



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

TESIS DOCTORAL

Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores Adiabáticos con Aplicación de la Disolución Nitrato de Litio-Amoniaco

Autor:

Alejandro Zacarías Santiago

Directores:

Directora: Dra. María del Carmen Venegas Bernal

Codirector: Dr. Ignacio Carvajal Mariscal

DEPARTAMENTO

Ingeniería Térmica y de Fluidos

Leganés, Madrid, Julio de 2009

TESIS DOCTORAL

Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores Adiabáticos con Aplicación de la Disolución Nitrato de Litio-Amoniaco

Autor: Alejandro Zacarías Santiago

Director/es: Dra. María del Carmen Venegas Bernal
Dr. Ignacio Carvajal Mariscal

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente:

Vocal:

Vocal:

Vocal:

Secretario:

Calificación:

Leganés, Madrid, de de

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a la Universidad Carlos III de Madrid por darme la oportunidad de realizar mis estudios de doctorado en sus instalaciones. Agradezco el apoyo de los profesores: María Inmaculada Iglesias, José Ignacio Nogueira, Marcelo Izquierdo y Antonio Luis Sánchez, por compartir sus conocimientos en el periodo de docencia. Agradezco el apoyo de los profesores Mercedes de Vega y Domingo Santana. Un agradecimiento especial al profesor Pedro Acisclo Rodríguez, por su apoyo en múltiples ocasiones.

Agradezco especialmente al Profesor Antonio Lecuona Neumann por su amistad, por el continuo apoyo desde el periodo de docencia y a lo largo de mis estudios de doctorado, por sus valiosos consejos académicos y por darme la oportunidad de participar en el proyecto que el mismo ha dirigido: Aplicación a la disolución nitrato de litio-amoniaco, proyecto mediante el cual ha sido construida la instalación experimental utilizada para el desarrollo de esta tesis.

Agradezco a quienes técnicamente, han hecho posible que la instalación experimental estuviera en condiciones de operación, a Javier Roa por su dedicación durante la fabricación y puesta en marcha, a Manuel Santos y Carlos Cobos, por su sólida dedicación en la preparación de la instalación, a Xabier Marquínez por su apoyo en la calibración del generador y a Rubén Ventas por el invaluable apoyo brindado desde la puesta en marcha del banco de ensayos, en los ensayos preliminares, en la planeación y durante toda la experimentación, y por su valiosa contribución en el contenido de esta tesis. Gracias Rubén.

Agradezco a quienes por su apoyo, han hecho que mi estancia en España fuera más placentera, a: Rachid Cheriguene, Hugo Mitre, Elizabeth Araujo, Juan Manuel Gómez, José Casado, Ana Avelina González, Sergio Sánchez, Ana Burguete, Raquel Lizarte, Mari Carmen Rodríguez, Mathieu Legrand, Rafael Salgado y Ciro Vereda. Un especial agradecimiento a Orlando Guarneros, Illiana Orduño, Geydy Luz Gutiérrez y Amancio Moreno y su familia.

Agradezco especialmente a la Doctora María del Carmen Venegas Bernal por su apoyo al aceptar ser mi Tutora para estudiar el doctorado en España. Le agradezco la oportunidad de participar en los proyectos: Técnicas innovadoras para la producción eficiente de frío con energía solar y máquinas de absorción, y Optimización de absorbedores de burbujas con superficies internas mejoradas, proyectos de los cuales fue adquirida parte de la instrumentación utilizada en el banco de ensayos utilizado y por sus valiosos y continuos consejos académicos para el desarrollo de esta tesis. Al igual que a Carlos, su esposo, le agradezco el incalculable apoyo durante todo el periodo de mi estancia en España. Especialmente, muchas gracias María.

Un especial agradecimiento al Doctor Ignacio Carvajal Mariscal por la inducción al tema de la refrigeración por absorción, por sus valiosos consejos académicos durante la codirección de esta tesis y por su valioso apoyo a lo largo de mis estudios de doctorado.

Agradezco especialmente al Instituto Politécnico Nacional, IPN en México, por otorgarme la licencia con goce de sueldo durante todos los estudios de doctorado y la beca de estudios COFAA por tres años para estudios de doctorado. Agradezco asimismo, al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, CONACYT de México por la beca otorgada para estudios de doctorado.

