanque de solución (TS) dispone de un cierto volumen de solución diluida en amoníaco que a lo largo de las experiencias será bombeado hacia el absorbedor y se conducirá después, una vez absorbido el amoníaco, al tanque de almacenamiento (TA). El volumen de los tanques está calculado para que la experimentación pueda durar unas tres horas a un caudal moderado de unos 60 kg/h de solución.

Cada dispositivo de almacenamiento está constituido por dos depósitos cilíndricos de acero inoxidable 316 conectados en serie. Las dimensiones de cada uno de los depósitos son: 60 cm de longitud y 48 cm de diámetro exterior, con una capacidad total de 210 litros. Cada depósito está provisto de un manómetro, un purgador de aire y un tubo de teflón transparente para conocer el nivel de la solución.

3.3.1.3 Intercambiador de calor CAL-ENF

La finalidad de este intercambiador es precalentar o enfriar la corriente de solución diluida en amoníaco para que acceda al absorbedor a la temperatura deseada. Este componente es un intercambiador de calor cilíndrico tipo espiral, de acero inoxidable, modelo k4 CC, de 51.4 cm de largo y 12 cm de diámetro exterior, con una superficie de intercambio de calor de 1.4 m². Este intercambiador es utilizado para intercambiar calor entre el circuito de solución y el circuito de calentamiento en contracorriente.

3.3.1.4 Separador vapor-líquido SEP V-L

Este componente está constituido por un cilindro de acero inoxidable de 50 cm de largo y 23 cm de diámetro exterior, un purgador, una válvula de seguridad y un tubo vertical de teflón transparente colocado exteriormente para conocer el nivel de solución del tanque. El separador está conectado con la línea de solución de la parte alta del absorbedor (ver figura 3.5), teniendo la función de eliminar el vapor de NH₃ no absorbido por la solución en el absorbedor y así evitar la absorción dentro de la tubería. El vapor excedente es eliminado por la parte superior del separador a través de una válvula de aguja hacia un depósito con agua.

3.3.1.5 Bomba de circulación

La bomba de la solución es de engranajes con acoplamiento magnético, marca Tuthill, modelo D9900, con una potencia de 0.12 kW. El caudal volumétrico de solución es controlado por una válvula de aguja. A la máxima velocidad de rotación del motor de 2900 rpm, la bomba puede desplazar 4 l/min con una pérdida de carga de 3 bar entre la aspiración y la impulsión. Para evitar problemas de cavitación, la bomba fue colocada a 50 cm por debajo del tanque de solución.

3.3.2 Circuito de vapor de amoníaco

Este circuito es utilizado para inyectar el vapor de amoníaco en fase vapor en el absorbedor. El vapor de NH_3 procede de una botella en donde está almacenado como líquido comprimido, con una pureza de 99.3%. Gracias a la baja presión y al calor ambiental transmitido por la pared del tubo, el líquido se vaporiza y puede disponerse de la corriente de vapor.

Este circuito dispone de un transmisor de presión, colocado a la entrada del absorbedor, un sensor de temperatura del tipo termopar, y una válvula manoreductora para controlar la presión de salida de la botella. La inyección del vapor está conectada a una tubería de acero inoxidable cuyos diámetros exterior e interior son de 6.3 y 3.5 mm, respectivamente. Por medidas de seguridad la botella se colocó a unos 5 m del dispositivo experimental.

3.3.3 Circuito de calentamiento de la solución

El circuito de calentamiento de la solución puede ser utilizado para realizar las funciones de preparación y del precalentamiento de la solución. En la sección 3.6 se describirán con detalle la forma en que opera en cada una de dichas funciones.

Este circuito está constituido por una resistencia eléctrica (**R2**) en forma de cartucho de 5 kW, un intercambiador de calor **CAL-ENF**, una bomba, un caudalímetro magnético y una válvula de seguridad. La tubería utilizada es de cobre de 2.54 cm de diámetro exterior.

La bomba de circulación es de la marca GRUNDFOS modelo CR1-6. Este tipo de bomba está diseñada para proporcionar una presión diferencial alta, necesaria para los circuitos de la planta piloto, con una pérdida de carga considerable debido a los equipos como los intercambiadores de placas y otros elementos accesorios como válvulas, curvas y codos del circuito. El caudal nominal son 1.8 m³/h para una diferencia de presión de 2.18 bar, mientras que la presión y temperatura máxima de trabajo son de 16 bar y 120°C.

La resistencia eléctrica modelo RFP-ESP de la marca IES, de 5 kW, trifásica a 230 o 400 V, consiste en un cilindro de acero galvanizado de longitud total de 600 mm, en el que están inmersas unas resistencias de acero inoxidable, con caja de conexiones de poliéster que incluye un termostato de 50 a 220 °C, la cual se encuentra separada para evitar sobre-calentamiento en las conexiones.

3.3.4 Circuito de enfriamiento

El agua de enfriamiento circula en paralelo a través de cada uno de los dos canales laterales del absorbedor y tiene la finalidad de disipar el calor generado en el proceso de absorción, el cual, a su vez es enfriado gracias al intercambiador de calor auxiliar (**HX1**) utilizando agua de red, como lo muestra la figura 3.5.

Este circuito consta de una resistencia eléctrica (**R1**), un intercambiador de calor auxiliar (**HX1**), una bomba de circulación (similar a la del circuito de calentamiento), un caudalímetro magnético y dos sensores de temperatura Pt-100 (descritos mas adelante). La resistencia (**R1**) es utilizada para asegurar una determinada temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del absorbedor, mientras que la finalidad del intercambiador de calor auxiliar (**HX1**) es la disipación del calor obtenido en el absorbedor. Además, un purgador colocado en la parte superior permite evacuar aire o gases contenidos en el circuito. Por medio de un juego de válvulas, se puede cambiar el sentido de circulación de este circuito con respecto al absorbedor, en flujo paralelo o co-corriente o bien en contracorriente con la solución de NH₃-H₂O.

3.4 INSTRUMENTACIÓN

3.4.1 Medidores de temperatura

Para la medida de la temperatura de las corrientes de solución y de agua de enfriamiento se emplearon termo-resistencias Pt 100, modelo CR-BNN de 4 hilos, con un límite de temperatura máxima de 250 °C, y una precisión de ± 0.10 °C a 0 °C y de ± 0.35 °C a 100 °C. Estos sensores se situaron tanto a la entrada como a la salida del absorbedor.

Los sensores están alojados en sondas de tipo industrial pero en versión aligerada, de clase A (la máxima precisión) con cabezal de conexiones en aluminio y conector cerámico. La vaina es de acero y el cierre estanco se realiza por medio de un racord libre con sistema *press-fitting*. Se adoptó el sistema de cuatro hilos porque es más preciso que el de dos o tres hilos, y éste es un factor muy importante para la determinación experimental de los coeficientes de transferencia de calor. En el apéndice B se detalla el método seguido para la calibración de estos sensores.

Para el control de la potencia de las resistencias eléctricas se utilizaron reguladores PID (*Proportional Integral Derivative*) de la marca Shimaden serie SR71-8P1-1C con control *autotuning* PID, señal de entrada a termopar (K, J,...) o termo-resistencia Pt100, señal de salida de voltaje por SSR 15 V \pm 3 Vcc (por regulación o relé de estado sólido) con dimensiones 48 x 48 x 110 mm. Para medir la temperatura de los PID se optó por colocar termopares, para tener una respuesta más rápida, hecho que favorece la reducción del tiempo de estabilización del sistema.

Los PID están conectados a unos relés de estado sólido (por tiristores) para el control de la potencia disipada por las resistencias eléctricas en los circuitos de enfriamiento y calentamiento. Los relés utilizados son de tipo RN2448D50 de 50 A (25 A por fase), una tensión nominal máxima de 480 Vca, 2 fases y una tensión de nominal de 5 - 24 Vcc.

3.4.2 Medidores de presión

Se colocaron tres transmisores de presión de acero inoxidable modelo S-10 (compañía) con una precisión menor o igual a 0.25% de fondo de escala, cuyo rango de

lectura es de 0 a 4 bar con señal de salida en mA. Estos sensores fueron situados a la entrada y salida del absorbedor y en la línea de vapor de amoníaco.

Al ser la lectura de estos medidores en mA, se montaron resistencias en paralelo en las conexiones de entrada de la tarjeta del sistema de adquisición de datos para obtener un valor de tensión en mV, y poder así, almacenar los datos de salida del sensor, aplicando una ecuación lineal al programa del Data Logger, para obtener directamente los valores a medir. En el apéndice C se describe los pasos que se siguieron, además este mismo procedimiento se siguió para los medidores de caudales de tipo Coriolis y del magnético.

Por último se colocaron dos manómetros de 0 a 10 bar en los tanques de solución y almacenamiento. Estos fueron puestos para tener una idea de la presión y conocer mejor el comportamiento del sistema.

3.4.3 Medidores de caudal

Para medir el caudal másico y la densidad de la corriente de solución diluida en amoníaco se colocaron dos caudalímetros. El primero es un caudalímetro del tipo Coriolis de la marca MicroMotion Elite y modelo CMF025M, que está colocado en la salida del tanque de solución. Este equipo facilita además del caudal volumétrico o másico, la densidad y la temperatura de la corriente, con una precisión de $\pm 0.1\%$ del fondo de escala del caudal, de $\pm 0.5 \text{ kg/m}^3$ en la medida de la densidad y de $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0.5 \%$ de la lectura en $^\circ\text{C}$ en la temperatura, conectado a un transmisor modelo RFT9739. El segundo caudalímetro está colocado en la entrada del tanque de almacenamiento y también es un medidor de caudal del tipo Coriolis de la marca Micromotion Elite y modelo CMF010M conectado a un transmisor modelo 1700, con una precisión similar al anterior.

Para la lectura del circuito de enfriamiento y calentamiento se colocaron dos caudalímetros magnético de la marca Emerson, modelo 8732C, con una precisión de $\pm 0.0015 \text{ m/s}$, con salida de datos en mA, rango de trabajo de 0.01 hasta 10 m/s, potencia consumida de 10 W como máximo y alimentado a 220 Vac.

3.5 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Los datos experimentales fueron almacenados utilizando un sistema de adquisición de datos de 6 1/2-dígitos de la marca Keithley, modelo 2700. El equipo, de tipo consola de sobremesa, puede medir voltajes, corrientes continua y alterna, resistencias de sensores a 2 y 4 hilos, temperaturas (termopar, termo-resistores y RTD de 4 hilos), frecuencias y periodos y realizar test de continuidad. Dispone de dos alojamientos para conectar tarjetas de adquisición de datos con 40 canales cada una, lo cual permite trabajar alternativamente con una tarjeta u otra.

El sistema de adquisición de datos se conecta a un PC vía conexión IEEE-488 o RS-232, o un dispositivo independiente, para el registro de las señales de medidas. El programa del mismo fabricante permite guardar los datos y generar gráficas que emulan un registrador industrial, además de leer los valores instantáneos.

Mediante el software proporcionado por Keithley, cada uno de estos 40 canales puede configurarse independientemente para un tipo de señal de entrada específica y se puede modificar el valor medido mediante una función matemática para ajustarlo a un rango de valores determinado de la señal de medida, o para registrarlo con distintas unidades de la variable medida, etc.

3.6 FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE ENSAYOS

La puesta en marcha es una de las partes fundamentales para el buen desarrollo de los ensayos y la fiabilidad de los resultados. La estabilización del equipo experimental se debe procurar que ocurra en un lapso de tiempo corto, ya que el volumen del tanque de solución y almacenamiento fue calculado para una duración de unas tres horas de trabajo a un flujo moderado (60 kg/h).

Las etapas a seguir en el funcionamiento del banco de ensayos son:

- Preparación de la mezcla,
- Homogeneización,
- Proceso de absorción y
- Parada del equipo.

3.6.1 Preparación de la solución de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

El banco de ensayos está diseñado de tal forma que se puede concentrar o diluir las disoluciones de amoníaco-agua. Este proceso se lleva a cabo fuera de la parte experimental, es decir solo se utiliza en el caso de la preparación de la mezcla o al modificar la concentración a otras condiciones. A continuación se describen los pasos:

- 1) Se retira el aire contenido tanto en los componentes como en la tubería con el fin de crear condiciones de vacío en los circuitos de solución de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y de vapor de NH_3 .
- 2) Una vez que se establece la concentración de la solución a la cual se desea trabajar, se calcula el volumen que ocupará la mezcla líquida.
- 3) Se inyecta agua desmineralizada y se llena el tanque de almacenamiento hasta el nivel deseado.
- 4) Se pone en marcha la bomba de solución y se hace circular el líquido en un circuito cerrado entre el intercambiador **CAL-ENF** y el tanque de solución **TS**, abriendo solo las válvulas 2, 5, 6 y 7 (figura 3.5).
- 5) En este caso el circuito de calentamiento operará en modo enfriamiento, para lo cual se conecta el agua de red por las válvulas 12 y 13 (no es necesario utilizar ni la bomba ni la resistencia eléctrica, ya que el objetivo es disipar el calor generado).
- 6) Se inyecta vapor de NH_3 abriendo la válvula 11 para que la solución empiece a absorber el vapor proveniente de la botella de amoníaco hasta llegar a las condiciones de operación.
- 7) Se calcula la concentración a partir de los valores de densidad, temperatura y condiciones de equilibrio, cada 15 minutos hasta un valor de consigna.
- 8) Por último se cierra la válvula 11 y se deja homogeneizar durante 15 minutos sin inyectar vapor; si se llega a la concentración deseada el proceso finaliza, si no se regresa al punto 6.

3.6.2 Homogeneización

El primero paso para empezar la experimentación es proceder a homogeneizar la solución, ya que el tanque almacenamiento tiene un gran volumen de líquido en reposo (alrededor de 200 litros). Para ello, se hace circular el líquido del tanque **TS** en circuito cerrado durante una hora aproximadamente, sin pasar por el absorbedor. Para saber si el grado de homogeneización es suficiente, se consideró un periodo de 20 minutos de concentración constante. La etapa de homogeneización tiene una duración de unos 90 minutos aproximadamente. A continuación se describe paso a paso el proceso de homogeneización:

- 1) Se enciende el ordenador y el sistema de adquisición de datos y se almacena una serie de datos, para revisar que todas las variables muestran una correcta lectura.
- 2) Se revisan los niveles de líquido de los tanques de solución y almacenaje, así como su presión.
- 3) Se abren solo las válvulas 2, 5, 6 y 7 (figura 3.5) y se bombea la solución a un caudal máximo para que la homogeneización sea más rápida.
- 4) Se revisa la concentración másica cada 15 minutos; Si la concentración es constante durante 20 minutos entonces el proceso de homogeneización ha sido completado; en caso contrario se deja circulando por otro periodo de 15 minutos y se revisa la concentración.
- 5) Al final de la homogeneización se enciende la bomba y la resistencia eléctrica del circuito de calentamiento para comenzar a calentar la solución a condiciones superiores a la de operación. Este proceso tiene el objetivo de aumentar la presión del tanque **TS** para un mejor bombeo de la solución durante los ensayos, este paso solo dura entre 10 y 15 minutos.

3.6.3 Proceso de absorción

Una vez homogeneizada, la solución diluida o pobre en amoníaco se bombea hacia al absorbedor donde se pone en contacto con el vapor de amoníaco. El calor liberado en la absorción es extraído por el circuito de enfriamiento. Por último, la solución rica en amoníaco es conducida hacia el tanque **TA**. El proceso comprende los siguientes pasos:

- 1) Se enciende la bomba del circuito del agua de enfriamiento ajustándose a un caudal y una temperatura determinados por las condiciones de operación y se conecta agua de red en el intercambiador de calor **HX1** (ver figura 3.5), esto tiene el objetivo de disipar el calor generado en el absorbedor cuando se inyecte el vapor de amoníaco. Por último se deja estabilizar (este proceso dura 20 minutos más o menos).
- 2) Se reduce el flujo de la línea de solución y la temperatura del circuito de calentamiento a las condiciones de trabajo y se cambia la configuración de la línea de solución hacia el absorbedor, donde finalmente será conducida hacia al tanque **TA**. Esto se logra, abriendo las válvulas 3, 4 y 9, y cerrando las válvulas 5 y 6 (figura 3.5). Debido a las diferentes presiones de los componentes, se debe controlar los flujos de entrada y salida del absorbedor por medio de unas válvulas de aguja colocadas en la tubería.
- 3) Se inyecta vapor en el absorbedor abriendo la válvula 10 (figura 3.5), revisando primero que la presión de la línea de vapor sea igual o superior al de la línea de solución, para evitar problemas de inversión. Para llegar a estabilizar este punto es un tanto difícil, debido a que el flujo de la corriente de solución a la entrada del absorbedor depende del bombeo y por otro lado el flujo de salida depende principalmente de la presión hidrostática del separador vapor-líquido y de la presión del tanque de almacenamiento. Además el flujo de solución está también condicionado por la temperatura de la corriente de enfriamiento, ya que afecta directamente a la presión del absorbedor. Así que es de vital importancia que los controladores de temperaturas se estabilicen lo más pronto posible.
- 4) Se deja estabilizar el sistema al menos 15 minutos y se toman todos los datos a excepción del coriolis y el caudalímetro del circuito de enfriamiento. Estos datos se toman manualmente, ya que dan una mejor lectura que el adquirente de datos, debido a que las tarjetas de lectura utilizan resistencias.

3.6.4 Parada del equipo

Para finalizar la experimentación en el banco de ensayos, el proceso no es muy complicado debido a que no se trabaja a altas temperaturas. En esta parte se puede

aprovechar para evaporar amoníaco y disminuir la concentración según sea el caso. A continuación se indican los pasos a seguir:

- 1) Se deja de inyectar vapor de amoníaco cerrando la válvula 10 (figura 3.5) y se deja de circular agua del circuito de enfriamiento, apagando la bomba y las resistencias eléctricas.
- 2) Se hace circular la solución durante 20 minutos en circuito cerrado entre el tanque **TA** y el intercambiador **CAL-ENF**, abriendo las válvulas 5, 8 y cerrando 3, 4 y 7 (figura 3.5), con el objetivo de conocer la concentración al final de la experimentación. Si la concentración es la adecuada para la siguiente experimentación, se pasa al punto 4. En caso de que se quiera diluir la solución, se aumenta la temperatura hasta condiciones superiores de saturación, por medio del circuito de calentamiento. Para eliminar el vapor, el tanque está provisto de una válvula conectada en la parte superior que permite conducir el amoníaco a un depósito lleno de agua.
- 3) Se toman lecturas de la concentración cada 15 minutos. Una vez que se llega a la concentración deseada se cierra la válvula de desfogue y se deja circulando durante 30 minutos hasta asegurar que la concentración es la deseada.
- 4) Se pasa el líquido al tanque **TS** para estar listo para la próxima experimentación, abriendo la válvula 6 y cerrando la 9.
- 5) Por último, una vez que se llena el tanque **TA** se apagan los interruptores del circuito de solución, calentamiento y enfriamiento, y se cierran todas las válvulas de las conexiones de las líneas de solución.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN ABSORBEDOR DE BURBUJAS UTILIZANDO INTERCAMBIADORES DE PLACAS

ÍNDICE

4.1	INTRODUCCIÓN	4.1
4.2	TRATAMIENTO DE DATOS.....	4.1
4.2.1	Datos medidos.....	4.2
4.2.2	Definición de los criterios de eficacia del absorbedor y parámetros utilizados	4.2
4.3	RESULTADOS EXPERIMENTALES	4.13
4.3.1	Determinación del coeficiente de transferencia de calor convectivo del agua de enfriamiento (ensayos agua-agua)	4.13
4.3.2	Resultados de los ensayos con el amoníaco-agua.....	4.15
4.3.2.1	<i>Efecto del flujo del agua de enfriamiento</i>	4.16
4.3.2.2	<i>Efecto del caudal de solución</i>	4.19
4.3.2.3	<i>Efecto de la temperatura del agua de enfriamiento</i>	4.21
4.3.2.4	<i>Efecto de la presión del absorbedor.....</i>	4.22
4.3.2.5	<i>Efecto de la temperatura de la solución</i>	4.25
4.3.2.6	<i>Efecto de la concentración de la solución.....</i>	4.27
4.3.2.7	<i>Intervalo de variación de los parámetros de eficacia del absorbedor.....</i>	4.31
4.4	RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA BIBLIOGRAFÍA DE ABSORBEDORES DE BURBUJA	4.31
4.5	COMPARACIÓN DE LOS DATOS EXPERIMENTALES CON LAS PREDICCIONES DEL MODELO TEÓRICO DESARROLLADO.....	4.33
4.6	CÁLCULO DE LAS INCERTIDUMBRES	4.34
4.7	COMENTARIOS SOBRE EL TRABAJO EXPERIMENTAL.....	4.36

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan los resultados experimentales obtenidos en los ensayos del absorbedor de burbujas llevados a cabo en esta tesis. Estos resultados corresponden a las variables registradas en el banco de ensayos así como a los valores de los parámetros utilizados y los criterios de eficacia del absorbedor calculados: coeficientes de transferencia de calor y de masa, caudal de vapor absorbido, potencia térmica disipada o carga térmica, eficiencia másica y grado de subenfriamiento de la solución a la salida del absorbedor. Asimismo, se describe la metodología empleada para la determinación del coeficiente de transferencia de calor tanto de la solución como del fluido de enfriamiento.

También se presentan en este capítulo, los resultados del estudio de sensibilidad llevado a cabo para analizar el efecto de las condiciones de operación del absorbedor en los criterios de eficacia del absorbedor tales como las temperaturas y los caudales de la solución y del agua de enfriamiento, la presión del absorbedor, y la concentración del amoníaco en la disolución. También, se muestran datos de la bibliografía de distintas configuraciones del absorbedor de burbujas. Se comentan las limitaciones del banco de ensayos construido en el marco de este trabajo, así como los problemas encontrados en la experimentación.