Agradezco la comprensión, la motivación y el apoyo de mis padres: Filemón Zacarías y Alejandrina Santiago. Agradezco asimismo, el apoyo incondicional de mis hermanos (y familia de cada uno): Ismael, Hidilberto, Manuel, Elodia, Amalio, Luisa y Jorge. Agradezco el apoyo de mis suegros: José Luis Flores y Josefina Vasconcelos así como de mi cuñada Lucía.

Un especial agradecimiento a mi sobrina Gabriela Gómez Zacarías por el incalculable apoyo en mi representación en México, para realizar todos los trámites relacionados a mi sueldo y becas, necesarios para mantener nuestro sustento en España. Asimismo, agradezco especialmente a mi cuñado Luis, a Dalila su esposa y a sus niños por cuidar de nuestra casa en México durante todos estos años. Muchas gracias.

Claro que esta importante empresa no hubiera sido posible sin el apoyo incondicional de mi querida esposa: Alicia Flores Vasconcelos al acompañarme en estos cuatro importantes años. GRACIAS ALICIA.

DEDICO ESTA TESIS A:

mis padres:

Filemón Zacarías López y Alejandrina Santiago Gallardo

mi esposa

Alicia Flores Vasconcelos

mis hijas:

Alhelí y Alejandra.

Resumen

El continuo cambio climático, la incertidumbre de que los combustibles fósiles pueden agotarse y el aumento de las emisiones de dióxido de carbono, han motivado a varios países a poner especial interés en la investigación de nuevas fuentes de energía y de técnicas que puedan aprovechar mejor los recursos energéticos. Entre las técnicas que apoyan el mejor aprovechamiento de los recursos energéticos, se encuentran los Sistemas de Refrigeración por Absorción, SRA, para producción de frío solar, que están teniendo mayor interés últimamente. Actualmente estos equipos son muy voluminosos y costosos, por lo que disminuye su competitividad respecto a otros sistemas de refrigeración. El mejoramiento de la técnica de absorción en estos sistemas puede ser una buena opción para reducir su volumen.

El trabajo de la presente tesis se centra en evaluar el potencial del método de absorción en láminas y gotas dispersas de diferentes diámetros en absorbedores adiabáticos, así como la capacidad de generación de vapor de un intercambiador de placas, usados ambos en sistemas de refrigeración por absorción empleando la disolución amoníaco-nitrato de litio. Esto con el fin de reducir el tamaño de dichas máquinas y a su vez contribuir a hacerlas más económicas y prácticas. Del absorbedor, se ha evaluado la transferencia de masa y calor en configuración de absorbedores adiabáticos, utilizando para ello diferentes tipos de atomizado: lámina, cono hueco, niebla y cono sólido. Este último, por ser el más comercial, se ha analizado a tres diferentes alturas. La valoración del potencial de absorción se ha realizado mediante los parámetros relación de absorción, factor de aproximación al equilibrio, coeficiente de transferencia de masa y subenfriamiento final. Los resultados han mostrado que en absorbedores adiabáticos, empleando la disolución amoníaco-nitrato de litio, el atomizado tipo niebla es el que mejores resultados de absorción de masa ofrece. Por otra parte, el atomizado tipo lámina también ofrece buenos resultados, aunque ligeramente inferiores. La capacidad de absorción del atomizado tipo cono sólido, aunque a bajos números de Reynolds no es alta, con números de Reynolds mayores a 1.300 se acerca hasta un 85% de la capacidad del tipo niebla. Lo anterior supone que, con un absorbedor adiabático que emplea un atomizador tipo cono sólido, puede alcanzarse la meta de reducir el tamaño del absorbedor de una máquina de absorción.