Por último, se comparan los resultados experimentales con las predicciones del modelo teórico elaborado en este trabajo, principalmente, en términos del coeficiente de transferencia de calor y del flujo de absorción, para un absorbedor de burbujas, y también se evalúan las incertidumbres de los resultados experimentales.

4.2 TRATAMIENTO DE DATOS

A continuación se presenta la relación de las variables registradas en los ensayos experimentales y la definición de los criterios de eficacia del absorbedor y parámetros utilizados.

4.2.1 Datos medidos

La lectura de cada sensor de medición fue almacenada por el sistema de adquisición de datos, y guardados posteriormente en un archivo en formato Excel. A continuación se describen las variables:

- ❑ Temperaturas de entrada y salida de la solución.
- ❑ Temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento.
- ❑ Temperatura del vapor de amoníaco en el tubo de inyección.
- ❑ Presiones a la salida y entrada del absorbedor en la línea de solución.
- ❑ Presión del vapor de amoníaco a la salida de la botella de alimentación.
- ❑ Caudal másico del agua de enfriamiento.
- ❑ Concentración de la solución a la entrada del absorbedor. Esta variable se calculó a partir de la densidad y la temperatura de la solución medida por el caudalímetro Coriolis colocado a la salida del tanque de solución, y considerando condiciones de saturación.
- ❑ Concentración de la solución a la salida del absorbedor. De forma similar al punto anterior se calculó esta concentración a partir de los datos registrados por el otro caudalímetro Coriolis instalado a la entrada del tanque de almacenamiento.

4.2.2 Definición de los criterios de eficacia del absorbedor y parámetros utilizados

Flujo de absorción. Este parámetro (F_{AB}), definido como el caudal másico de amoníaco absorbido por unidad de área de transferencia de calor, es de gran importancia debido a que permite establecer la capacidad del equipo para absorber el vapor de amoníaco procedente del evaporador:

$$F_{AB} = \frac{\text{amoniacabsorbido}}{\text{área det ransferenciadecolor}} = \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \quad (4.1)$$

Grado de subenfriamiento de la solución a la salida del absorbedor. Este parámetro (ΔT_{SUB}) se define como la diferencia entre las temperaturas de la solución saturada a la presión del absorbedor y la concentración de salida y la de la solución a la salida del absorbedor, y representa el grado de aprovechamiento del potencial de absorción disponible:

$$\Delta T_{SUB} = T_{SOL,EQ} - T_{SOL,SAL} \quad (4.2)$$

Eficiencia másica del absorbedor. Es definida como la relación entre el flujo de vapor de refrigerante absorbido y el flujo másico máximo que podría haber sido absorbido a la presión del absorbedor y temperatura de entrada del agua de enfriamiento, como lo muestra la siguiente expresión:

$$efm = \frac{f_{AB}}{f_{AB,MAX}} \quad (4.3)$$

La definición (4.3) puede ser expresada en función de concentraciones:

$$efm = \frac{(x_{SAL} - x_{ENT})(1 - x_{EQ})}{(1 - x_{SAL})(x_{EQ} - x_{ENT})} \quad (4.4)$$

donde x_{EQ} es la concentración en equilibrio de la solución a la presión del absorbedor y la temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

Número de Reynolds de la solución. Este número adimensional permite establecer el grado de turbulencia del flujo de solución al pasar por el absorbedor. Sin embargo, la presencia de corrugaciones y los diferentes fenómenos involucrados como la aparición de burbujas y la absorción del refrigerante por la solución dificultan su definición. Autores como Bhavarahu (1978), Kang (2002) y Lee (2002), han definido el Número de Reynolds de diferentes formas, algunas están basadas en la fracción de vapor de amoníaco, la solución, y el diámetro del orificio, etc. En este trabajo se ha utilizado la definición más genérica en función del caudal másico de solución y del área de paso. El

flujo de vapor no fue considerado ya que su fracción volumétrica en la solución esta por debajo del 3%.

$$\text{Re}_{\text{SOL}} = \frac{v_{\text{SOL}} \rho_{\text{SOL}} d_{\text{HID}}}{\mu_{\text{SOL}}} \quad (4.5)$$

En donde v_{SOL} , ρ_{SOL} , μ_{SOL} son los valores respectivos de velocidad, densidad, y viscosidad de la solución a la presión del absorbedor y temperatura media de la solución entre la entrada y la salida, y la concentración de entrada. Por último d_{HID} es el diámetro equivalente.

Concentraciones total y de equilibrio. Uno de los puntos más críticos del tratamiento de los datos fue la determinación de la concentración y el caudal de la solución a la entrada y salida del absorbedor, debido a que las condiciones de trabajo nos llevaron a tener en las líneas de solución una pequeña fracción de vapor, que generó discrepancias entre los valores del calor liberado por la solución y del calor extraído por el agua de enfriamiento. Posiblemente esto fue debido a que los sensores de temperatura y presión no fueron colocados muy cerca de los puertos de conexión del intercambiador de placas, lo que nos llevó a calcular una *concentración total* y una *local en equilibrio*.

La concentración másica total (x_T) es calculada a partir de la temperatura y densidad registradas por los caudalímetros Coriolis colocados en los tanques de solución y de almacenamiento, considerando condiciones de equilibrio (ver figura 4.1). La concentración local en equilibrio es calculada a partir de la temperatura, presión y concentración total de la línea de solución. Este último parámetro fue calculado debido a que en algunos experimentos la corriente de solución entraba al absorbedor con un cierto título de vapor.

Al realizar los ensayos nos encontramos con tres distintos casos por lo que se refiere a la concentración en la línea de solución:

- Condiciones de subenfriamiento en la entrada y salida.
- Condiciones de subenfriamiento en la entrada y título de vapor en la salida.
- Títulos de vapor en la entrada y salida.

CASO 1. Condiciones de subenfriamiento en la entrada y salida

En este caso, la línea de solución tanto en la entrada como en la salida del absorbedor corresponde a un líquido subenfriado. La figura 4.1 muestra la trayectoria que llevan las líneas de vapor y de líquido, atravesando la solución por el intercambiador de calor **CAL-ENF**, el absorbedor (**ABS**) y el separador vapor-líquido (**SEP V-L**). La lectura de concentración total (x_T) se realiza en las zonas 1 y 4, utilizando las ecuaciones de Ibrahim y Klein (1993) para calcular las condiciones de equilibrio líquido-vapor.

Para realizar los balances de masa y energía en las zonas 2 y 3 de la figura 4.1, pueden considerarse directamente las concentraciones obtenidas mediante los caudalímetros Coriolis colocados en los puntos 1 y 4, ya que no existe un cambio de fase, por lo cual, los balances de materia global y parcial y energía, se expresan mediante las siguientes ecuaciones:

$$m_{SOL}(2) + m_v(2) = m_{SOL}(3) \tag{4.6}$$

$$m_{SOL}(2) x(2) + m_v(2) y(2) = m_{SOL}(3) x(3) \tag{4.7}$$

$$m_{SOL}(2) h_{SOL}(2) + m_v(2) h_v(2) = m_{SOL}(3) h_{SOL}(3) + Q_A \tag{4.8}$$

donde m_{SOL} y m_v son los caudales másicos de las corrientes líquido y vapor, respectivamente, x e y son las concentraciones másicas en la fase líquida y vapor, expresadas como fracciones másicas de amoníaco, h_{SOL} y h_v son la entalpía específica de la solución y vapor, respectivamente.

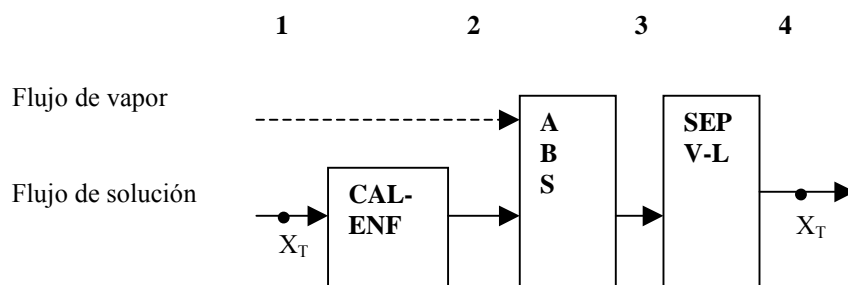


Figura 4.1 Diagrama de flujo para el cálculo de las concentraciones con subenfriamiento de la solución en la entrada y salida.

CASO 2. Condiciones de subenfriamiento en la entrada y título de vapor a la salida

En este caso, la línea de solución a la salida del absorbedor, zona 3 en la figura 4.2, corresponde a un flujo bifásico, lo cual significa que no todo el vapor que entra al intercambiador de placas fue absorbido.

Respecto al balance de masa, como no se conocen los caudales máxicos del líquido y del vapor en equilibrio ($m_{SOL,EQ}$ y $m_{V,EQ}$) en la zona 3, se realiza un balance de masa en **SEP V-L**. Las condiciones de equilibrio son calculadas a partir de la temperatura de salida, presión del absorbedor y la concentración total (punto 4):

$$m_{SOL}(2) + m_V(2) = m_{SOL,EQ}(3) + m_{V,EQ}(3) \quad (4.9)$$

$$m_{SOL}(2) x(2) + m_V(2) y(2) = m_{SOL,EQ}(3) x_{EQ}(3) + m_{V,EQ}(3) y_{EQ}(3) \quad (4.10)$$

Por último para determinar el caudal máxico de vapor absorbido (m_{AB}) y el calor disipado (Q_A), se lleva a cabo un balance de masa global y parcial en el absorbedor (ABS), considerando solo la solución subenfriada a la entrada y saturada a la salida, como lo muestran las siguientes ecuaciones:

$$m_{SOL}(2) + m_{AB} = m_{SOL,EQ}(3) \quad (4.11)$$

$$m_{SOL}(2) x(2) + m_{AB} y_{AB} = m_{SOL,EQ}(3) x_{EQ}(3) \quad (4.12)$$

$$m_{SOL}(2) h_{SOL}(2) + m_{AB,EQ} h_{AB,EQ} = m_{SOL,EQ}(3) h_{SOL,EQ}(3) + Q_A \quad (4.13)$$

donde $h_{AB,EQ}$ es la entalpía específica del vapor absorbido en condiciones de equilibrio.

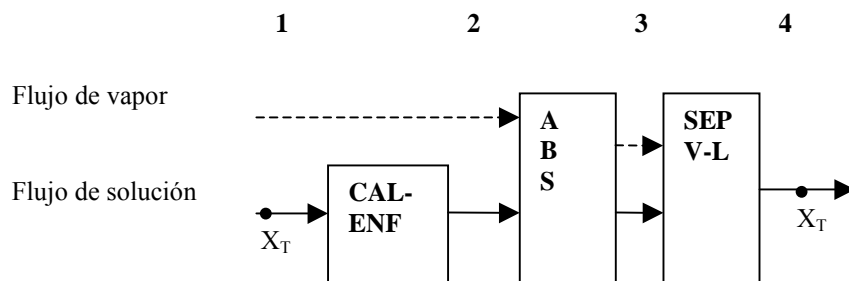


Figura 4.2. Diagrama de flujos para el cálculo de las concentraciones de la solución con subenfriamiento en la entrada y título de vapor en la salida

CASO 3. Condiciones de título de vapor en la entrada y salida

En este caso, ambas fases existen en la línea de solución tanto en la entrada como en la salida del absorbedor (punto 2 y 3 de la figura 4.3). Siguiendo el mismo procedimiento que en el caso 2, se realiza un balance de masa tomando en cuenta todos los sub-sistemas de la sección del absorbedor. En el balance de masa y energía, se consideran solo las líneas de líquido saturado de los puntos 2 y 3, como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$m_{\text{SOL,EQ}(2)} + m_{\text{AB}} = m_{\text{SOL,EQ}(3)} \quad (4.14)$$

$$m_{\text{SOL,EQ}(2)} x_{\text{EQ}(2)} + m_{\text{AB}} y_{\text{AB}} = m_{\text{SOL,EQ}(3)} x_{\text{EQ}(3)} \quad (4.15)$$

$$m_{\text{SOL,EQ}(2)} h_{\text{SOL,EQ}(2)} + m_{\text{AB,EQ}} h_{\text{AB,EQ}} = m_{\text{SOL,EQ}(3)} h_{\text{SOL,EQ}(3)} + Q_A \quad (4.16)$$

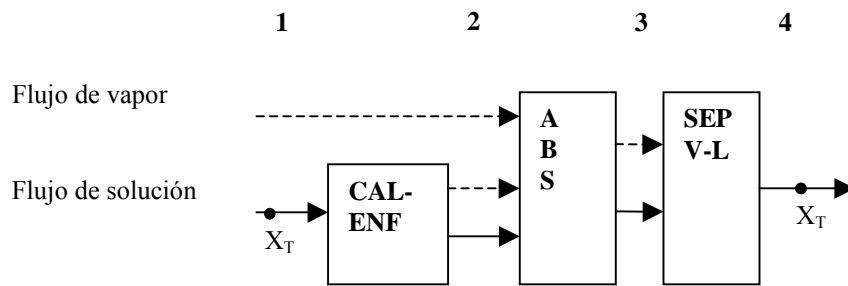


Figura 4.3. Diagrama de flujos para el cálculo de las concentraciones de solución con título en la entrada y en la salida del absorbedor.

Coefficiente de transferencia de calor del agua de enfriamiento. Antes de realizar la experimentación con la solución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ se llevaron a cabo ensayos circulando agua en ambos lados frío y caliente con el fin de determinar el coeficiente de transferencia de calor para el agua de enfriamiento.

En cada uno de los ensayos se determinó un coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_{EXP}) y otro calculado (U_{CAL}). El coeficiente experimental (U_{EXP}), se determina simplemente a partir de la ecuación de transferencia de calor (ecuación 4.17), mientras que el coeficiente calculado (U_{CAL}) se obtiene a partir de la ecuación 4.18; los coeficientes de calor que aparecen en dicha ecuación se calculan a partir de correlaciones empíricas que relacionan números adimensionales como los de Reynolds

y Prandtl (ecuación 4.19), proponiendo valores numéricos para los parámetros a, b y c. Por último se minimiza la suma de valores al cuadrado de las diferencias entre los valores del coeficiente global experimental y calculado, para obtener los valores de los parámetros a, b y c.

A continuación se describe de manera detallada la secuencia de cálculo:

- 1) Se realiza una serie de experimentos agua-agua, variando el Números de Reynolds y el Prandtl tanto en el lado caliente como el lado frío del intercambiador de placas.
- 2) Se calcula el coeficiente global de transferencia experimental (U_{EXP}) con la siguiente ecuación:

$$U_{EXP} = \frac{Q_{PROM}}{\Delta T_{LM} A} \quad (4.17)$$

en donde ΔT_{LM} es la diferencia de temperaturas media logarítmica, Q_{PROM} es calor promedio intercambiado entre el fluido caliente y frío y A es el área de la superficie de transferencia de calor.

- 3) Se determina el coeficiente global de transferencia de calor calculado (U_{CAL}). Este coeficiente involucra las resistencias térmicas del agua que van desde el lado caliente hasta el frío:

$$U_{CAL} = \frac{1}{\frac{1}{h_F} + \frac{M}{k_M} + \frac{1}{h_C}} \quad (4.18)$$

Debido a que los coeficientes de transferencia de calor de las corrientes fría (h_{ENF}) y caliente (h_C) no son conocidos, se propone una ecuación empírica (ecuación 4.19), calculando los Números de Nusselt y Prandtl para cada ensayo tanto en el lado frío como el caliente, y proponiendo valores numéricos para los parámetros a, b y c:

$$Nu = a Re^b Pr^c \quad (4.19)$$

$$Nu = \frac{hd_{HID}}{k_{SOL}} \quad (4.20)$$

siendo h es el coeficiente de transferencia de calor convectivo ($\text{kW/m}^2 \text{ K}$), k_M y k_{SOL} los valores de la conductividad térmica de la pared y del fluido, respectivamente (kW/m K), Nu , Pr , y Re son los Números de Nusselt, Prandtl y Reynolds, respectivamente, y M es el espesor de la placa (m).

4) Por último, una vez calculados los coeficientes U_{EXP} y U_{CAL} , los valores de los parámetros a , b y c son obtenidos minimizando la sumatoria de la ecuación (4.21) para todos los ensayos, utilizando el código de optimización no lineal (GRG2) desarrollado por John Watson y Dan Fylstra (1995).

$$\sum (U_{\text{EXP}} - U_{\text{CAL}})^2_{\text{MIN}} \quad (4.21)$$

Coeficiente de transferencia de calor de la solución. Una vez obtenido el coeficiente de transferencia de calor convectivo del agua de enfriamiento, el coeficiente de transferencia de calor de la solución puede calcularse fácilmente a partir de un balance de energía en el absorbedor y de la ecuación de transferencia de calor, tal como se indica a continuación.

El primer paso es calcular el calor disipado por medio de un balance de energía en el absorbedor de acuerdo con las condiciones de estado de cada corriente, utilizando las ecuaciones 4.8, 4.13 y 4.16, y éste a su vez debe ser igual al calor extraído por el agua de enfriamiento (ecuación 4.22). Las propiedades termodinámicas de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ fueron obtenidas a partir de las ecuaciones descritas en la sección 2.2.4:

$$Q_A = m_{\text{AG}} C_{p\text{AG}} (T_{\text{AG,SAL}} - T_{\text{AG,ENT}}) \quad (4.22)$$

siendo Q_A la potencia térmica liberada en el absorbedor, m_{AG} el caudal másico de agua de enfriamiento, $C_{p\text{AG}}$ es la capacidad calorífica específica del agua, h la entalpía específica de la solución o del vapor y T es la temperatura ($^{\circ}\text{C}$).

Una vez obtenida la potencia térmica liberada en el absorbedor, se aplica la ecuación de transferencia de calor (ecuación 4.23) para obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

$$Q_{AB} = UA \Delta T_{LMEQ} \quad (4.23)$$

Siendo UA el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área de la superficie de intercambio de calor y ΔT_{LMEQ} es la diferencia de temperatura media logarítmica entre la temperatura de equilibrio de la solución y el agua de enfriamiento (mas adelante se describe en detalle).

Por último a partir de la ecuación 4.24, se calcula el coeficiente de transferencia de calor de la solución, ya que el coeficiente de transferencia de calor convectivo del agua de enfriamiento es conocido.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ENF}} + \frac{M}{k_M} + \frac{1}{h_{SOL}}} \quad (4.24)$$

Diferencia de temperatura media logarítmica. Varias definiciones de este parámetro disponibles en la bibliografía, han sido propuestas para representar la transferencia de calor que tiene lugar entre la solución de NH₃-H₂O y el agua de enfriamiento.

Merril et al. (1995) utilizan para sus cálculos una *diferencia media logarítmica* (ΔT_{LM}) que involucra las temperaturas de entrada y salida de la solución y del agua de enfriamiento (ecuación 4.25), pero concluyen que esta expresión no es recomendable debido a que la corriente de solución suele entrar y salir del absorbedor en condiciones de subenfriamiento

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{SOL,ENT} - T_{ENF,SAL}) - (T_{SOL,SAL} - T_{ENF,ENT})}{Ln \frac{(T_{SOL,ENT} - T_{ENF,SAL})}{(T_{SOL,SAL} - T_{ENF,ENT})}} \quad (4.25)$$

siendo $T_{SOL,ENT}$ y $T_{SOL,SAL}$ las temperaturas de la solución a la entrada y salida del absorbedor, $T_{ENF,ENT}$ y $T_{ENF,SAL}$ las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento al absorbedor.

Miller (1998) propone la utilización de la *diferencia de temperatura máxima* (ΔT_{MAX}), definida como la diferencia entre la temperatura en equilibrio de la solución

de entrada del absorbedor y la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada. El valor de este parámetro refleja el potencial máximo de absorción de la solución respecto a las condiciones de entrada del agua de enfriamiento.

$$\Delta T_{MAX} = T_{SOL,ENT,EQ} - T_{ENF,ENT} \quad (4.26)$$

La desventaja de esta definición es que no tiene en cuenta los valores de las temperaturas de salida de la solución y del fluido de enfriamiento.

Para tener en cuenta las temperaturas de salida del absorbedor se propone en este trabajo la utilización de $\Delta T_{ML,EQ}$ definida como la media logarítmica de la diferencia entre la temperatura de equilibrio de la solución en función de su presión y concentración, y la temperatura del agua de enfriamiento $\Delta T_{EQ} = T_{EQ}(P,x) - T_{AG}$, según la expresión:

$$\Delta T_{LMEQ} = \frac{(T_{SOL,ENT,EQ} - T_{ENF,SAL}) - (T_{SOL,SAL,EQ} - T_{ENF,ENT})}{Ln \frac{(T_{SOL,ENT,EQ} - T_{ENF,SAL})}{(T_{SOL,SAL,EQ} - T_{ENF,ENT})}} \quad (4.27)$$

en que $T_{SOL,ENT,EQ}$ y $T_{SOL,SAL,EQ}$ son las temperaturas de la solución en condiciones de equilibrio a la entrada y salida del absorbedor. Con el uso de esta definición no se consideran las condiciones de subenfriamiento de la solución y se evitan los problemas de cruce de temperaturas en la zona de salida del absorbedor, debido a la fuerte liberación de calor en la zona de entrada del absorbedor.

A continuación se analizan estas tres definiciones de diferencia de temperaturas. En la figura 4.4 se gráfica la diferencia de temperaturas y el coeficiente de transferencia de calor en la solución en función del flujo de enfriamiento permaneciendo fijas las demás variables. En la figura 4.4 (a) se observa que al aumentar el caudal de enfriamiento las diferencias de temperaturas tienden a subir ligeramente. La diferencia de temperatura máxima (ΔT_{MAX}) tiene los valores más altos, mientras que utilizando la ΔT_{LM} se obtienen los más bajos. Esta última presenta problemas para caudales de agua de enfriamiento menores que 120 kg/h, ya que la temperatura del agua de enfriamiento a la salida es más caliente que la solución de entrada, dando valores erróneos.

La figura 4.4 (b) muestra que los valores más bajos del coeficiente de transferencia de calor fueron obtenidos utilizando la ΔT_{MAX} , obteniendo valores casi constantes de $1.25 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ muy por debajo del agua de enfriamiento (alrededor de $6 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$), debido a que la diferencia de temperatura es elevada y el calor disipado es casi el mismo para todos los casos. El coeficiente de calor utilizando ΔT_{LM} dio valores negativos, razón por la cual no aparece en la figura. Por último, utilizando la ΔT_{MLEQ} , los valores fueron comprendidos entre 5.52 hasta $6.61 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$, obteniéndose valores similares a los publicados por Merrill et al. (1995). Por lo cual, se optó por este último parámetro para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor, ya que como se ha mencionado anteriormente, toma en cuenta las corrientes de entradas y salidas.

Coeficiente de transferencia de masa. Este coeficiente se calcula de forma similar al coeficiente global de transferencia de calor, mediante la siguiente expresión:

$$km = \frac{m_{AB}}{A\Delta x_{LM}} \quad (4.28)$$

La diferencia de concentraciones logarítmica media (Δx_{LM}) representa el gradiente de concentraciones de la solución entre la entrada y salida del absorbedor respecto a sus valores en condiciones de saturación respectivas

$$\Delta x_{ENT} = x_{SOL,ENT,EQ} \rho_{SOL,ENT,EQ} - x_{SOL,ENT} \rho_{SOL,ENT} \quad (4.29)$$

$$\Delta x_{SAL} = x_{SOL,SAL,EQ} \rho_{SOL,SAL,EQ} - x_{SOL,SAL} \rho_{SOL,SAL} \quad (4.30)$$

$$\Delta x_{LM} = \frac{\Delta x_{ENT} - \Delta x_{SAL}}{Ln \frac{\Delta x_{ENT}}{\Delta x_{SAL}}} \quad (4.31)$$

siendo $x_{SOL,ENT,EQ}$ y $\rho_{SOL,ENT,EQ}$ la concentración, en fracción másica de amoníaco, y densidad de la solución a la presión del absorbedor y la temperatura de entrada al absorbedor en condiciones de saturación, respectivamente, y $x_{SOL,SAL,EQ}$ y $\rho_{SOL,SAL,EQ}$ la

concentración y densidad de la solución a la presión del absorbedor y la temperatura a la salida del absorbedor en condiciones de equilibrio, respectivamente.

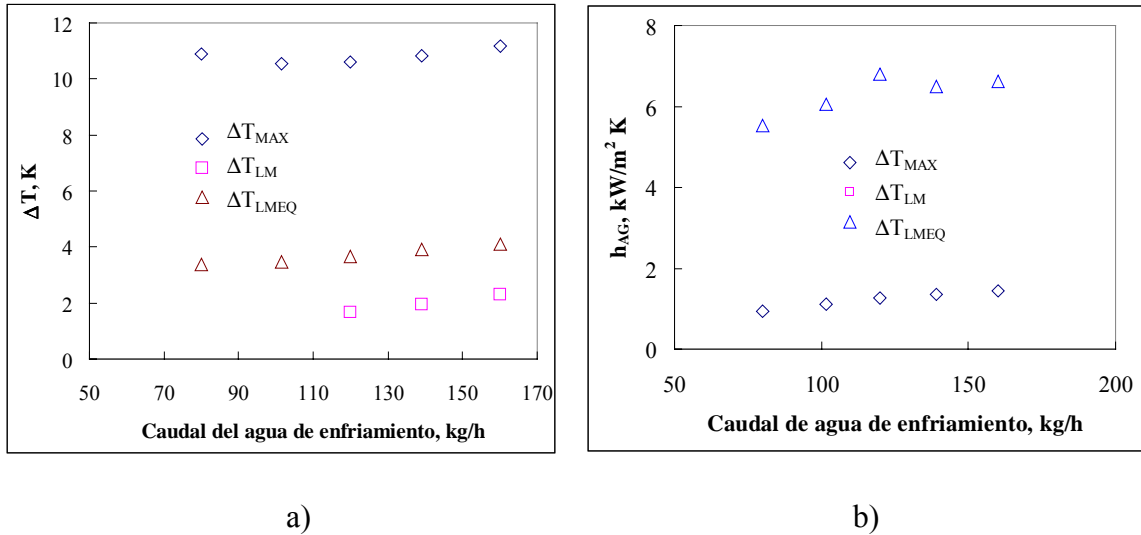


Figura 4.4 Variación de la diferencia de temperaturas en el absorbedor, para las definiciones consideradas, con el Número de Reynolds.

4.3 RESULTADOS EXPERIMENTALES

4.3.1 Determinación del coeficiente de transferencia de calor convectivo del agua de enfriamiento (ensayos agua-agua)

Los datos registrados para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, fueron principalmente el caudal másico del agua que circulaba por los canales frío y caliente, las temperaturas y presiones a la entrada y salida del intercambiador de calor de placas estudiado. Para asegurar que los datos almacenados fueran confiables se dejó pasar un lapso de tiempo entre 15 y 20 minutos de estabilidad de las variables monitorizadas por ensayo. Por otro lado, el tiempo de inestabilidad duraba entre 30 y 45 minutos, dependiendo estos valores en mayor parte del control de temperaturas de los PIDs.

Basándose en el trabajo de Kakaç (1998), se propusieron dos correlaciones, una para el régimen de transición y otra para el turbulento, tal como lo muestran las ecuaciones 4.32 y 4.33. La constante c que aparece como exponente en el Número de Prandtl se fijó igual a 0.33 de acuerdo con la bibliografía, ya que el intervalo de variación de la

temperatura es muy restringido, permaneciendo los valores del Número de Prandtl entre 4.4 y 5:

Régimen de transición (Re: 66 – 400):

$$Nu = 0.990 Re^{0.53} Pr^{0.33} \quad (4.32)$$

Régimen turbulento (Re: 400 - 1028):

$$Nu = 0.339 Re^{0.703} Pr^{0.33} \quad (4.33)$$

En la figura 4.5 se representa gráficamente los valores del Número de Nusselt (calculado a partir de las ecuaciones 4.32 y 4.33) en función del Número de Reynolds para diferentes regímenes, observándose que en el intervalo considerado para el Número de Reynolds, el Nusselt aumenta de 15 hasta 65.

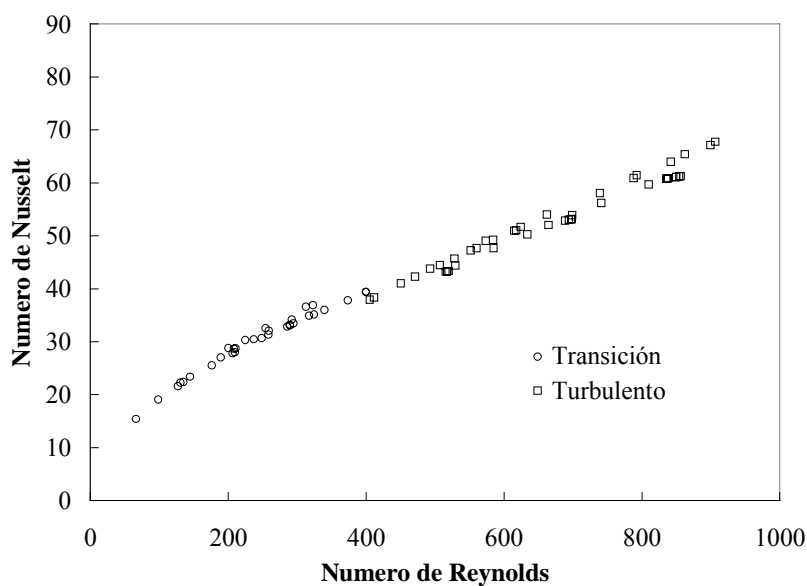


Figura 4.5 Valores del Número de Nusselt en función del Número de Reynolds correspondientes a las experiencias del intercambio de calor agua-agua

Si se comparan los coeficientes de transferencia de calor experimentales con los de la bibliografía para este tipo de intercambiador de calor, se obtienen desviaciones del 20 hasta 30% más altos. Además, en la figura 4.5 se observan dos distintas tendencias; una

corresponde al régimen transitorio para valores del Reynodls entre 66 y 200, y otra corresponde al régimen turbulento para los valores comprendidos entre 200 y 1028; estos límites del número de Reynolds son distintos de los que reporta Kakaç (1998).

4.3.2 Resultados de los ensayos con el amoníaco-agua

El estudio experimental del funcionamiento del absorbedor se llevó a cabo en las condiciones de operación que se muestran en la tabla 4.1, obtenidas a partir de la simulación termodinámica del ciclo de refrigeración por absorción (ver capítulo 3). Como se puede observar en dicha tabla se trabajó con dos valores diferentes de concentración de la solución, de la presión del absorbedor y de las temperaturas, mientras que los caudales máxicos se incrementaban entre 10 y 15 kg/h en cada experimentación.

La presión de la sección de test del absorbedor fue prácticamente controlada por la inyección del vapor utilizando la válvula mano-reductora de la botella de amoníaco.

La etapa de separación del vapor de la fase líquida en el depósito SEP V-L situado a la salida del absorbedor fue innecesaria, ya que como se comentó en la sección 4.2.2, no hubo problemas de medición de la concentración, puesto que la lectura de la densidad de la solución rica en refrigerante se tomaba justo antes de la entrada al tanque de almacenamiento, con lo cual, la pequeña fracción de vapor que se tenía a la salida del absorbedor se absorbía a lo largo de la tubería hasta llegar al caudalímetro Coriolis.

Tabla 4.1 Condiciones de operación de los ensayos realizados.

Parámetro	Rango
Temperaturas de solución, °C	38 y 42
Temperaturas del agua de enfriamiento, °C	29 y 35
Valores de la concentración máxica de NH ₃ de la solución a la entrada del absorbedor	0.29 y 0.33
Presiones del absorbedor, bar	1.6 y 2
Caudal máxico de la solución NH ₃ -H ₂ O, kg/h	29 – 65
Caudal máxico del agua de enfriamiento, kg/h	80 – 140

En el anexo D se muestran los resultados en forma de tablas en el mismo orden en que aparecen en el estudio de sensibilidad presentado a continuación. Las condiciones de operación del caso base considerado en este estudio fueron las siguientes:

- ❑ Presión del absorbedor = 1.97 bar
- ❑ Concentración másica de amoníaco de la solución a la entrada = 0.334
- ❑ Temperatura de la solución a la entrada = 38 °C
- ❑ Temperatura del fluido de enfriamiento a la entrada = 30 °C

4.3.2.1 Efecto del flujo del agua de enfriamiento

En las figuras 4.6 y 4.7 se representan los valores obtenidos del coeficiente de transferencia de calor de la solución y del flujo absorbido en función del Número de Reynolds del agua de enfriamiento para los diferentes caudales de solución. En la figura 4.7 se observa como al incrementar el Número de Reynolds del agua de enfriamiento, los coeficientes de transferencia de calor permanecen casi constantes para cada flujo de solución, obteniéndose valores de $3.2 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ cuando el caudal de solución es de 30 kg/h y del orden de $7 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ para 50 kg/h. En la figura 4.7 se observa que al aumentar el Número de Reynolds el flujo de absorción también aumenta desde un valor de $0.0025 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ para un Reynolds de 300 a un caudal de solución de 30 kg/h, hasta un valor máximo de $0.0069 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, a un Reynolds de 600 a un caudal de solución de 50 kg/h.

En la figura 4.8 se muestra la variación de la eficiencia másica del absorbedor con el Número de Reynolds del agua de enfriamiento a diferentes caudales de solución. Claramente se observa que al aumentar el caudal del agua de enfriamiento, la eficiencia aumenta, pero disminuye con el caudal de solución. También se observa que la eficiencia varía desde 0.3 hasta 0.58 teniendo un comportamiento ligeramente logarítmico. Con esto se concluye que el caudal de agua de enfriamiento afecta en mayor medida al flujo de absorción que al coeficiente de transferencia de calor de la solución.

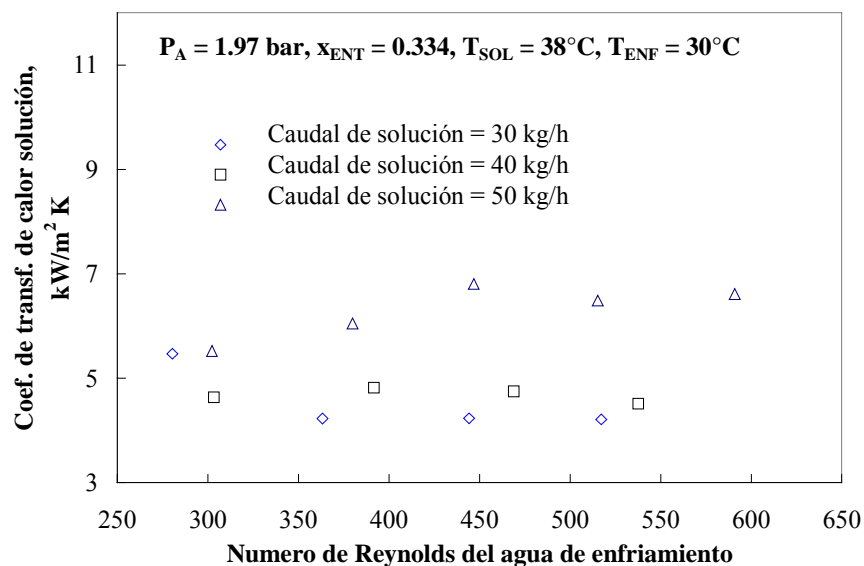


Figura 4.6 Coeficiente de transferencia de calor de la solución en función del Número de Reynolds del agua de enfriamiento a diferentes caudales de solución.

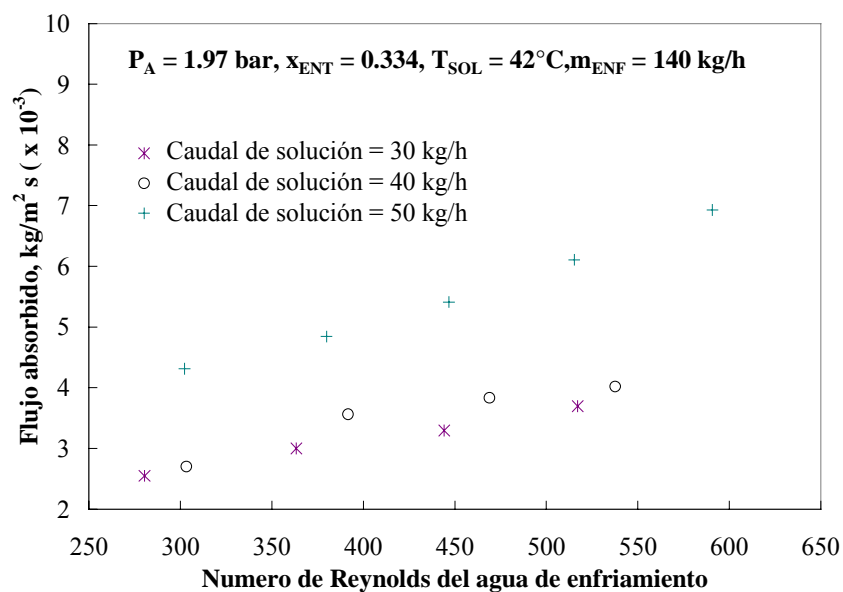


Figura 4.7 Flujo de vapor absorbido en función del Número de Reynolds del agua de enfriamiento, para diferentes caudales de solución.

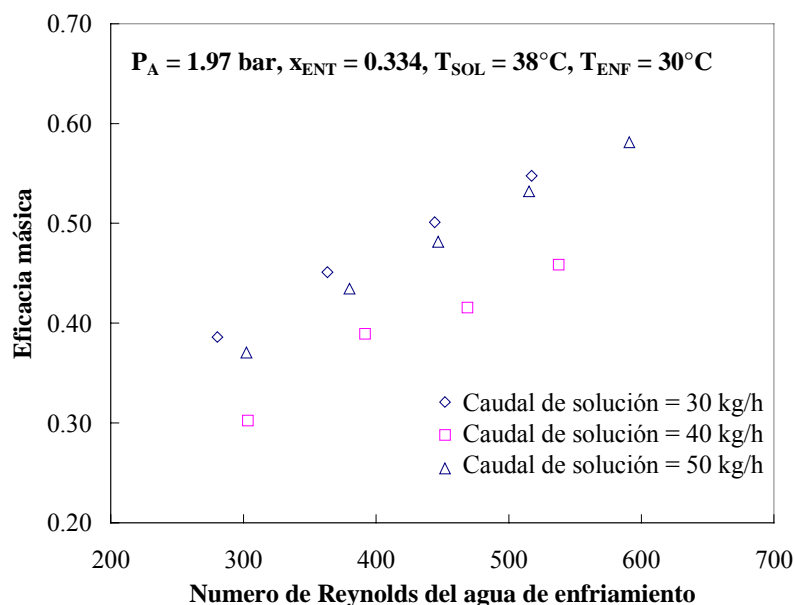


Figura 4.8 Eficiencia másica del absorbedor en función del Número de Reynolds del agua de enfriamiento a diferentes caudales de solución.

La figura 4.9 muestra la influencia del caudal del agua de enfriamiento en el coeficiente de transferencia de masa para un caudal de solución de 50 kg/h; así, este coeficiente aumenta ligeramente desde 0.001 hasta 0.002 m/s, al aumentar el caudal de enfriamiento, debido a que la disipación de mayor cantidad de calor mejora la transferencia de masa en absorbedor.

El incremento del Número de Reynolds del agua de enfriamiento causa una disminución insignificante del grado de subenfriamiento de la solución a la salida del absorbedor, como lo muestra la gráfica 4.10. El orden de magnitud del grado de subenfriamiento ($< 1^\circ\text{C}$) muestra que el absorbedor estuvo trabajando casi a su máximo potencial de absorción.

En las gráficas 4.9 y 4.10, se presentan los datos del coeficiente de transferencia de masa y el grado de subenfriamiento de la solución solo para el caudal de solución de 50 kg/h, debido que para el cálculo de estos parámetros se consideran condiciones de subenfriamiento tanto en la entrada como en la salida de la solución del absorbedor.

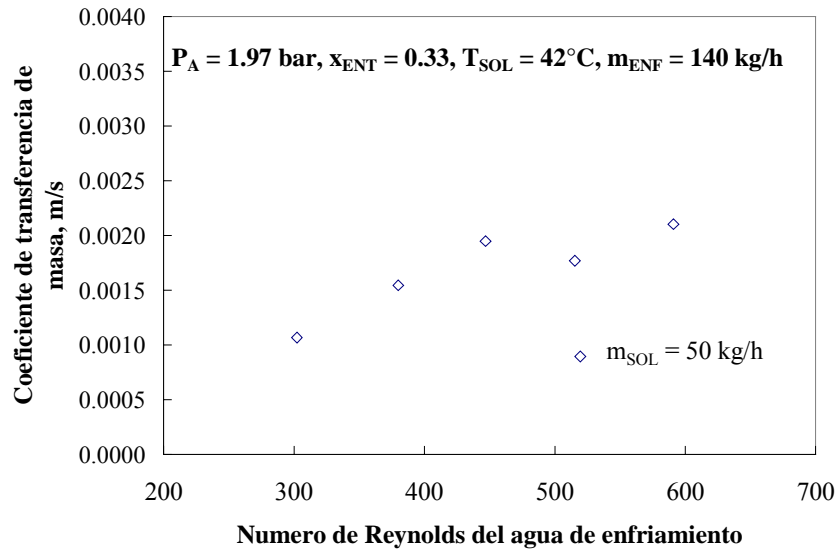


Figura 4.9 Coeficiente de transferencia de masa en función del Número de Reynolds del agua de enfriamiento.

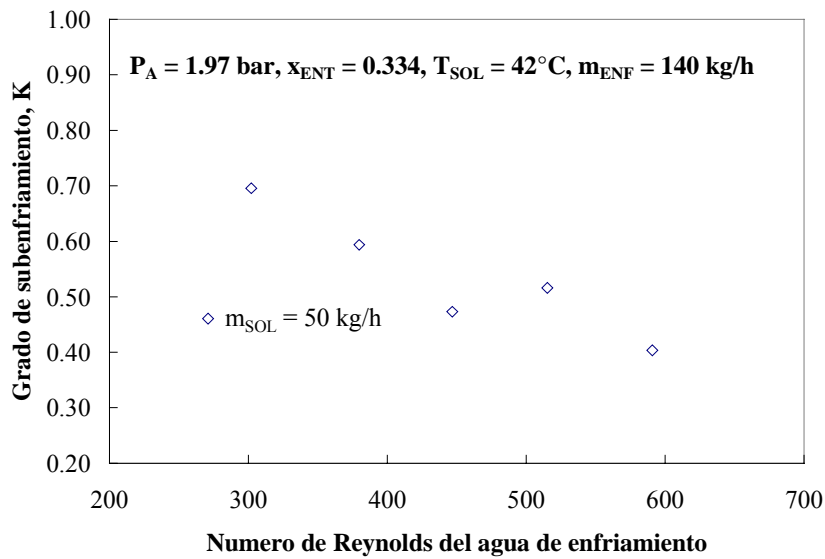


Figura 4.10 Grado de subenfriamiento de la solución en función del Número de Reynolds del agua de enfriamiento.

4.3.2.2 Efecto del caudal de solución

En las figuras 4.11 y 4.12 se muestra el efecto del Número de Reynolds de la solución en el coeficiente de transferencia de calor de la solución y el flujo de vapor

absorbido, respectivamente, a dos temperaturas del agua de enfriamiento. La figura 4.11 muestra que el coeficiente de transferencia de calor tiene una tendencia logarítmica, llegando a un valor máximo de $4.96 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ para un Reynolds de 420 y una temperatura de entrada del agua de enfriamiento de $30 \text{ }^\circ\text{C}$, teniendo como valor mínimo $3.20 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ a un Número de Reynolds de 185. El incremento del coeficiente de transferencia de calor, al aumentar el caudal de solución, se debe a la aparición de turbulencias y remolinos en la solución mejorando así el mezclado vapor-líquido de la solución.

La tendencia del flujo de vapor absorbido es casi constante al variar el caudal de solución como lo muestra la figura 4.12, permaneciendo a 0.0020 y $0.0045 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, a temperaturas del agua de enfriamiento de 35 y 30°C , respectivamente, lo que significa que el potencial de absorción no es sensible a este parámetro a diferencia de lo observado con el caudal del agua de enfriamiento. Por lo tanto, el caudal de solución afecta más a la transferencia de calor que al flujo de absorción.

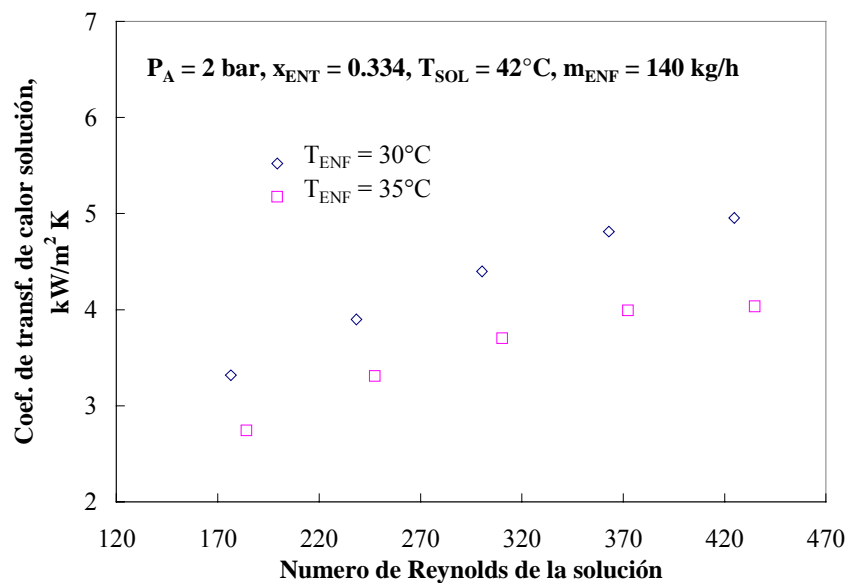


Figura 4.11 Coeficiente de transferencia de calor en función del Número de Reynolds de la solución a dos diferentes temperaturas del agua de enfriamiento.

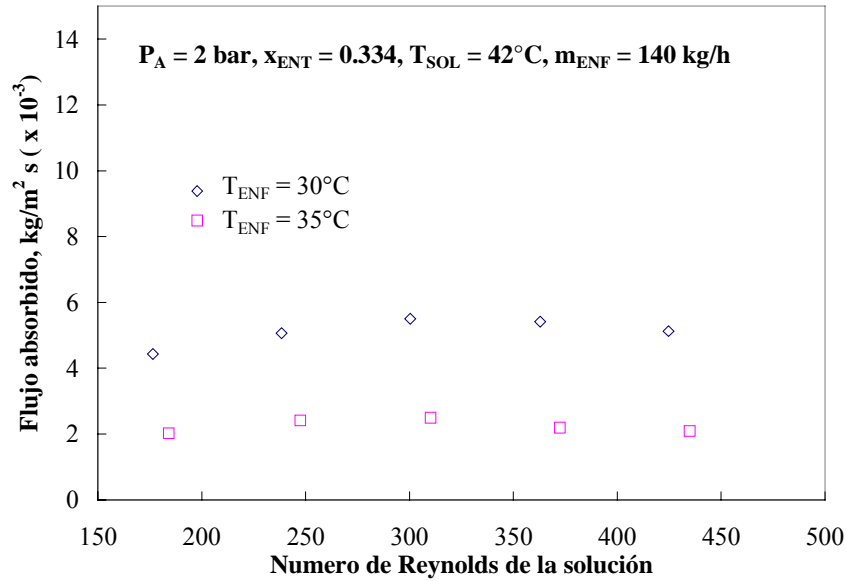


Figura 4.12 Flujo absorbido en función del Número de Reynolds de la solución a dos diferentes temperaturas de agua de enfriamiento.

4.3.2.3 Efecto de la temperatura del agua de enfriamiento

En la figura 4.11, se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor es mayor al disminuir la temperatura del agua de enfriamiento. Esta mejora puede justificarse por el aumento de la concentración de equilibrio a la salida del absorbedor al disminuir dicha temperatura. Para un Reynolds de 170 se obtiene un valor de $2.74 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ a la temperatura de 35°C , mientras que a 30°C , el valor del coeficiente aumenta un 21%, manteniéndose este porcentaje casi constante para el todo el intervalo considerado del caudal de solución.

En las figuras 4.12 y 4.13 se muestran los valores del flujo de vapor absorbido y la carga térmica del absorbedor en función del Número de Reynolds de la solución, respectivamente. Al disminuir la temperatura del agua de enfriamiento, el flujo absorbido y el calor disipado del absorbedor aumentan. A temperaturas de 30 y 35°C del agua de enfriamiento, el flujo absorbido es del orden de 0.0055 y $0.0022 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, respectivamente. El efecto de la temperatura de enfriamiento es bastante significativo para el flujo de absorción y el calor disipado, ya que al variar este parámetro se incrementa el flujo de absorción en un 128%, y la carga térmica del absorbedor en un 105%, permaneciendo en general estos porcentajes casi constantes en las condiciones de

operación consideradas. Los valores máximo y mínimo obtenidos para el calor disipado fueron de 0.46 y 1.32 kW, respectivamente.

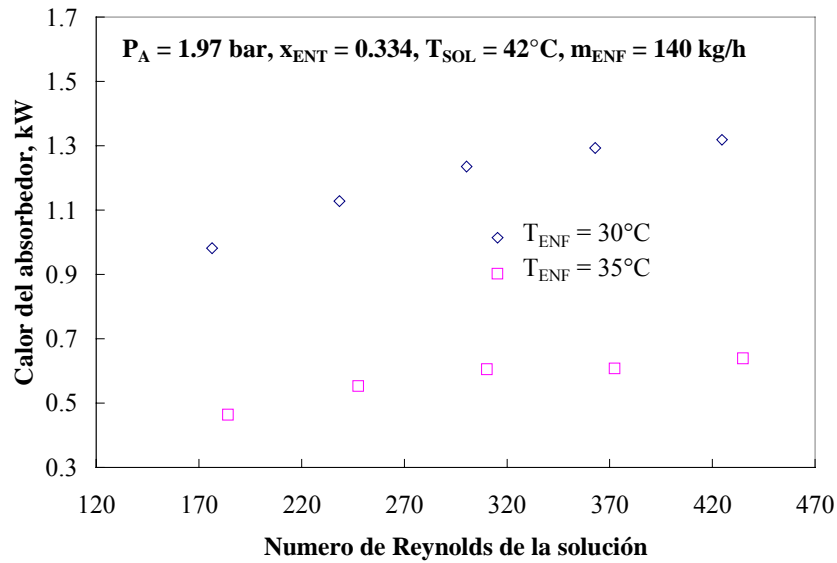


Figura 4.13 Carga térmica del absorbedor en función del Número de Reynolds de la solución a dos diferentes temperaturas de agua de enfriamiento.

4.3.2.4 Efecto de la presión del absorbedor

Las figuras 4.14, 4.15 y 4.16 muestran el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor, la carga térmica del absorbedor, y el flujo de vapor absorbido a dos presiones del absorbedor en función del Número de Reynolds de la solución, respectivamente. La figura 4.14 muestra que al aumentar la presión, el coeficiente de transferencia de calor en la solución aumenta de 2.84 hasta 4.08 $\text{kW/m}^2 \text{ K}$ para un Reynolds de 170, y de 4.17 hasta 5.84 $\text{kW/m}^2 \text{ K}$ para un Reynolds de 350. Esto es debido a que la presión parcial del NH_3 disminuye en la interfase, lo que aumenta la fuerza motriz de la absorción (gradiente de la presión parcial de NH_3 entre el seno del vapor y la interfase).

La figura 4.16 muestra el efecto que tiene la presión del absorbedor sobre el calor disipado. El aumento de la presión de 1.6 a 2 bar causa un incremento en la carga térmica del absorbedor del orden de 80 % a un Reynolds de solución de 170. Este incremento es casi lineal al aumentar el Número de Reynolds alcanzando un valor máximo de 1.28 kW a un Número de Reynolds de 370 a 2 bar. En el caso del flujo de

absorción el incremento fue de 54% como lo muestra la figura 4.17. Dicho parámetro a una presión de 1.6 bar toma un valor de $0.0027 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, mientras que para una presión de 2 bar dicho valor es de $0.0038 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$. El efecto de la presión del absorbedor no modifica dichos valores en el intervalo 170 - 370 del Número de Reynolds de la solución.

La figura 4.17 muestra que a mayor presión la eficiencia másica disminuye ligeramente de 0.62 hasta 0.55 a un Reynolds de 170, pero a altos valores de Reynolds (350) su valor disminuye significativamente de 0.40 hasta 0.30.

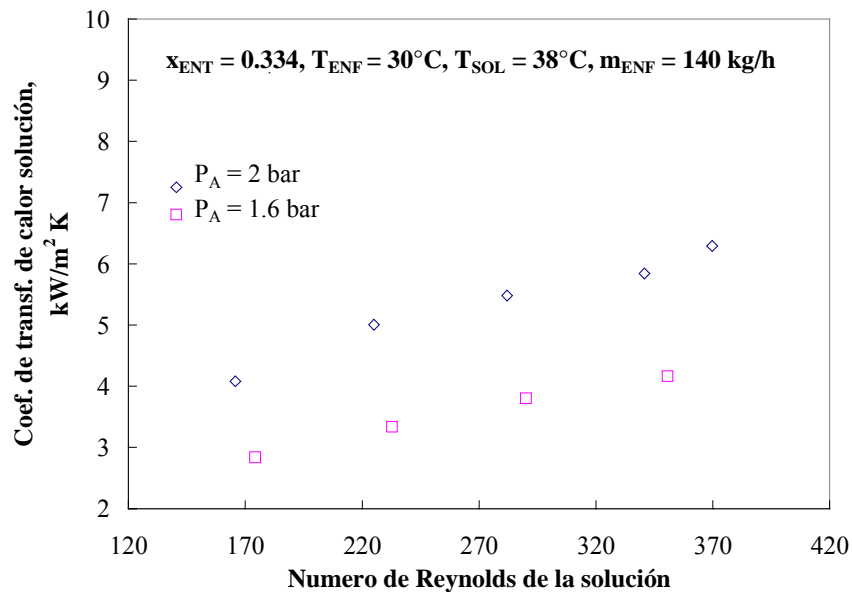


Figura 4.14 Coeficiente de transferencia de calor de la solución en función del Número de Reynolds de la solución a dos presiones diferentes.

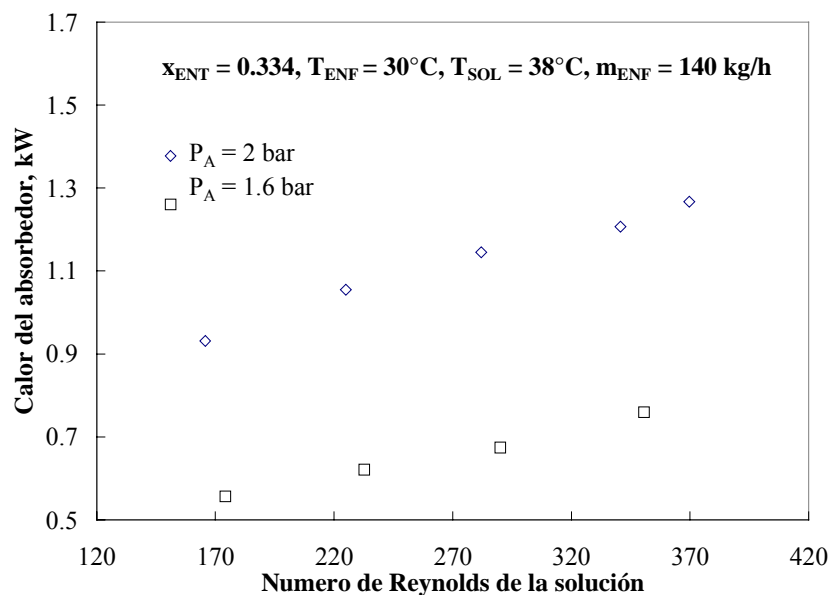


Figura 4.15 Carga térmica del absorbedor en función del Número de Reynolds de la solución a dos presiones de operación del absorbedor.

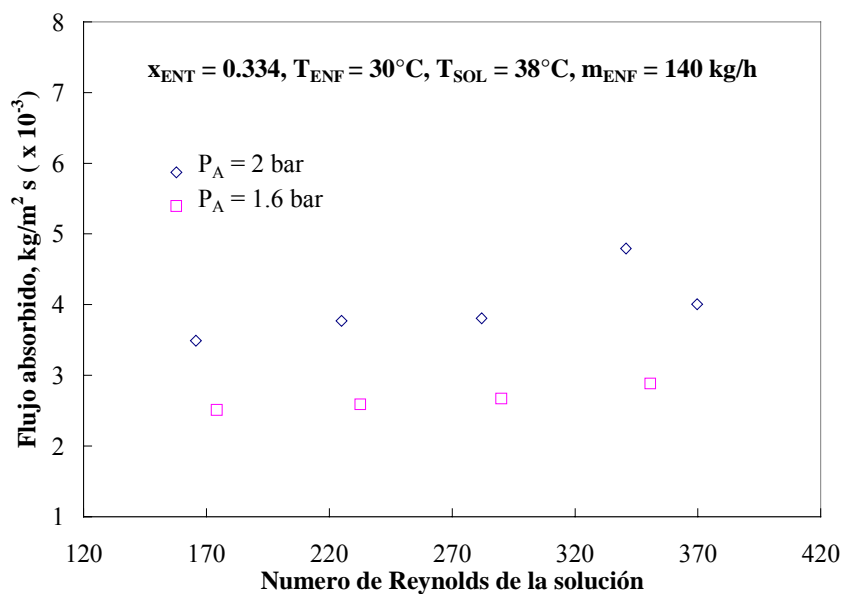


Figura 4.16 Caudal de vapor absorbido en función del Número de Reynolds de la solución a dos presiones del absorbedor diferentes.

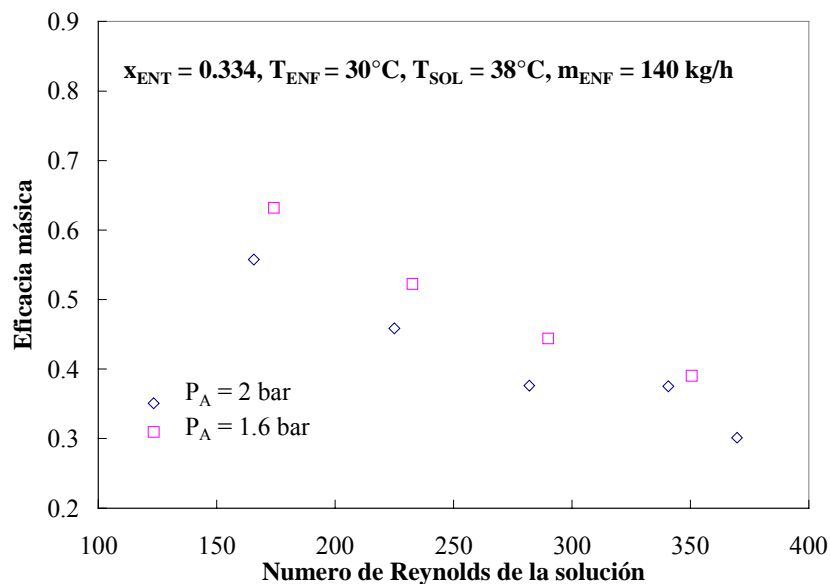


Figura 4.17 Eficiencia másica del absorbedor en función del Número de Reynolds de la solución a dos presiones de operación del absorbedor.

4.3.2.5 Efecto de la temperatura de la solución

Las figuras 4.18 a la 4.21 muestran el efecto de la temperatura de la solución en el coeficiente de transferencia de calor, en la carga del absorbedor, en el flujo de vapor absorbido, y en la eficiencia másica al cambiar el caudal másico de solución a la entrada del absorbedor. En estos gráficos se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor es mayor, cuanto menor es la temperatura de la solución, a pesar que tiene un potencial de absorción menor (figura 4.20); sin embargo la disipación de calor es casi la misma para ambas, como lo muestra la figura 4.19. Un comportamiento similar fue obtenido por Lee et al. (2002), explicando que a menor temperatura de la solución el calor sensible es mayor; Además la ΔT_{MLEQ} es menor, lo que ocasiona que el coeficiente sea menor.

El coeficiente de transferencia de calor de la solución vario de 3.32 kW/m² K a una temperatura de 42°C y un Número de Reynolds de 170, hasta 6.69 kW/m² K para una temperatura de 38°C y Reynolds de 370. El flujo de absorción casi permaneció constante con valores de 0.0055 kg/m² s para una temperatura de 38°C y 0.0035 kg/m² s para 42°C .

La figura 4.21 muestra que la eficiencia másica del absorbedor a una temperatura de 38 °C es ligeramente mayor que la temperatura a 42 °C. Este parámetro se mantuvo entre 0.35 y 0.61 en las condiciones de operación de los ensayos realizados.

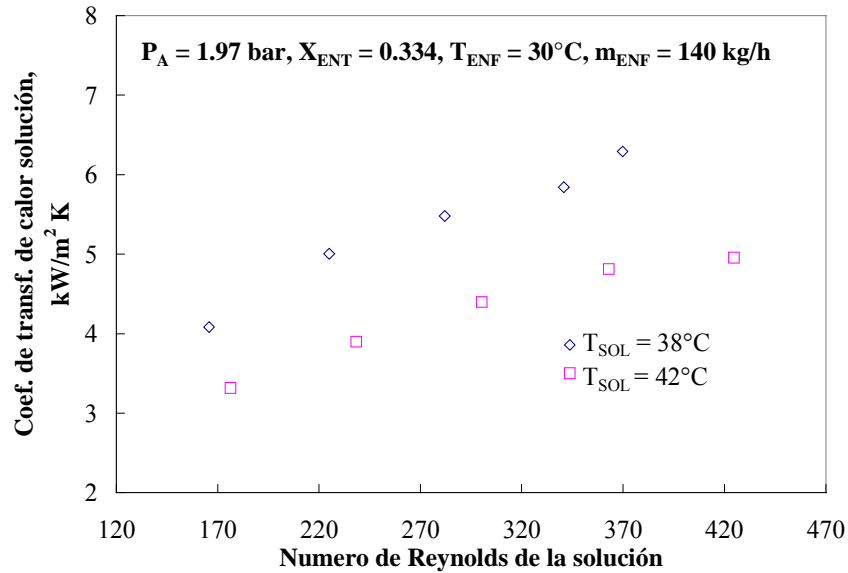


Figura 4.18 Coeficiente de transferencia de calor de la solución en función del Número de Reynolds de la solución a dos temperaturas de entrada del absorbedor.

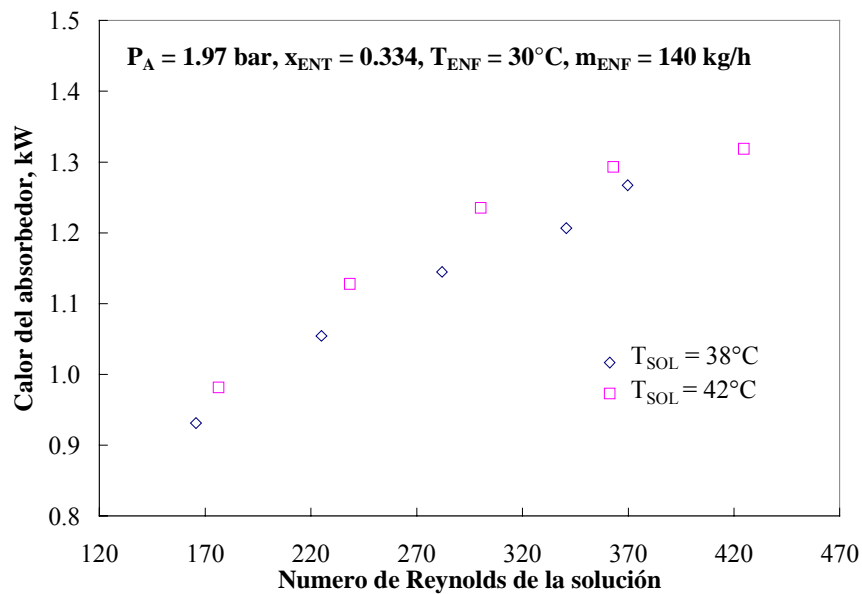


Figura 4.19 Carga térmica del absorbedor en función del Número de Reynolds de la solución a dos temperaturas de entrada de la solución al absorbedor.

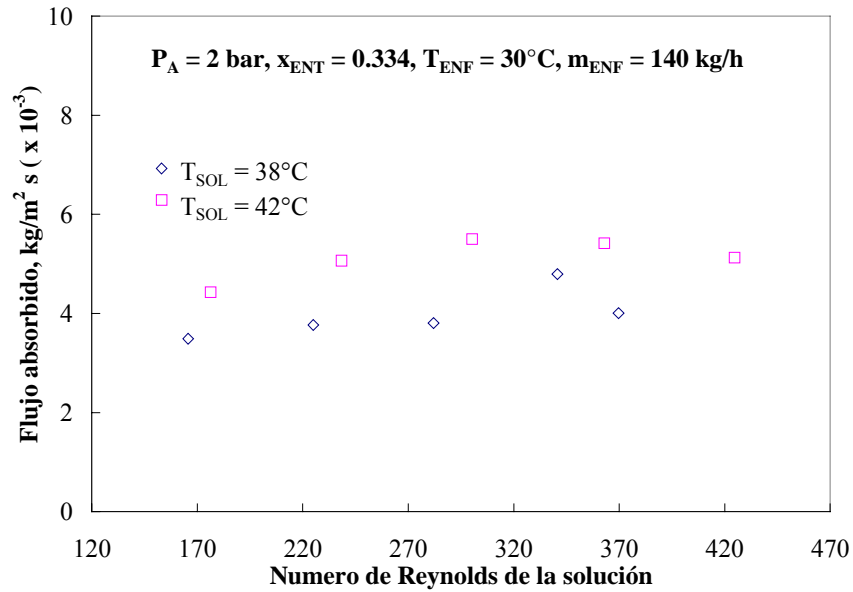


Figura 4.20 Flujo de vapor absorbido en función del Número de Reynolds de la solución a dos temperaturas de entrada de la solución al absorbedor

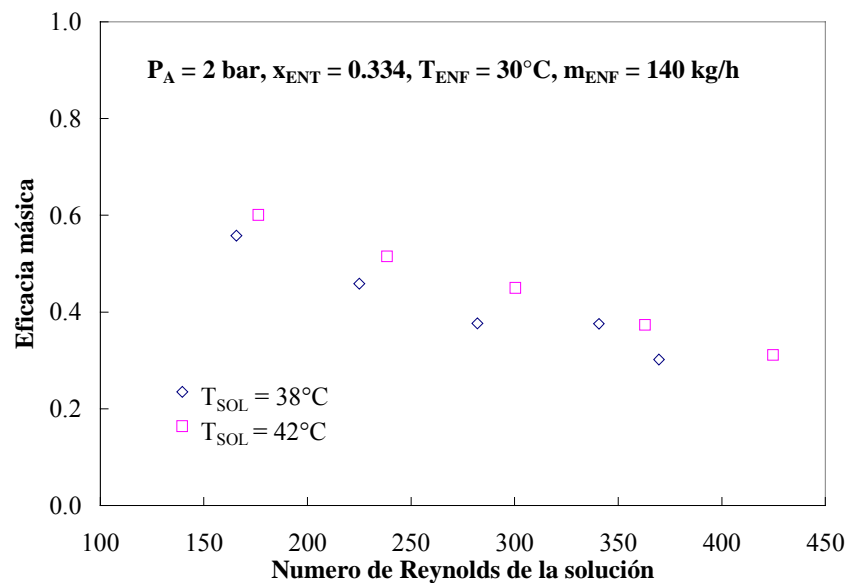


Figura 4.21 Eficiencia másica del absorbedor en función del Número de Reynolds de la solución a dos temperaturas de entrada de la solución al absorbedor.

4.3.2.6 Efecto de la concentración de la solución

Las figuras 4.22 a 4.24 muestran el efecto de la concentración de la solución a la entrada al absorbedor sobre el coeficiente de transferencia de calor de la solución, la carga térmica del absorbedor, y el flujo de vapor absorbido en función del Número de

Reynolds de la solución, respectivamente. En el gráfico de la figura 4.22 se puede apreciar que a menor concentración el coeficiente de transferencia de calor de la solución aumenta. El efecto de la concentración sobre dicho coeficiente al aumentar el caudal de solución es casi lineal, variando desde 2.84 hasta 4.17 kW/m² K para una concentración másica de 0.33 de amoníaco y de 3.84 hasta 5 kW/m² K para una de concentración 0.29.

La figura 4.23 muestra, que a menor concentración, el calor disipado en el absorbedor fue en promedio un 63% más alto. La carga térmica del absorbedor obtenida en estas condiciones estuvo en el intervalo 0.50 - 1.28 kW.

La figura 4.24 muestra que el flujo de absorción es mayor a una concentración baja. La disminución de la concentración genera un mayor potencial de absorción, debido al aumento del gradiente de concentración entre la solución y la fase vapor. Explicado de otra forma, cuando la concentración disminuye la presión de vapor de la solución también disminuye, por lo tanto, el potencial motriz es mayor. Los valores del flujo de absorción permanecen casi constantes a 0.0046 kg/m²s a la concentración baja, y a 0.0025 kg/m²s a la concentración másica alta (0.33).

En la figura 4.25 se representan los valores de la diferencia de concentraciones entre la entrada y la salida del absorbedor (Δx) en función del Número de Reynolds de la solución a diferentes concentraciones de la solución a la entrada del absorbedor. Se puede observar en esta grafica que a mayores valores del Número de Reynolds de solución los valores de Δx van disminuyendo de 0.032 hasta 0.025 kg_{NH3}/kg_{SOL} para la concentración baja, y de 0.02 a 0.011 kg_{NH3}/kg_{SOL} para la concentración alta; esto es debido a que el potencial de absorción de la solución no es directamente proporcional a la cantidad de amoníaco inyectada. También, se observa que a menores concentraciones, la Δx es mayor.

De las gráficas presentadas en esta sección, se puede observar que para la concentración másica del 0.29 de amoníaco, el valor máximo del Número de Reynolds de la solución conseguido en los ensayos es de 276 (con un caudal de solución de 50 kg/h), debido a que al aumentar el caudal de solución no fue posible mantener la presión de operación en el absorbedor en las condiciones establecidas (1.6 bar), ya que la cantidad de vapor inyectado no era suficiente.

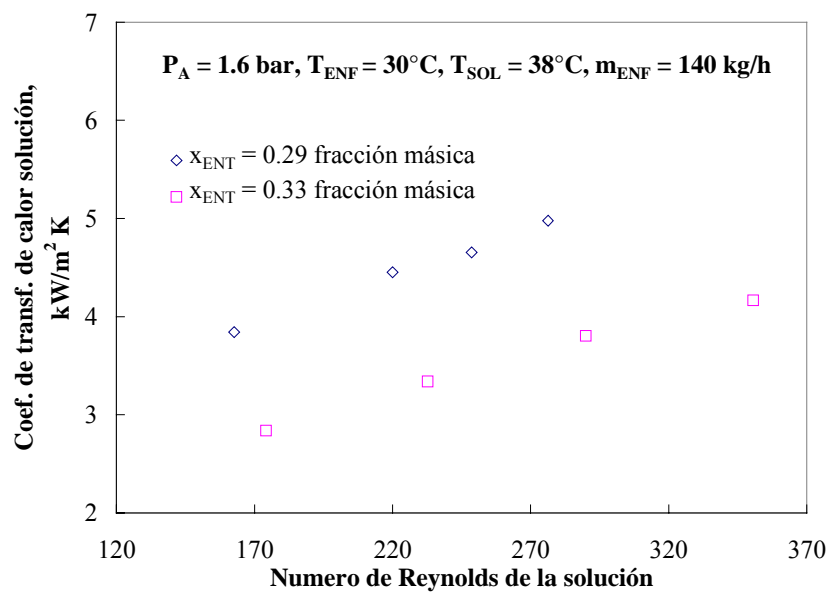


Figura 4.22 Coeficiente de transferencia de calor en función del Número de Reynolds de la solución a dos concentraciones de entrada de la solución al absorbedor.

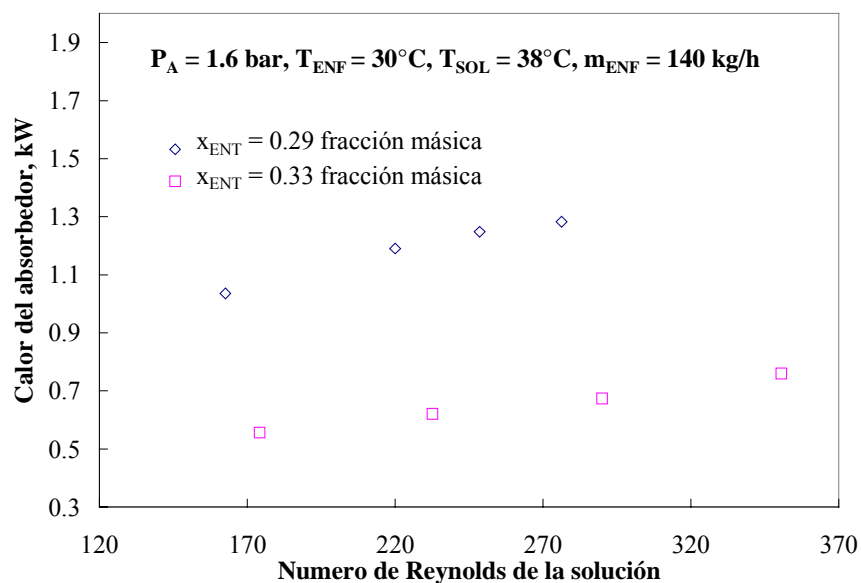


Figura 4.23 Carga térmica del absorbedor en función del Número de Reynolds a dos concentraciones de entrada de la solución al absorbedor.

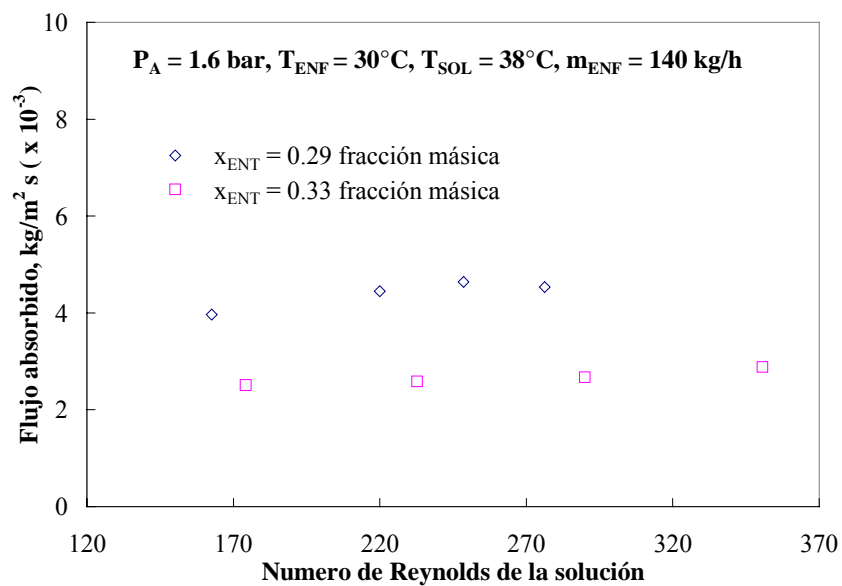


Figura 4.24 Flujo absorción en función del Número de Reynolds de la solución a dos concentraciones de entrada de la solución al absorbedor.

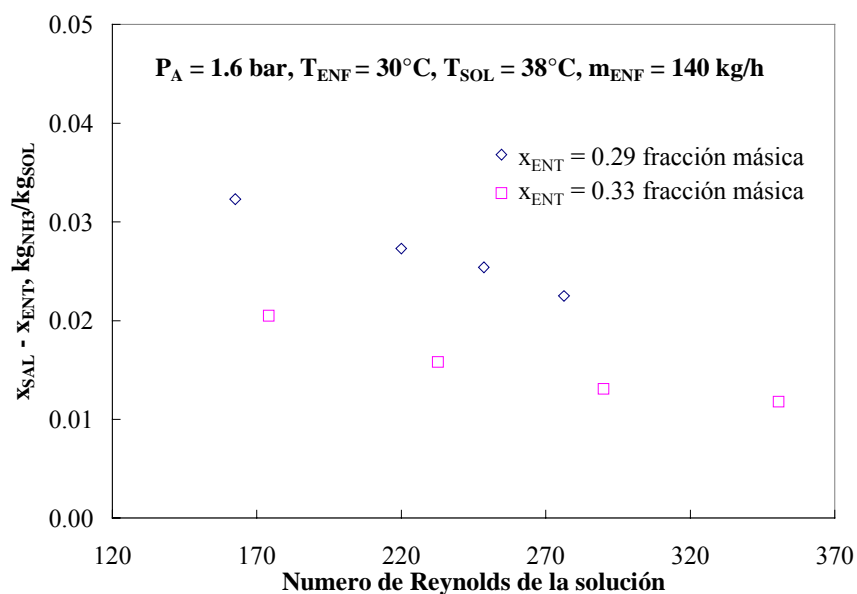


Figura 4.25 Δx en función del Número de Reynolds de la solución a dos concentraciones de entrada de la solución al absorbedor.

4.3.2.7 Intervalo de variación de los parámetros de eficacia del absorbedor

Los valores presentados en la tabla 4.2 corresponden a los valores máximos y mínimos de los parámetros calculados para la evaluación del absorbedor durante las experimentaciones en el banco de ensayos.

Tabla 4.2 Valores de los parámetros máximos y mínimos experimentales

Parámetro	Mínimo	Máximo
Coefficiente de transferencia de calor de la solución, kW/m ² K	2.7	6.8
Flujo de absorción, kg/m ² s	0.002	0.007
Carga del absorbedor, kW	0.46	1.32
Eficiencia másica	0.30	0.62

4.4 RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA BIBLIOGRAFÍA DE ABSORBEDORES DE BURBUJA

Esta sección tiene la finalidad de mostrar resultados experimentales disponibles en la bibliografía abierta sin pretender compararlos con los del presente trabajo ya que las condiciones de operación son diferentes y las conclusiones que se podrían obtener no serían fiables. En la tabla 4.3 se muestran los resultados experimentales del presente trabajo y los obtenidos previamente por Merrill et al. (1995) y Lee et al. (2002). Los primeros autores utilizan un absorbedor con cinco tubos concéntricos en forma de U conectados en serie con una inyección de vapor en cada uno de ellos en condiciones de un ciclo de absorción GAX, mientras que Lee et al. (2002), son los únicos autores que realizaron experimentos con intercambiadores de placas lisas.

Existen otras referencias bibliográficas de trabajos relacionados con la configuración de absorbedores de burbujas, pero estos no se comentan en el presente trabajo por no mostrar suficiente información.

Analizando los resultados obtenidos por Lee et al. (placa lisa) y los del presente trabajo de placas corrugadas, se observa una mejora en el flujo de absorción de 0.001 a 0.003 kg/m² s, y de 2.50 a 5.47 kW/m² K en el coeficiente de transferencia de calor para el presente trabajo, sin embargo estos resultados dependen en gran medida de las

condiciones de operación, además los valores de la diferencia media logarítmica son diferentes. Por otro lado, Merrill et al., obtienen valores más altos a los de este trabajo con un área menor ($0.008 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ y 2.16 kW) pero trabaja a las condiciones de operación muy diferentes.

Tabla 4.3 datos experimentales de la bibliografía

	Merril, 1995	Lee, 2002	Trabajo actual
Corriente de agua enfriamiento			
m_{ENF} , kg/s	0.0126	*	0.02
T_{SAL} , °C	114	*	38.5
T_{ENT} , °C	73	*	30.1
Corriente de solución			
m_{ENT} , kg/s	0.0052	0.005	0.008
T_{ENT} , °C	125	20	37.68
x_{ENT} , frac. másica	0.09	0.20	0.33
m_{SAL} , kg/s	0.00594	*	0.0086
T_{SAL} , °C	83	*	35.29
x_{SAL} , fracción másica	0.170	*	0.35
m_{V} , kg/s	7.1E-04	6.0E-05	2.5E-04
T_{V} , °C	76	*	*
% Fracción vapor	93	*	100
Resultados			
U , kW/m ² K	2.41		2.48
h_{SOL} , kW/m ² K	2.70	2.50	5.47
h_{ENF} , kW/m ² K	9.32		5.10
ΔT_{ML} , °C	10.3	*	3.07
m_{AB} , kg/m ² s	0.008	0.001	0.003
ΔT_{SUB}	21.6	*	0
Área, m ²	0.087	0.06	0.1
Q_{AB} , kW	2.16	0.92	0.73

* Valores no disponibles

4.5 COMPARACIÓN DE LOS DATOS EXPERIMENTALES CON LAS PREDICCIONES DEL MODELO TEÓRICO DESARROLLADO

La comparación de las predicciones del modelo matemático desarrollado con los datos experimentales obtenidos en los ensayos del absorbedor, se llevó a cabo para una relación de caudales de solución diluida y de vapor de 11.5, obtenida de la simulación termodinámica del ciclo de absorción. Además, se consideraron valores menores del caudal de solución y de vapor, ya que la simulación del absorbedor de burbuja estaba limitada por los intervalos de validez de las correlaciones empíricas de los parámetros del modelo matemático, especialmente la relación vapor-líquido (RVL) y el diámetro de las burbujas.

La tabla 4.4 muestra los datos comparados en condiciones de entrada similares. Algunos datos experimentales de salida como el caudal de solución, la concentración del vapor y del líquido fueron calculados a partir de los balances de energía o masa, mientras que los parámetros restantes son obtenidos directamente de los equipos de medición.

La temperatura del vapor de amoníaco a la entrada del absorbedor no fue registrada directamente, debido a que el diámetro del tubo de vapor era muy pequeño. Para tener un valor aproximado, se ha calculado esta temperatura a partir de la concentración, presión de entrada, y condiciones de equilibrio.

El flujo absorbido y la carga térmica del absorbedor obtenidos experimentalmente fueron superiores a los de la simulación; estos resultados pueden ser debidos a que las correlaciones empíricas empleadas en la simulación para el cálculo de los coeficientes de transferencia de masa y calor no son específicos para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, y además la simulación no toma en cuenta la pérdida de carga en el intercambiador de calor. El flujo absorbido (m_{AB}) y la carga térmica del absorbedor experimentales (Q_A) fueron de $0.0045 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ y 1.03 kW , respectivamente; mientras que los resultados de la simulación fueron de $0.0024 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ y 0.6 kW , representando casi un 50% menos, para ambos casos.

A pesar de estas diferencias, el modelo matemático predice tendencias aceptables frente al cambio de las condiciones de operación del absorbedor. Para mejorar los resultados teóricos es necesario incorporar al modelo matemático correlaciones

específicas a la mezcla de trabajo para el cálculo de los parámetros como el diámetro de burbujas, la fracción de vapor, etc.

Tabla 4.4 Comparación entre los datos experimentales y las predicciones del modelo teórico

Condición	EXPERIMENTAL		TEÓRICA	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
T_{SOL} , °C	38	34.17	41	34.11
T_{VAP} , °C	- 18	-	- 15	26
T_{ENF} , °C	30	36.40	30	34.30
m_{SOL} , kg/s	0.0083	0.0088	0.0083	0.00854
m_V , kg/s	0.0007	0.0002	0.0005	0.00026
RF	11.85	-	16.6	-
m_{ENF} , kg/s	0.033	0.033	0.034	0.034
x_{SOL} , fracción másica	0.33	0.367	0.33	0.349
x_V , fracción másica	1	-	1	0.986
Presión, Bar	2.04	1.94	2.04	2.04
m_{AB} , kg/m ² s	0	0.0045	0	0.0024
Q_A , kW	0	1.03	0	0.60

4.6 CÁLCULO DE LAS INCERTIDUMBRES

El concepto de incertidumbre refleja la duda acerca de la veracidad del resultado obtenido una vez que se han evaluado todas las posibles fuentes de error y que se han aplicado las correcciones oportunas. Por lo tanto, la incertidumbre nos da una idea de la calidad del resultado, ya que nos muestra un intervalo alrededor del valor estimado dentro del cual, se encuentra el valor considerado verdadero. En los equipos experimentales particularmente los equipos de absorción es difícil precisar la confiabilidad de los resultados ya que esto depende de muchos factores como la precisión de la instrumentación implementada, la pérdida de calor por convección natural, la temperatura ambiente, etc., por lo cual el cálculo de la incertidumbre

realizado en este trabajo se basa en los puntos en donde es posible evaluar la precisión como son los equipos de medición utilizados.

El cálculo de la incertidumbre se aplicó al coeficiente de transferencia de calor de la solución y al flujo de absorción por ser los parámetros más relevantes para la evaluación del funcionamiento del absorbedor. La figura 4.26 muestra la incertidumbre del funcionamiento del absorbedor. La figura 4.26 muestra la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor en el lado de la solución para cada experimento. En la mayoría de los experimentos se obtuvieron desviaciones entre el 5 y el 10%, sin embargo, en condiciones de subenfriamiento de la solución a la entrada y salida del absorbedor el valor era alrededor del 20% debido a la consideración de la incertidumbre asociada a las temperaturas de equilibrio que intervienen en la definición de la diferencia media logarítmica en equilibrio (ecuación 4.23).

La figura 4.27 muestra un gráfico de la incertidumbre estimada para el flujo de absorción en función del Número de Reynolds de la solución. El valor promedio calculado fue del 10% y el máximo del 17 %.

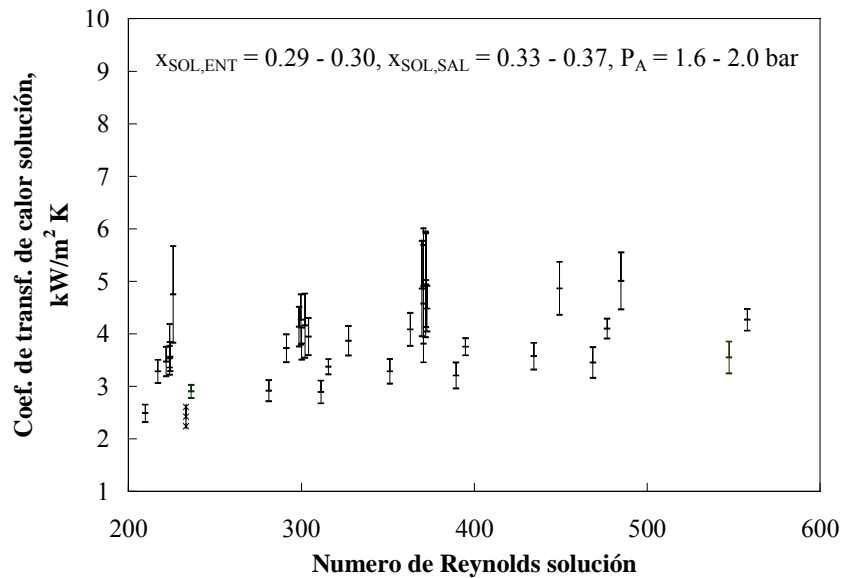


Figura 4.26 Coeficiente de transferencia de calor de la solución con su intervalo de error, en función del Número de Reynolds.

Los valores más altos fueron encontrados en condiciones de subenfriamiento de la solución, puesto que en aquellas condiciones en que el flujo era bifásico, el error se reparte entre ambas fases disminuyendo el error en la fase líquida.

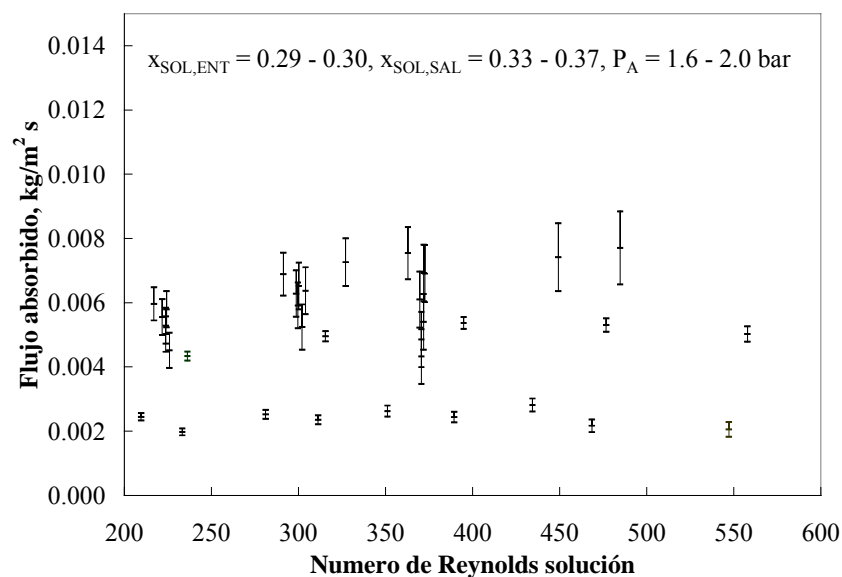


Figura 4.27 Flujo de absorción de la solución con su intervalo de error, en función del Número de Reynolds.

4.7 COMENTARIOS SOBRE EL TRABAJO EXPERIMENTAL

A continuación se comentan aspectos importantes relacionados con el montaje y la operación del banco de ensayos construido en este trabajo.

- ❑ El uso de tanques de almacenamiento de acero al carbón no es recomendable para la mezcla de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, ya que se observaron problemas de corrosión al poco tiempo de cargar la solución y se tuvieron que cambiar por otros de acero inoxidable.
- ❑ El caudal de vapor de amoníaco inyectado en el absorbedor está limitado por la presión de las botellas de alimentación y por el diámetro muy fino del tubo de inyección en el absorbedor. Para tratar de mantener la presión en las botellas de amoníaco, tuvieron que ser mojadas externamente utilizando agua proveniente del sistema de enfriamiento.
- ❑ El bombeo de la corriente de solución que va desde el tanque de solución hasta el absorbedor dependía básicamente de la presión del tanque de solución y de la bomba de circulación, mientras que la corriente de salida desde el absorbedor hasta el tanque de almacenamiento dependía principalmente de la presión del

tanque de almacenamiento de la solución concentrada. Esta última limitó el caudal de solución a 70 kg/h.

CAPÍTULO 5

DISEÑO TÉRMICO DE UN ABSORBEDOR CON INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

ÍNDICE

5.1	INTRODUCCIÓN	5.1
5.2	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE UN ABSORBEDOR.....	5.1
5.2.1	Cálculo del área total necesaria	5.2
5.2.2	Secuencia de cálculo.....	5.4
5.3	RESULTADOS DEL DISEÑO DEL ABSORBEDOR	5.5
5.3.1	Condiciones de operación	5.5
5.3.2	Diseño del absorbedor con intercambiadores de placas	5.6

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describe la metodología utilizada en el diseño de un absorbedor de burbuja, para su integración en una enfriadora de agua de 6 kW de potencia frigorífica accionada a baja temperatura y enfriada con agua en el condensador y absorbedor.

Los valores de los coeficientes de transferencia de calor, flujo de absorción y pérdida de carga necesarios para el diseño del absorbedor utilizando un intercambiador de placas similar al estudiado fueron obtenidos de los resultados experimentales del capítulo anterior. Por último se presentan las características geométricas del absorbedor.

5.2 METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE UN ABSORBEDOR

El procedimiento más utilizado para el diseño de intercambiadores de calor está basado en la diferencia de temperatura media logarítmica (ecuaciones 5.1 y 5.2), que es función de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío. Normalmente para el diseño de equipos de intercambio de calor, se establecen las temperaturas de entrada de los fluidos y las velocidades de flujo, así como la temperatura deseada de salida de uno de los fluidos caliente o frío. El problema de diseño es entonces seleccionar un tipo de intercambiador de calor apropiado y determinar el tamaño, es decir, el área de transferencia de calor que se requiere para alcanzar la temperatura que se desea.

$$Q = UA\Delta T_{ML} \quad (5.1)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{SOL,ENT} - T_{ENF,SAL}) - (T_{SOL,SAL} - T_{ENF,ENT})}{Ln \frac{(T_{SOL,ENT} - T_{ENF,SAL})}{(T_{SOL,SAL} - T_{ENF,ENT})}} \quad (5.2)$$

En intercambiadores convencionales se considera una aplicación, para los cuales se conocen los caudales del lado caliente y frío, y sus temperaturas de entrada y el objetivo es especificar un intercambiador de calor que proporcione un valor deseado de temperatura de salida del lado frío (o caliente). Los valores correspondientes de la temperatura de salida del lado caliente y la potencia, se pueden calcular por medio de los

balances de energía en el lado frío y caliente, y el valor de ΔT_{ML} se puede encontrar a partir de su definición, con el uso de la ecuación de transferencia de calor, es fácil determinar el área requerida.

El cálculo del área de transferencia de calor en absorbedores es más complejo; el hecho de tener una corriente de solución y una de vapor en el lado caliente, hace que la ΔT_{ML} no sea el parámetro indicado para representar el proceso de intercambio de calor, lo que obliga a considerar más parámetros para su diseño, ya que no solamente debe tomarse en cuenta la disipación de calor, si no también la cantidad de vapor que la solución líquida es capaz de absorber.

5.2.1 Cálculo del área total necesaria

El primer paso para el diseño del absorbedor es la especificación de las condiciones de operación del equipo de refrigeración que integrara este componente. Para el diseño fueron consideradas como condiciones nominales los datos calculados en la sección 3.2, tomando en cuenta una potencia frigorífica de 6 kW, lo que da una carga en el absorbedor de 13 kW. La figura 5.1 muestra las condiciones de entrada y salida de la solución del absorbedor, utilizando agua de enfriamiento a 30 °C para disipar el calor del absorbedor. Como se puede observar en la figura se fijo una temperatura de 36 °C del absorbedor, esto fue con la finalidad de operar con velocidades razonables en la corriente de alimentación de solución y agua de enfriamiento en el equipo.

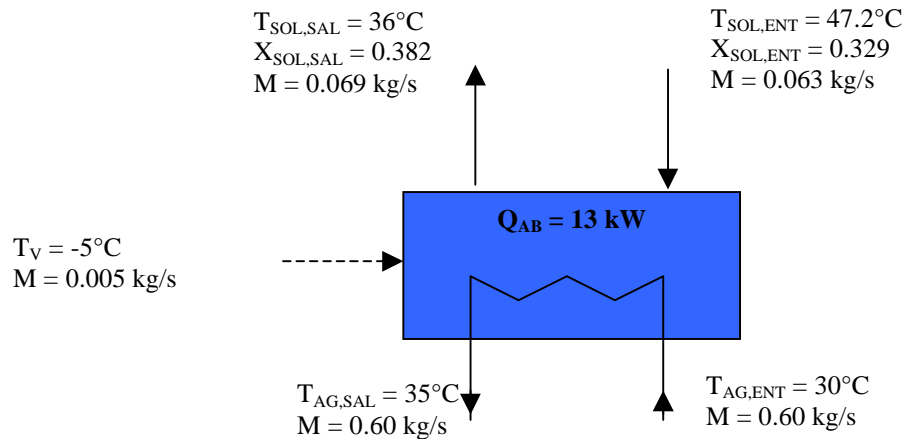


Figura 5.1 Condiciones de operación utilizadas para el diseño del absorbedor

El segundo paso es el cálculo del área necesaria del absorbedor. Este debe de satisfacer la ecuación de transferencia de calor (ecuación 5.3) y la capacidad de absorción que tiene el intercambiador por área (flujo de absorción del vapor, ecuación 4.1). En la ecuación de transferencia de calor se ha tenido en cuenta la resistencia debida al ensuciamiento mediante el factor de ensuciamiento o *fouling* fo , producido por la obstrucción de impurezas resultado de reacciones químicas entre el fluido y el material durante la operación del equipo. La formación de estos depósitos sobre la superficie puede aumentar significativamente la resistencia térmica entre los fluidos y su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido y tiempo de servicio del intercambiador, quedando la ecuación de transferencia de calor como se muestra en la siguiente expresión:

$$Q_{AB} = U A \Delta T_{MLEQ} \quad (5.3)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ENF}} + \frac{M}{k_M} + \frac{1}{h_{SOL}} + fo} \quad (5.4)$$

Por último en el cálculo del Número de placas en el intercambiador de calor, se ha tenido en cuenta la colocación de los canales de agua de enfriamiento en las partes exteriores del intercambiador de calor, para aprovechar mejor la superficie de contacto en el lado de la solución. El Número de canales se determina a partir de las siguientes ecuaciones:

$$N_{CS} = A_{MAX} / A_{CANAL} \quad (5.5)$$

$$N_{CE} = N_{CS} + 1 \quad (5.6)$$

$$N_P = 2 N_{CE} \quad (5.7)$$

en donde N_{CS} es el número de canales para el lado de solución, N_{CE} el número de canales para el agua de enfriamiento, N_P el número total de placas, A_{CANAL} es el área de la superficie por canal y A_{MAX} es el área máxima necesaria calculada por las ecuaciones 5.3 y 4.1.

5.2.2 Secuencia de cálculo

Debido a que el número de canales, los valores del Número de Reynolds de la solución y del agua de enfriamiento no son conocidos, no es posible calcular los coeficientes de transferencia de calor, ni el flujo de absorción. La resolución se hará de forma iterativa suponiendo primero un solo canal de solución, aumentando el número de canales hasta que el área propuesta satisfaga las ecuaciones 5.3 y 4.1. También se debe de revisar que el valor del Número de Reynolds de la solución y del agua de enfriamiento entren en el rango de operación de las experimentaciones. La secuencia de cálculo se presenta a continuación:

- 1) A partir del modelado termodinámico del ciclo de refrigeración se determinan las condiciones de entrada y salida del absorbedor, así como su carga térmica para una potencia frigorífica de 6 kW.

- 2) Se propone un solo canal de solución para comenzar los cálculos siguiendo un proceso iterativo. A continuación se calculan los caudales de solución y agua de enfriamiento por canal.
- 3) Se calcula el Número de Reynolds para un solo canal de la corriente de solución y agua de enfriamiento, y se evalúan los rangos limitantes de operación a partir de los datos obtenidos experimentalmente, si cumple con el rango de trabajo, se pasa al siguiente punto, en caso contrario, se aumenta otro canal y se regresa al punto 2.
- 4) Se obtienen los coeficientes de transferencia de calor y el flujo de absorción a condiciones similares obtenidos experimentalmente.
- 5) Se calcula el área de la superficie de transferencia de calor y el área de transferencia de masa con las ecuaciones 5.3 y 4.1 y se toma el máximo valor.
- 6) Se calcula el número de canales aplicando la ecuación 5.5.
- 7) Si el canal de la solución propuesta (punto 2) es igual o mayor que el número de canales calculado en el punto 6, se pasa al siguiente punto, de otra forma se agrega otro canal y se regresa al punto 2.
- 8) Por último se calcula el volumen del absorbedor, la pérdida de carga y se revisa que las velocidades de la solución, vapor y agua de la línea de alimentación estén dentro del rango de operación.

5.3 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL ABSORBEDOR

5.3.1 Condiciones de operación

Al ser insuficientes los resultados obtenidos para establecer una correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor de la solución, el flujo de absorción y la pérdida de carga para todos los datos experimentales, se optó por obtener una correlación en función del Número de Reynolds de la solución a condiciones similares a la de operación. Estas correlaciones no se presentan ya que su intervalo de validez es muy restringido.

La tabla 5.1 muestra los resultados finales para el diseño del absorbedor en las condiciones comentadas anteriormente. El área de la superficie necesaria se determinó principalmente a partir del flujo de absorción (1.25 m^2), debido a la baja turbulencia de la corriente de solución ($\text{Reynolds} = 163$), aunque casi de igual forma la ecuación de transferencia de calor afecta este parámetro (1.23 m^2). El coeficiente global de transferencia de calor es afectado casi de igual manera por el lado de solución ($3.10 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$) y el agua de enfriamiento ($4 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$). El valor del factor de impurezas (Kwong y Jeong, 2004), incrementa en un 30% el valor del área de la superficie de transferencia de calor, pero en este caso no afectó todavía a los cálculos ya que el área depende más de la ecuación del flujo de absorción.

5.3.2 Diseño del absorbedor con intercambiadores de placas

Para poder disipar 13 kW y absorber 0.005 kg/s de vapor de amoníaco en las condiciones especificadas, el absorbedor ha de estar constituido por 28 placas (ver tabla 5.2), formándose 13 canales en el lado de solución y 14 canales para el agua de enfriamiento. Esto provoca una baja velocidad en la solución en los canales, lo que por una parte beneficia a la absorción por el tiempo de residencia y pérdida de carga (0.09 bar). Pero por otro lado la baja velocidad reduce la turbulencia disminuyendo el coeficiente de transferencia de calor de la solución y el flujo de absorción.

Utilizando este tipo de geometría el absorbedor es relativamente compacto, puesto que la separación de los canales es de 2 mm , lo que da un volumen total de 0.003 m^3 . La tabla 5.3 muestra con mayor detalle las especificaciones geométricas del absorbedor diseñado cuya longitud, anchura y altura son de 65 , 100 y 510 mm , respectivamente.

Tabla 5.1 Datos experimentales para el cálculo del área del absorbedor.

PARÁMETRO	VALOR
h_{SOL} , kW/m ² K	3.10
h_{ENF} , kW/m ² K	4.00
f_o , m ² K / kW	0.20
U , kW/m ² K	1.25
F_{AB} , kg/m ² s	0.004
Número de Reynolds de la solución	163
Número de Reynolds del agua de enfriamiento	1138
Δx , fracción másica de amoníaco	0.053
A_{CALOR} , m ²	1.23
A_{MASA} , m ²	1.25

La forma más sencilla de inyectar el vapor es introduciendo una línea de vapor en la línea de solución en forma concéntrica (ver figura 5.2a), esto es debido a las limitaciones que tiene esta configuración, por la separación tan reducida que hay entre las placas y por la conexión de la línea de alimentación. Tomando en cuenta el área de paso de los puertos de alimentación del absorbedor, el diámetro de la línea de alimentación de solución resulta de 0.022 m, lo que equivale a una velocidad de la corriente de solución de 0.51 m/s, mientras que para el vapor se supuso un diámetro interno de 0.015 m, lo que representa una velocidad de 16.6 m/s. Por último la velocidad de agua de enfriamiento resultó ser de 0.21 m/s. Como se observa las velocidades calculadas en las corrientes se encuentran en un rango de trabajo adecuado.

El tubo de distribución del vapor debe de tener 13 perforaciones repartidas a lo largo de este, ordenados de tal forma que se ajusten exactamente a cada canal de solución (figura 5.2 a); además debe de ir colocado en la parte superior del tubo de solución, como lo indica la figura 5.2b, de otra forma podría tener problemas por el arrastre de vapor por la solución.

En este dimensionado se calcularon solo la superficie y el tamaño del intercambiador de placas. Por otra parte el número de orificios de la inyección de vapor se ha propuesto que sea uno por canal. En relación con el diámetro del orificio no se ha llevado a cabo un estudio detallado para determinar el valor de este parámetro, por lo cual, se propone por ahora un diámetro similar a la experimentación equivalente a 1.7 mm, manteniendo en cuenta que es necesario realizar el estudio de este parámetro para una optimización del absorbedor.

Tabla 5.2 Resultados del diseño del absorbedor con intercambiadores de placas

CARACTERÍSTICAS	VALOR
Fabricante	Alfa Laval
Modelo	NB51
Tipo de placa	L
Número de canales solución	13
Número de canales de enfriamiento	14
Número de Placas	28
Número de Reynolds de la corriente de solución	163
Número de Reynolds del agua de enfriamiento	1138
Velocidad de solución en la línea de alimentación, m/s	0.50
Velocidad del vapor en la línea de alimentación, m/s	16.6
Velocidad del agua de enfriamiento en la línea de solución, m/s	0.21
ΔP , bar	0.08
Longitud total del absorbedor, m	0.065
Volumen del absorbedor, m ³	0.0033

Tabla 5.3 Dimensiones del intercambiador de calor de placas tipo NB51

DIMENSIÓN	VALOR
Separación placa-placa (s), m	0.002
Espesor de la placa (m), m	0.0004
Area efectiva, m ²	0.05
a, mm	466
b, mm	50
c, mm	526
d, mm	111
e, mm	24 - 45

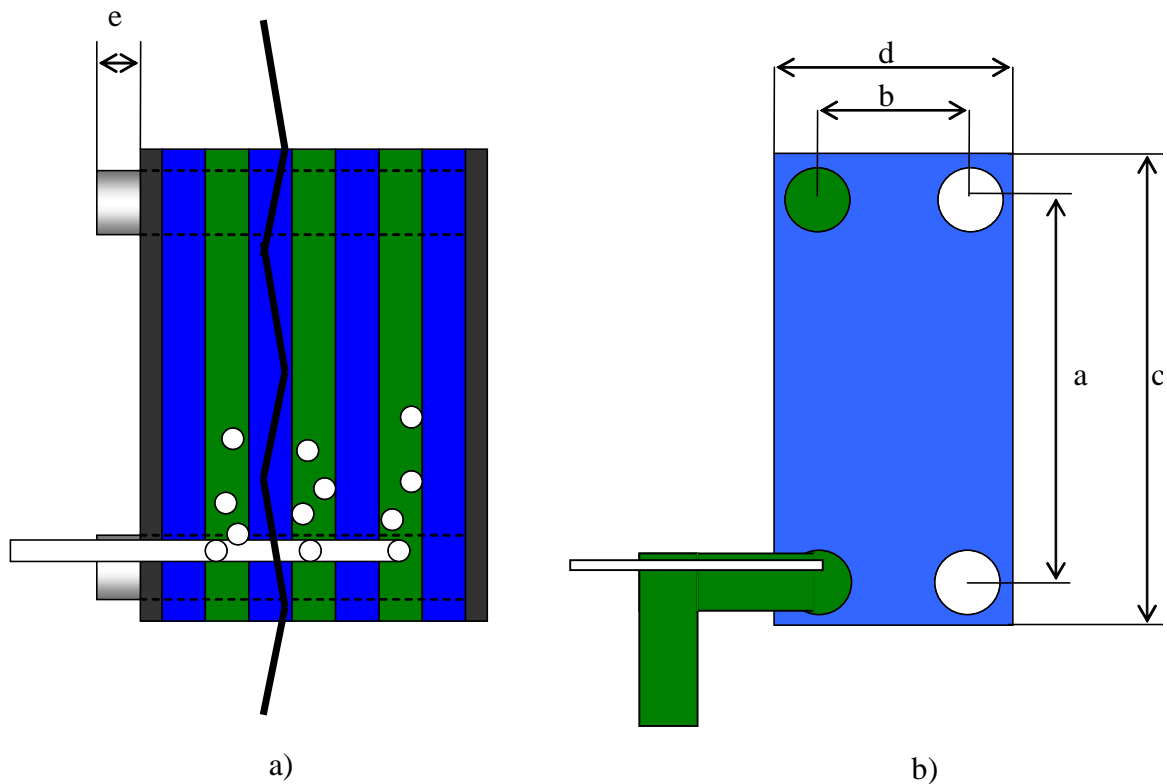


Figura 5.2 Diagrama del diseño del absorbedor. a) Tubo de inyección de vapor en el intercambiador. b) Colocación del tubo de inyección en la entrada del intercambiador.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

ÍNDICE

6.1	CONCLUSIONES.....	6.1
-----	-------------------	-----

6.1 CONCLUSIONES

A continuación se presentan las conclusiones principales de este trabajo.

- 1) El banco de ensayos diseñado y construido permite caracterizar el proceso de absorción en absorbedores de amoníaco-agua en distintas condiciones de operación y configuraciones de flujo. El protocolo elaborado para la realización de ensayos ha resultado adecuado para la obtención de los datos experimentales de operación del absorbedor en condiciones estables con suficiente redundancia.
- 2) El estudio experimental del proceso de absorción en un intercambiador de placas corrugadas tipo L, Alfa Laval modelo NB51, de tres canales, realizado en el banco de ensayos ha permitido determinar los valores de los parámetros de eficacia del absorbedor y analizar el efecto de la variación de las condiciones de operación en el funcionamiento del absorbedor. Los ensayos se realizaron a una presión de unos 2 bar, una temperatura de absorción entre 32.4 y 38.4 °C, concentraciones máscas en NH₃ de la solución a la entrada entre 29 y 33 %, y diferentes condiciones térmicas de la solución a la entrada.
- 3) Los resultados obtenidos en los ensayos del absorbedor estudiado, mostraron que el flujo de absorción varía entre 0.002 y 0.006 kg/m² s, el coeficiente de transferencia de calor de la solución entre 2.7 y 6.8 kW/m² K, la potencia del absorbedor entre 0.46 y 1.32 kW, y la eficiencia máscas del absorbedor entre 0.30 y 0.62.
- 4) El modelo desarrollado del proceso de absorción en burbujas aplicado al absorbedor experimental constituido por un intercambiador de placas corrugadas de tres canales ha permitido establecer los perfiles longitudinales de la temperatura, concentración de la disolución y caudal máscas de cada corriente, el flujo de vapor absorbido y la carga térmica del absorbedor.
- 5) La base de datos experimentales obtenida se ha utilizado para evaluar la capacidad predictiva del modelo elaborado. A pesar de su simplicidad, el modelo es capaz de interpretar correctamente la influencia de las distintas variables sobre los parámetros de eficacia del absorbedor, si bien las desviaciones en los resultados para el flujo de absorción y la potencia del absorbedor pueden llegar al 50%. La capacidad predictiva del modelo podrá mejorarse si se adoptan correlaciones para los coeficientes de transferencia, específicas al fluido de trabajo y de configuración de flujos.
- 6) Basándose en los datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor y del flujo de absorción obtenidos en el presente trabajo, se ha realizado el diseño preliminar de un absorbedor de burbujas utilizando un intercambiador de placas para un equipo de refrigeración por absorción de NH₃-H₂O de 6 kW. El número de placas es de 28 del tipo L formando trece canales para la circulación de la solución y catorce para el agua de enfriamiento. Las dimensiones del intercambiador resultan ser de 100 x 510 x 65 mm. y su capacidad de enfriamiento de 14 kW.

7. BIBLIOGRAFÍA

Akita, K., and F. Yoshida. Bubble size, interfacial area and liquid phase mass transfer coefficient in bubble column. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop.*, 13(1), pp. 84-91, 1974.

Bhavaraju, S.M., T.W.F. Russell, and H.W. Blanch. The design of gas sparged devices for viscous liquid systems. *AIChE Journal* 24(3), pp. 454-466, 1978.

Blytas, G.C., D.J. Kertesz and F. Daniels. Concentrated solutions in liquid ammonia: solubility of NaNO_3 and KBr and other salts; vapor pressures of $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ solutions. *J. Am. Chem. Soc.*, 84, pp. 1083-1085, 1962.

Bogart, M. Ammonia Absorption Refrigeration in Industrial Processes. Gulf Publishing Company, Houston, 1981.

Bouman, S. Onderzoek aan de absorptiekoelmachine werkend met het stofpaar lithiumnitrat ammoniak. Laboratory for refrigeration and indoor climate technology, Delft. University of technology, Internal Rep. S 643, 1971.

Bourouis, M., J.C. Bruno, A. Coronas. Avances en equipos de absorción para aire acondicionado. Avances en ingeniería de climatización y refrigeración; International workshop, Trodesillas-Valladolid-Spain, 15-16 de diciembre, pp. 99-113, 2005a.

Bourouis, M., M. Vallès, M. Medrano, A. Coronas. Performance of air-cooled absorption air conditioning systems working with water-($\text{LiBr}+\text{LiI}+\text{LiNO}_3+\text{LiCl}$). *Journal of Process Mechanical Engineering*, vol. 219 (2), pp. 205-212, 2005b.

Chilton, T. H., A.P. Colburn. Mass transfer (absorption) coefficients. *Industrial & engineering chemistry*, 26, pp.1183-1187, 1934.

Christensen, R.N., Y.T. Kang, S. Garimella, D. Priedeman. Generator absorber heat exchange (GAX) cycle modeling, component design and tests. Final Report to LG Electronics, Contract number: 862805-01/ 062805, 1996.

Clift, R., J.R. Grace and M.E. Weber. Bubbles, drops and particles. New York: Academic Press, 1978.

Colburn, A.P., T. Drew. The condensation of mixed vapors. *AICHE*, pp. 197-215, 1937.

Conde Petit, M.R. Thermophysical properties of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solutions for industrial design for absorption refrigeration equipment. M. Conde Engineering, Zurich, Switzerland, 2004.

Deckwer, W.D. On the mechanism of heat transfer in bubble column reactor. *Chemical Engineering Science*, 35, pp. 1341-1349, 1980.

Fernandez-Seara, J., J. Sieres, C. Rodríguez y M. Vázquez. Ammonia-water absorption in vertical tubular absorber. *International journal of thermal Sciences*, 44, pp. 277-288, 2005.

Fernández-Seara, J., J. Sieras, M. Vásquez. Simultaneous heat and mass transfer of a packed distillation column for ammonia-water absorption refrigeration systems. *International Journal of Thermal Science*, Vol. 41(9), 2002.

Gensh, K. Lithiumnitratammoniak als absorptions-flüssigkeit für kältemaschinen. *Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie*, 44, 1-5, pp. 24-29, 1937.

Henning, H-M. Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Heat Transfer in Components and Systems for Sustainable Energy Technologies: Heat-SET 2005*, 5-7 April 2005, Grenoble, France, 2005.

Herbina, G.S., H. Perez-Blanco. Model of an ammonia-water bubble absorber. *ASHRAE Transactions*; 101(6), pp. 1324-1332, 1995.

Hermans, W.F. Ontwerp van een absorptiekoelmachine voor het stofpaar lithium nitraat-ammoniak. Laboratory for refrigeration and indoor climate technology, Delft university of technology, Internal Rep., S 579, 1969.

Herold, K.E., R. Radermacher and S.A. Klein. *Absorption chillers and heat pump*. New York, CRC Press, 1996.

Hewitt, G.F. *Heat exchanger design handbook. Fundamentals of heat and mass transfer single and multiphase flow (Part 2)*, Begell House Inc., 1998.

Hikita, H., K. Asai, K. Tanigawa, K. Segawa and M. Kitao. Gas hold-up in bubble columns. *The chemical Engineering Journal*, 20, pp. 59-67, 1980.

Hinze, J.O. *Turbulence*. McGraw-Hill, New York, 1958.

Horvath, H.L. *Handbook of aqueous electrolyte solutions*. Chichester: Ellis, ltd., 1985.

Ibrahim, O.M., S.A. Klein. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. *ASHRAE Trans: Symposia*, 21, 2, 1495, 1993.

Incropera, F.P., D. P. De Witt. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Ed. 3rd, New York, NY [etc.] John Wiley & Sons cop., 1990.

Infante Ferreira C.A., C. Keizer y C.H.M. Machilsen. Heat and mass transfer in vertical tubular bubble absorbers for ammonia-water absorption refrigeration systems. *International journal of refrigeration*, Volumen 7, pp. 348-357, 1984.

Infante Ferreira, C.A. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32, pp. 231-236, 1984.

Infante Ferreira, C.A. *Vertical tubular absorbers for ammonia-salt absorption refrigeration*, Tesis doctoral, Universidad tecnica, Delft, Holanda, 1985.

Issa, M., K. Ishida and M. Monde. Mass and heat transfers during absorption of ammonia into ammonia water mixture. *Int. comm. heat mass transfer*, 29(6), pp. 773-786, 2002.

I-Wärmeatlas. Verein Deutscher Ingenieure, 3 auflage. V.D.I.-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1977.

Kakaç, S., H. Liu. Heat exchangers selection, rating, and thermal design. Boca Raton, [etc.] CRC, 1998.

Kang, T.K., T. Nagano, T. Kashiwagi. Visualization of bubble and bubble diameter correlation for $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ bubble absorption. *IJR* 25, pp. 127-135, 2002a.

Kang, Y.T., R.N. Christensen, T. Kashiwagi. Ammonia-water bubble absorber with a plate heat exchanger. *ASHRAE Trans.*, 104, pp. 1-11, 1998.

Kang, Y.T., T. Nagano, T. Kashiwagi. Mass transfer correlation of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ bubble absorption. *International journal of refrigeration*, 25, pp. 878-886, 2002b.

Kang, Y.T., A. Akisawa, T. Kashiwagi. Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types. *International Journal of Refrigeration* 23, pp. 430-443, 2000.

Keithley Instrument, Model 2700 Multimeter/Switch System, User's Manual, 2001.

Kim, J-K., J.Y. Jung, Y.T. Kang. The effect of nano-particles on the bubble absorption performance in a binary nanofluid. *International journal of refrigeration*, 29, pp. 22-29, 2006a.

Kim, J-K, J.Y. Jung, J.H. Kim, M-G. Kim, T. Kashiwagi and Y.T. Kang. The effect of chemical surfactants on the absorption performance during $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ bubble absorber process, *International journal of refrigeration*, 29, pp. 170-177, 2006b.

Kok, H.E. De vertikale film absorber in de NH_3 -absorptie koelinstallatie. Laboratory for refrigeration and indoor climate technology, Delft university of technology, Internal Rep. S675, 1973.

Kwon, K., S. Jeong. Effect of vapor on the falling-film heat and mass transfer of the ammonia/water absorber, *IJR*, 27, pp. 955-964, 2004.

Lee, J.C., K.B. Lee, B-H. Chun, C.H. Lee, J.J Ha and S.H Kim. A study of the characteristics of heat transfer for an ammonia-water bubble mode absorber in absorption heat pump systems. *Korean J. Chemical Engineering*, 19(4), pp. 552-556, 2002.

Lee, K.B., B.H. Chung, J.C. Lee, C.H. Lee y S.H. Kim, Experimental analysis bubble mode in a plate-type absorber, *Chemical Engineering Science*, 57, pp. 1923-1929, 2002.

Lee, J., K. Lee, B. Chun, C. Lee, J.J. Ha, S.H. Kim. A study on numerical simulations and experiments for mass transfer in bubble mode absorber of ammonia and water. *International Journal of Refrigeration*, 26, pp. 551–558, 2003.

Lee, K.B., B.Y. Chun, J.C. Lee, C.J. Park, S.H. Kim. Absorption characteristics of ammonia-water system in the cylindrical tube absorber. *Korean J. Chem. Eng.*, 19(1), pp. 87-92, 2002.

Leibson, I., E.G. Holcomb, A. G. Cocosco, and Jacmie. *AIChE J.*, 2, 296, 1956.

Li, Z.F., K. Sumanthy. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. *Reweable and sustainable energy reviews*, 4, pp. 267-293, 2000.

Merril, T., T. Setoguchi y H. Perez-Blanco. Compact bubble absorber design and analysis. *International absorption heat pump conference, AES-Vol. 31, ASME*, pp. 217-223, 1993.

Merril, T., T. Setoguchi y H. Perez-Blanco. Passive heat transfer enhancement techniques applied to compact bubble absorber design. *Journal of enhanced heat transfer*, 2(3), pp. 199-208, 1995.

Miller, W.A. The experimental analysis of aqueous lithium bromide vertical falling film absorption. Tesis doctoral, Universidad de Tennessee, Knoxville, USA, 1998.

Plan nacional de I&D. Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con NH₃-H₂O de pequeña potencia y activación a baja temperatura. Programa de diseño y producción industrial-proyecto coordinado con la universidad de Vigo, Ref. DPI2002-04536, 2003.

Pridasawas, W., P. Lundvist. Feasibility and efficiency of solar-driven refrigeration systems. *International congress of refrigeration*, Washington, D.C., USA, 2003.

Sabatelli, V., G. Fiorenza, D. Marano. New generation of solar thermal system. *Reporte tecnico en desalinización y enfriamiento solar*, 2005.

Selim, A.M., M.M. Elsayed. Performance of a packed bed absorber for water ammonia absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*; 22(1), pp. 283-292, 1999.

Smeulers, J.P.M. Absorptiekoelmachine, werkend met het stofpaar LiNO₃-NH₃. Laboratory for refrigeration and indoor climate technology, Delft university of technology, Internal rep. K37, 1977.

Taylor, B.N., and C.E. Kuyatt. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. *National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297*, 1994.

Touloukian, Y.S., and C.Y. Ho. *Thermophysical Properties of Matter*. Eds. Plenum Press, New York, Volumen 1 al 13, 1972.

Treybal, R. E. Mass transfer operations. McGraw-Hill, 3ra edición, 1981.

Vallès, J.M. Estudio experimental del proceso de absorción de fluidos orgánicos con intercambiadores de placas. Tesis doctoral, Universidad Rovira y Virgili, Tarragona, España, 2000.

Van krevelen, W., and Hoftzer. Chem. Eng. Prog., 46(1), pp. 29, 1950.

Watson, J. y D. Fylstra. Frontline Systems, Inc.. www.frontsys.com, 1995.

Kang, Y.T, Y. Kunugi, T. Kashiwagui. Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement. International journal of refrigeration, 23, pp.388-411, 2000.

Daiguji, H., E. Hihara, T. Saito. Mechanism of absorption enhancement by surfactant. International journal of heat and mass transfer, 40, pp. 1743-1752, 1997.

Isshiki, N., K. Ogawa. Enhancement of heat and mass transfer by CCS tubes. Absorption. Proceeding of the ISHPC, Montreal, Canada, pp. 335-431, 1996.

Gustafsson, M., G. Ternström y Setferwall. Surface tension of aqueous lithium bromide and sodium hydroxide solutions with surfactants, Montreal congress, 1996.

Hijara E. y T. Sato. Effect of surfactant on falling film absorption. Rev. Int. Froid, 16, vol. 16, No. 5, 1992.

APÉNDICE A

PROPIEDADES DE LA MEZCLA AMONÍACO-NITRATO DE LITIO

ÍNDICE

A.1 ECUACIONES TERMODINÁMICAS Y TERMOFÍSICAS.....	A.1
A.1.1 Presión de vapor de la solución.....	A.1
A.1.2 Capacidad calorífica.....	A.1
A.1.3 Densidad y viscosidad dinámica.....	A.2
A.1.5 Conductividad térmica.....	A.2
A.1.6 Entalpía específica de la solución.....	A.2

A.1 ECUACIONES DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS Y TERMOFÍSICAS

En esta sección se presentan las correlaciones utilizadas en la simulación del ciclo de absorción y de la modelización del absorbedor de burbujas; la mayoría de estos datos fueron obtenidos del trabajo publicado por Infante Ferreira en 1984, proponiendo en algunos casos correlaciones a partir de datos previos de varios autores.

A.1.1 Presión de vapor de la solución

Esta ecuación está basada en los datos de equilibrio líquido-vapor publicados por Grenschi (1937), Blytas et al. (1962), Smeulers (1977) y Bouman (1971).

$$P = EXP \left[16.29 + 3.859(1-x)^3 - \left((2802 + 4192(1-x)^3) \left(\frac{1}{T + 271.15} \right) \right) \right] \quad (A.1)$$

en donde x es la fracción másica de amoníaco de la solución y T es la temperatura de la solución en °C. La presión calculada está en kPa.

La precisión de esta correlación disminuye para concentraciones másicas en amoníaco superiores a 0.55, pero en las condiciones de operación del ciclo de refrigeración objeto de este estudio no se alcanzan valores por encima de 0.55.

A.1.2 Capacidad calorífica

La correlación utilizada para calcular la capacidad calorífica específica de la solución de amoníaco-nitrato de litio en función de la concentración y temperatura fue obtenida a partir de los datos experimentales de Grenschi (1937).

$$C_p = C_3 + C_4x + C_5T + C_6xT + C_7xT^2 \quad (A.2)$$

$$C_1 = 1570; C_2 = 215; C_3 = 1.15125; C_4 = 3.382678; C_5 = 0.002198; C_6 = 0.004793$$

$$C_7 = 0.000118$$

A.1.3 Densidad y viscosidad dinámica

Los datos experimentales de la densidad (ρ) y viscosidad dinámica (μ) de la solución de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ fueron obtenidos por Niebergal (1949). Estos fueron correlacionados juntos con datos experimentales del amoníaco puro presentados por I-Wärmeatlas (1977). Las unidades están en kg/m^3 y kg/m s , para la densidad y viscosidad dinámica, respectivamente

$$\rho = -E_1 X^{0.5} + E_2 - E_3 T - E_4 T^2 \quad (\text{A.3})$$

$$E_1 = 1409.653 ; E_2 = 2046.222 ; E_3 = 1.3463 ; E_4 = 0.0039$$

$$\mu = (-5.1835T + 992.337) * \left((1-x)^{(0.08333T+6.8333)} + \text{EXP}(-0.01147T - 1.744) \right) (1 * 10^{-3}) \quad (\text{A.4})$$

A.1.5 Conductividad térmica

La conductividad térmica (en kW/m K) fue calculada a partir de la correlación de Hermans (1969) y Kok (1973) para soluciones de amoníaco-nitrato de litio.

$$K = [2.093 + 0.47E(-8)T + (-1.5478 - 0.0007612T - 0.000015353T^2)x] 0.001 \quad (\text{A.5})$$

A.1.6 Entalpía específica de las soluciones

La entalpía específica fue calculada por Bonauguri y Polononi (1980), tomando como referencia la entalpía igual a cero para condiciones de amoníaco líquido saturado y LiNO_3 sólido.

Si $x < 0.54$

$$h = C_1(0.54 - x)^2 - C_2 + C_3 T + C_4 x T + \frac{(C_5 + C_6 x) T^2}{2} + \frac{C_7 x T^3}{3} \quad (\text{A.6})$$

Si $x > 0.54$

$$h = 6.89(x - 0.54)^{1.5} - 215 + C_3 T + C_4 x T + \frac{(C_5 + C_6 x) T^2}{2} + \frac{C_7 x T^3}{3} \quad (\text{A.7})$$

Las unidades de la entalpía son kJ/kg .

APÉNDICE B

CALIBRACIÓN DE LOS SENSORES DE TEMPERATURA

ÍNDICE

B.1 MÉTODO DE CALIBRACIÓN DEL SENSOR DE TEMPERATURA.....	B1
B.2 RESULTADOS.....	B1

B.1 MÉTODO DE CALIBRACIÓN DEL SENSOR DE TEMPERATURA

La precisión de los sensores de temperatura representa un factor importante en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor. Las cuatro termoresistencias Pt100 correspondientes a las corrientes de entrada y salida del absorbedor, se calibraron utilizando una sonda patrón en un baño térmico marca HAAKE C35, modelo F6-C35; en un intervalo de temperaturas similar al de los ensayos experimentales.

Las lecturas de las sondas de temperatura en el baño térmico se tomaban una vez transcurrido un intervalo de tiempo superior a la media hora, con el objeto de asegurar una buena estabilidad térmica. Los pasos del procedimiento seguido son los siguientes:

1. Poner en marcha el baño térmico a la temperatura mínima de operación e introducir los sensores de temperatura Pt100 y el sensor patrón, asegurándose que la parte inferior de los sensores este en contacto directo con el líquido térmico del baño.
2. Revisar que todo opere correctamente y empezar a registrar datos con el sistema de adquisición de datos.
3. Cuando la temperatura del baño térmico es estable, se deja 30 minutos adicionales, para asegurar que los sensores se hayan estabilizado también.
4. Se registran los datos de los últimos 10 minutos y se incrementa la temperatura del baño térmico de 10°C, hasta llegar al límite superior del intervalo seleccionado de temperaturas, y se regresa al punto 3.

B.2 RESULTADOS

Los datos registrados fueron la temperatura patrón y la lectura de los sensores Pt100, de los cuales se graficaron en Excel. Para la lectura de los sensores de temperatura se ha considerado el valor promedio de los últimos 10 minutos, obteniéndose las siguientes ecuaciones lineales:

$$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O a la salida del absorbedor} \quad T(^{\circ}\text{C}) = 1.005 T - 0.14 \quad (\text{B.1})$$

$$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O a la entrada del absorbedor} \quad T(^{\circ}\text{C}) = 1.008 T - 0.07 \quad (\text{B.2})$$

Entrada del agua de enfriamiento al absorbedor $T(^{\circ}C) = 1.022 T - 0.21$ (B.3)

Salida del agua de enfriamiento al absorbedor $T(^{\circ}C) = T$ (B.4)

Estas ecuaciones fueron implementadas en el sistema de adquisición de datos para corregir la lectura de los sensores de temperatura en los ensayos experimentales.

APÉNDICE C

CORRELACIONES PARA EL ALMACENAMIENTO DE DATOS

ÍNDICE

C.1 MÉTODO DE CÁLCULO PARA EL ALMACENAMIENTO DE DATOS.....	C.1
C.1.1 Procedimiento de cálculo de las correlaciones.....	C.1
C.2 RESULTADOS.....	C.2

C.1 MÉTODO DE CÁLCULO PARA EL ALMACENAMIENTO DE DATOS

El sistema de adquisición de datos utilizado en la instalación experimental no tenía la opción de leer directamente datos de salida en mA de los sensores de presión y caudal. Por ello, se ha optado por convertir la corriente (mA) en voltaje (V) aplicando la ley de Ohm, por medio de resistencias insertadas en paralelo en los canales del sistema de adquisición de datos. A continuación se comentan los pasos seguidos para llevar a cabo dicha conversión.

C.1.1 Procedimiento de cálculo de las correlaciones

Tomando como ejemplo el sensor de presión.

1. Como datos conocidos se tienen el valor máximo y mínimo de la corriente del sensor y de la resistencia. Para el caso del amperaje según las especificaciones del sensor se tiene que:

$$4 \text{ mA} \Rightarrow 0 \text{ bar}$$

$$20 \text{ mA} \Rightarrow 5 \text{ bar}$$

2. Se aplica la ley de Ohm, teniendo como datos conocidos la intensidad y la resistencia. Donde este último tiene un valor de 265 Ohms con una tolerancia máxima de ± 0.001 .

$$V = R I \tag{C.1}$$

Sustituyendo los datos en la ecuación C.1, se tiene un valor máximo y mínimo de 1.65 y 5.3 V que corresponde a 0 y 5 bar respectivamente.

3. Por último se aplica una ecuación lineal tomando los datos de voltaje en el eje X y la presión en el eje Y.

C.2 RESULTADOS

A continuación se presentan las correlaciones para los sensores de presión y caudal del agua de enfriamiento

Presión en la parte baja del absorbedor

$$\text{Resistencia: } 266.80 \text{ Ohm} \quad \text{presion}(\text{bar}) = 0.9370 * \text{Voltaje} - 1 \quad (\text{C.2})$$

Presión en la parte alta del absorbedor

$$\text{Resistencia: } 266.08 \text{ Ohm} \quad \text{presion}(\text{bar}) = 0.9326 * \text{Voltaje} - 1 \quad (\text{C.3})$$

Presión del vapor de amoníaco

$$\text{Resistencia: } 266.41 \text{ Ohm} \quad \text{presion}(\text{bar}) = 0.9314 * \text{Voltaje} - 1 \quad (\text{C.4})$$

Caudalímetro del agua de enfriamiento

$$\text{Resistencia : } 270.09 \text{ Ohm} \quad \text{Caudal}(\text{lt/h}) = 92.562 * \text{voltaje} - 100 \quad (\text{C.5})$$

APÉNDICE D

VALORES DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

ÍNDICE

D.1 INTRODUCCIÓN.....	D.1
-----------------------	-----

D.1 INTRODUCCIÓN

En esta sección se muestran los resultados obtenidos en la evaluación experimental del absorbedor del capítulo 4. En cada una de las tablas mostradas a continuación muestran el efecto que tienen diferentes parámetros en la eficacia del absorbedor.

Tabla D.1 Resultados experimentales para el estudio del efecto del caudal de enfriamiento y de solución en la eficacia del absorbedor.

T _{SOL,ENT}	T _{SOL,SAL}	T _{AG,ENT}	T _{AG,SAL}	m _{SOL,ENT}	X _{ENT}	X _{SAL}	Q _A	P _A	h _{SOL}	U	F _{AB} *10 ⁻³	Nu _{SOL}	Rey _{SOL}	Rey _{ENF}	ef _{MAS}	Km	ΔTs
°C	°C	°C	°C	kg/s	%masa	%masa	kW	bar	kW/m ² K	kW/m ² K	Kg/m ² s	adim	adim	adim	adim	m/s	K
37.7	35.3	30.1	38.5	0.008	33.2	35.2	0.8	1.95	5.47	2.48	2.5	174	171	280	0.39	-	-
37.7	34.8	30.1	37.5	0.008	33.2	35.5	0.9	1.96	4.23	2.31	3	135	168	363	0.45	-	-
37.7	34.2	30.0	36.4	0.008	33.2	35.8	0.9	1.95	4.23	2.33	3.3	135	167	444	0.50	-	-
37.7	33.8	30.0	35.9	0.008	33.2	36.0	1.0	1.96	4.21	2.42	3.7	134	167	517	0.55	-	-
38.1	36.3	30.2	38.9	0.011	32.9	34.5	0.9	1.94	4.63	2.33	2.7	148	231	303	0.30	-	-
38.0	35.5	30.1	38.1	0.011	32.9	35.0	1.0	1.95	4.82	2.52	3.6	154	227	392	0.39	-	-
38.0	35.2	30.1	37.3	0.011	33.0	35.2	1.1	1.95	4.75	2.52	3.8	151	230	469	0.42	-	-
37.9	34.6	30.0	36.3	0.011	33.0	35.3	1.1	1.92	4.51	2.54	4	144	225	538	0.46	-	-
37.9	34.9	29.9	39.0	0.014	33.4	35.4	0.9	2.00	5.52	2.53	4.3	210	282	302	0.37	0.0011	0.7
38.0	34.2	29.9	38.1	0.014	33.4	35.6	1.0	1.97	6.05	2.8	4.8	227	280	380	0.44	0.0015	0.59
38.0	33.9	29.9	37.5	0.014	33.3	35.8	1.1	1.97	6.81	2.95	5.4	250	280	447	0.48	0.0019	0.47
38.0	33.5	30.0	37.0	0.014	33.2	36.0	1.2	1.97	6.49	3.03	6.1	241	277	515	0.53	0.0018	0.52
38.1	33.3	29.9	36.6	0.014	32.9	36.1	1.3	1.96	6.61	3.19	6.9	237	278	591	0.58	0.0021	0.4

Tabla D.2 Resultados experimentales para el estudio del efecto de la temperatura de entrada del agua de enfriamiento en la eficacia del absorbedor.

T _{SOL,ENT}	T _{SOL,SAL}	T _{AG,ENT}	T _{AG,SAL}	m _{SOL,ENT}	m _{SOL,SAL}	x _{ENT}	x _{SAL}	Q _A	P _A	h _{SOL}	U	F _{AB} *10 ⁻³	Nu _{SOL}	Rey _{SOL}	Rey _{ENF}	ef _{MAS}
°C	°C	°C	°C	kg/s	Kg/s	%masa	%masa	kW	bar	KW/m ² K	kW/m ² K	kg/m ² s	adim	adim	Adim	adim
42.05	36.36	29.9	38.3	0.0191	0.0196	32.67	34.43	1.32	1.93	4.96	2.64	5.1	158.1	424.7	517.6	0.311
42.03	36.01	30.0	38.0	0.0164	0.0169	32.54	34.70	1.29	1.94	4.81	2.60	5.4	153.3	362.9	518.4	0.373
42.05	35.43	30.1	37.4	0.0136	0.0141	32.31	34.94	1.24	1.93	4.40	2.47	5.5	140.3	300.3	514.0	0.450
41.97	34.78	30.1	36.9	0.0109	0.0114	32.28	35.29	1.13	1.93	3.90	2.31	5.1	124.3	238.4	513.4	0.515
41.81	33.90	30.1	36.1	0.0082	0.0086	32.29	35.77	0.98	1.93	3.32	2.09	4.4	105.8	176.4	507.6	0.601
41.78	38.42	35.3	39.5	0.0190	0.0192	32.67	33.40	0.64	1.94	4.03	2.38	2.1	128.5	434.9	552.8	0.296
41.67	38.29	35.5	39.3	0.0163	0.0165	32.66	33.55	0.61	1.95	3.99	2.37	2.2	127.2	372.4	552.9	0.367
41.91	38.04	35.5	39.1	0.0135	0.0137	32.39	33.61	0.60	1.94	3.70	2.26	2.5	117.9	310.2	551.8	0.466
41.83	37.78	35.6	38.8	0.0108	0.0111	32.35	33.82	0.55	1.95	3.31	2.11	2.4	105.5	247.5	550.9	0.548
41.62	37.39	35.6	38.3	0.0081	0.0083	32.39	34.03	0.46	1.95	2.74	1.86	2.0	87.3	184.1	548.2	0.621

Tabla D.3 Resultados experimentales para el estudio del efecto de la presión en la eficacia del absorbedor.

T _{SOL,ENT}	T _{SOL,SAL}	T _{AG,ENT}	T _{AG,SAL}	m _{SOL,ENT}	m _{SOL,SAL}	x _{ENT}	x _{SAL}	Q _A	P _A	h _{SOL}	U	F _{AB} *10 ⁻³	Nu _{SOL}	Rey _{SOL}	Rey _{ENF}	ε _{MAS}
°C	°C	°C	°C	kg/s	Kg/s	%masa	%masa	kW	bar	kW/m ² K	kW/m ² K	kg/m ² s	adim	adim	adim	adim
37.82	35.60	30.0	37.3	0.0180	0.0188	33.30	34.76	1.27	1.92	6.29	2.98	4.0	200.5	369.7	513.1	0.301
37.88	35.15	30.0	37.0	0.0167	0.0176	33.30	35.17	1.21	1.94	5.84	2.87	4.8	186.2	340.7	509.4	0.375
37.72	34.92	30.0	36.7	0.0139	0.0147	33.27	35.06	1.14	1.91	5.48	2.77	3.8	174.7	282.0	506.3	0.376
37.65	34.28	30.0	36.1	0.0112	0.0119	33.22	35.41	1.05	1.91	5.01	2.65	3.8	159.7	225.0	505.1	0.458
37.53	33.51	30.0	35.4	0.0083	0.0090	33.13	35.83	0.93	1.91	4.08	2.36	3.5	130.1	165.7	501.8	0.558
37.69	33.34	30.1	34.6	0.0163	0.0166	31.94	33.12	0.76	1.58	4.17	2.39	2.9	132.9	350.6	502.0	0.390
37.38	33.09	30.2	34.3	0.0136	0.0138	31.94	33.25	0.67	1.58	3.80	2.26	2.7	121.1	290.0	499.4	0.444
37.44	32.84	30.3	34.0	0.0109	0.0111	31.90	33.48	0.62	1.59	3.34	2.09	2.6	106.5	232.7	498.4	0.523
37.55	32.40	30.3	33.5	0.0081	0.0083	31.67	33.72	0.56	1.59	2.84	1.88	2.5	90.5	174.2	497.9	0.632

Tabla D.4 Resultados experimentales para el estudio del efecto de la temperatura de entrada de la solución en la eficacia del absorbedor.

T _{SOL,ENT}	T _{SOL,SAL}	T _{AG,ENT}	T _{AG,SAL}	m _{SOL,ENT}	m _{SOL,SAL}	x _{ENT}	x _{SAL}	Q _A	P _A	h _{SOL}	U	F _{AB} *10 ⁻³	Nu _{SOL}	Rey _{SOL}	Rey _{ENF}	ε _{MAS}
°C	°C	°C	°C	kg/s	Kg/s	%masa	%masa	kW	bar	kW/m ² K	kW/m ² K	kg/m ² s	Adim	adim	adim	adim
37.82	35.60	30.0	37.3	0.0180	0.0188	33.30	34.76	1.27	1.92	6.29	2.98	4.0	200.5	369.7	513.1	0.301
37.88	35.15	30.0	37.0	0.0167	0.0176	33.30	35.17	1.21	1.94	5.84	2.87	4.8	186.2	340.7	509.4	0.375
37.72	34.92	30.0	36.7	0.0139	0.0147	33.27	35.06	1.14	1.91	5.48	2.77	3.8	174.7	282.0	506.3	0.376
37.65	34.28	30.0	36.1	0.0112	0.0119	33.22	35.41	1.05	1.91	5.01	2.65	3.8	159.7	225.0	505.1	0.458
37.53	33.51	30.0	35.4	0.0083	0.0090	33.13	35.83	0.93	1.91	4.08	2.36	3.5	130.1	165.7	501.8	0.558
42.05	36.36	29.9	38.3	0.0191	0.0196	32.67	34.43	1.32	1.93	4.96	2.64	5.1	158.1	424.7	517.6	0.311
42.03	36.01	30.0	38.0	0.0164	0.0169	32.54	34.70	1.29	1.94	4.81	2.60	5.4	153.3	362.9	518.4	0.373
42.05	35.43	30.1	37.4	0.0136	0.0141	32.31	34.94	1.24	1.93	4.40	2.47	5.5	140.3	300.3	514.0	0.450
41.97	34.78	30.1	36.9	0.0109	0.0114	32.28	35.29	1.13	1.93	3.90	2.31	5.1	124.3	238.4	513.4	0.515
41.81	33.90	30.1	36.1	0.0082	0.0086	32.29	35.77	0.98	1.93	3.32	2.09	4.4	105.8	176.4	507.6	0.601

Tabla D.5 Resultados experimentales para el estudio del efecto de la concentración de la solución en la eficacia del absorbedor.

T _{SOL,ENT}	T _{SOL,SAL}	T _{AG,ENT}	T _{AG,SAL}	m _{SOLENT}	m _{SOLSAL}	x _{ENT}	x _{SAL}	Q _A	P _A	h _{SOL}	U	F _{AB} *10 ⁻³	Nu _{SOL}	Rey _{SOL}	Rey _{ENF}	ε _{MAS}
°C	°C	°C	°C	kg/s	Kg/s	%peso	%peso	kW	bar	KW/m ² K	kW/m ² K	kg/m ² s	adim	adim	adim	adim
37.69	33.34	30.1	34.6	0.0163	0.0166	31.94	33.12	0.76	1.58	4.17	2.39	2.9	132.9	350.6	502.0	0.390
37.38	33.09	30.2	34.3	0.0136	0.0138	31.94	33.25	0.67	1.58	3.80	2.26	2.7	121.1	290.0	499.4	0.444
37.44	32.84	30.3	34.0	0.0109	0.0111	31.90	33.48	0.62	1.59	3.34	2.09	2.6	106.5	232.7	498.4	0.523
37.55	32.40	30.3	33.5	0.0081	0.0083	31.67	33.72	0.56	1.59	2.84	1.88	2.5	90.5	174.2	497.9	0.632
37.61	35.29	30.0	37.5	0.0139	0.0143	29.27	31.52	1.28	1.52	4.98	2.65	4.5	158.7	276.3	517.6	0.419
37.64	34.96	29.9	37.2	0.0125	0.0130	29.25	31.79	1.25	1.53	4.65	2.56	4.6	148.2	248.6	515.8	0.459
37.67	34.59	29.9	36.9	0.0111	0.0116	29.26	31.99	1.19	1.53	4.45	2.49	4.4	141.8	220.0	512.2	0.496
37.50	33.66	29.9	36.0	0.0083	0.0087	29.25	32.48	1.04	1.53	3.84	2.28	4.0	122.4	162.6	505.4	0.590

APÉNDICE E

ANÁLISIS DE ERRORES

E.1 PROPAGACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE.....	E.1
E.1.1 Cálculo de la incertidumbre del calor disipado en el absorbedor.....	E.1
E.1.2 Cálculo de la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor	
de la solución.....	E.3
E.1.3 Cálculo de la incertidumbre del flujo absorbido.....	E.4

E.1 PROPAGACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE

En el caso en que se trate variables indirectas función de dos o más variables que son medidas directamente, por ejemplo: $Y = f(X_1, X_2, \dots)$, y que las variables medidas (X) tienen asociada una cierta incertidumbre, el método para determinar la propagación de la incertidumbre de un parámetro Y , es el propuesto en la nota técnica 1297 de NIST (Taylor and Kuyyat, 1994). Suponiendo que las mediciones individuales son aleatorias y no correlacionadas, la incertidumbre en el parámetro calculado puede ser determinada como lo indica la siguiente expresión general:

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_X^2} \quad (\text{E.1})$$

en donde U representa la incertidumbre asociada a la variable calculada Y .

A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas para el cálculo de las incertidumbres de los parámetros más importantes determinados en este estudio, como son el coeficiente de transferencia de calor de la solución, la potencia térmica disipada y el flujo de vapor absorbido por la solución. Como se ha comentado, los valores de las incertidumbres se han establecido con relación a sensores de medición de las variables que intervienen en el cálculo de los parámetros antes mencionados. El cálculo de la incertidumbre se realizó utilizando el software *Engineering Equation Solver (EES)*.

E.1.1 Cálculo de la incertidumbre del calor disipado en el absorbedor

La incertidumbre asociada a la potencia disipada en el absorbedor involucra el balance de calor tanto de la corriente del agua de enfriamiento como de la solución, como lo muestra la ecuación E.2. El calor transferido (Q_A) entre la solución y el agua de enfriamiento es calculado por la siguiente expresión:

$$Q_{TRANSF} = \frac{Q_{SOL} + Q_{ENF}}{2} \quad (\text{E.2})$$

Por lo cual su incertidumbre (δ) implicaría los errores relacionados al calor del lado de solución (Q_{SOL}) y enfriamiento (Q_{ENF}).

$$\delta Q_{TRANSF} = \frac{Q_{TRANSF}}{2} \sqrt{\left(\frac{\delta Q_{SOL}}{Q_{SOL}}\right)^2 + \left(\frac{\delta Q_{ENF}}{Q_{ENF}}\right)^2} \quad (E.3)$$

El calor del agua de enfriamiento esta dado por la siguiente expresión:

$$Q_{ENF} = C_{P_{AG}} m_{AG} (T_{AG,SAL} - T_{AG,ENT}) \quad (E.4)$$

El cálculo de la incertidumbre de la potencia térmica en el lado del agua de enfriamiento esta relacionado con las incertidumbres de las temperaturas medidas con las sondas y del caudal másico medido con el caudalímetro magnético. La correspondiente incertidumbre esta dada por la siguiente expresión:

$$\delta Q_{ENF} = Q_{ENF} \sqrt{\left(\frac{\delta T_{AG,ENT}}{T_{AG,ENT}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{AG,SAL}}{T_{AG,SAL}}\right)^2 + \left(\frac{\delta m_{AG}}{m_{AG}}\right)^2} \quad (E.5)$$

El calor disipado por la solución es obtenido por un balance de calor a partir de sus entalpías y flujos másicos de las corrientes de entrada y salida:

$$Q_{SOL} = h_{SOL} m_{SOL,ENT} + h_{VAP} m_{V,ENT} - h_{SOL,SAL} m_{SOL,SAL} \quad (E.6)$$

El caudal de solución de entrada ($m_{SOL,ENT}$) tiene asociado un valor de incertidumbre calculado directamente, mientras que en el caso de las variables restantes como las entalpías de las corrientes y el caudal de vapor ($m_{V,ENT}$) y solución de salida ($m_{SOL,SAL}$) son calculadas indirectamente después de realizar un balance de masa y materia, por lo cual se espera una mayor incertidumbre en este parámetro:

$$\delta Q_{SOL} = Q_{SOL} \sqrt{\left(\frac{\delta h_{SOL,ENT}}{h_{SOL,ENT}}\right)^2 + \left(\frac{\delta h_{SOL,SAL}}{h_{SOL,SAL}}\right)^2 + \left(\frac{\delta h_V}{h_V}\right)^2 + \left(\frac{\delta m_{SOL,ENT}}{m_{SOL,ENT}}\right)^2 + \left(\frac{\delta m_{SOL,SAL}}{m_{SOL,SAL}}\right)^2}$$

$$(E.7)$$

E.1.2 Cálculo de la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor de la solución

La incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor de la solución (h_{SOL}) involucra las incertidumbres del coeficiente global de transferencia de calor (U) y del agua de enfriamiento (h_{AG}), como lo muestran las ecuaciones E8 y E9, respectivamente:

$$U = \frac{Q_{TRANSF}}{A\Delta T_{LMEQ}} \quad (E.8)$$

$$h_{SOL} = \frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{\Delta M}{k_M} - \frac{1}{h_{AG}}} \quad (E.9)$$

donde A es el área de la superficie de transferencia de calor y ΔT_{LMEQ} es media logarítmica de la diferencia entre la temperatura de equilibrio de la solución y la temperatura del agua de enfriamiento (ecuación 4.25).

El cálculo de la incertidumbre del coeficiente de calor del agua de enfriamiento (h_{AG}), incluye la incertidumbre del Numero de Nusselt, que básicamente depende de los Números de Reynolds y Prandtl; mientras que el del coeficiente global de transferencia de calor incluye las incertidumbres del calor transferido y de la diferencia de temperatura media logarítmica en equilibrio. El valor de este último depende del estado de saturación o subenfriamiento de las corrientes de entrada y salida. La incertidumbre ocasionada por la resistencia térmica de la pared (M) no se ha tenido en cuenta. La correspondiente incertidumbre esta dada por la siguiente ecuación:

$$\delta h_{SOL} = \frac{1}{\left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_{AG}} - \frac{\Delta M}{k_M}\right)} \sqrt{\left(\frac{\delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\delta h_{AG}}{h_{AG}}\right)^2} \quad (E.10)$$

E.1.3 Cálculo de la incertidumbre del flujo absorbido

El flujo absorbido es calculado a partir de los balances de masa y materia de la corriente de solución dependiendo de las condiciones de trabajo (ver sección 4.2.2). Este valor es un punto crítico también, ya que la cantidad de vapor absorbido por la solución es muy pequeña:

$$m_v = m_{SOL,SAL} - m_{SOL,ENT} \quad (E.11)$$

donde $m_{SOL,ENT}$ es el caudal másico de la solución a la entrada obtenida directamente del caudalímetro magnético, mientras que $m_{SOL,SAL}$ es el caudal de salida de la solución obtenido a partir de un balance de materia, su correspondiente incertidumbre esta dado por la siguiente ecuación:

$$\delta m_v = m_v \sqrt{\left(\frac{\delta m_{SOL,SAL}}{m_{SOL,ENT}}\right)^2 + \left(\frac{\delta m_{SOL,ENT}}{m_{SOL,ENT}}\right)^2} \quad (E.12)$$