La evaluación del generador se ha llevado a cabo mediante un análisis de la transferencia de calor y la pérdida de carga en flujo bifásico, variando para ello el flujo de calor y el flujo másico. Los resultados obtenidos muestran que, con calidad del vapor a la salida del generador menor de 3%, pueden alcanzarse coeficientes de transferencia de calor en flujo bifásico para la disolución amoníaco-nitrato de litio 20% mayores que los obtenidos en flujo monofásico. Por

otra parte, se ha comprobado el efecto reductor que la mezcla de dos componentes (amoníaco y nitrato de litio) tiene sobre el valor del coeficiente de transferencia de calor obtenido durante la ebullición del amoníaco puro.

Abstract

The continuous climate change, the uncertainty about running out of fossil fuels and the increase in carbon dioxide emissions, have prompted several countries to take special interest in researching new energy sources and techniques that can better exploit the energy resources. Among the techniques that support the efficient use of energy resources are the Absorption Refrigeration Systems, ARS, for the production of solar cooling, which are taking more interest lately. Currently these devices are bulky and expensive, thus diminishing its competitiveness compared to other refrigeration systems. Improvement of the absorption technique in these systems can be a good option to reduce its volume.

The work of this thesis focuses on evaluating the potential of the absorption method using flat sheet and dispersed drops with different sizes in adiabatic absorbers, and the capacity for steam generation of a plate heat exchanger, both used in absorption refrigeration systems using ammonia-lithium nitrate solution. This is done in order to reduce the size of such machines and at the same time helping to make them more economic and practical. The absorber has been evaluated in terms of the mass and heat transfer using an adiabatic absorber configuration, employing different types of atomization: flat sheet, hollow cone, fog jet and full cone. The latter, being the most commercial, has been analyzed at three different heights. The potential for absorption was assessed using four parameters: absorption ratio, approach to equilibrium factor, mass transfer coefficient and final subcooling. The results have shown that for adiabatic absorbers using ammonia-lithium nitrate solution, the fog jet spray is the best one respect to mass absorption. In addition, the flat sheet spray pattern also gives good results, although slightly lower. The absorption capacity of the full cone type, although at low Reynolds numbers is not high, with Reynolds numbers greater than 1300 is about 85% of the capacity of the fog jet spray. This means that an adiabatic absorber that uses a full cone type nozzle can reach the goal of reducing the size of the absorber of an absorption machine.

The evaluation of the generator has been carried out by means of the heat transfer and pressure drop analyses in two-phase flow, changing the heat and mass fluxes. The results show that, with vapor qualities at the exit of generator lower than 3%, two-phase heat transfer coefficients achieved can be 20% higher than those obtained in single-phase flow using the ammonia-lithium nitrate solution. Moreover, it has been verified the sinking effect that the two-component mixture (ammonia and lithium nitrate) has over the value of the heat transfer coefficient obtained during boiling of pure ammonia.

Índice General

Agradecimientos	5
Resumen	7
Abstract	9
Índice de figuras	17
Índice de tablas.....	23
Nomenclatura	25
Introducción	31
1.1. Interés por el tema	31
1.2. Objetivos	38
1.3. Estructura de la tesis.....	39
1.4. Contribuciones	40
Revisión bibliográfica.....	43
2.1. Fluidos de trabajo.....	43
2.1.1. Amoniacó como refrigerante	44
2.1.2. Disolución amoniacó-nitrato de litio	45
2.2. Intercambiadores de calor de placas.....	47
2.2.1. Flujo monofásico	49
2.2.1.1. Uso en sistemas de absorción.....	56
2.2.2. Flujo bifásico en ebullición forzada.....	58
2.2.2.1. Sustancias puras	59
2.2.2.1.1. Amoniacó.....	63

2.2.2.2. Mezclas	64
2.3. Absorbedores adiabáticos.....	66
2.3.1. Estudios analíticos y numéricos	67
2.3.2. Estudios experimentales	69
2.4. Conclusiones del capítulo	72
Instalación experimental	75
3.1. Descripción de la instalación experimental.....	75
3.1.1. Componentes de la instalación experimental	78
3.1.2. Instrumentación.....	80
3.1.3. Sistemas de control.....	83
3.1.4. Adquisición de datos	85
3.1.5. Medidas de seguridad en la instalación.....	86
3.2. Puesta a punto de la instalación.....	88
3.2.1. Calibración de los instrumentos de medición.....	88
3.2.2. Incertidumbre de la medida.....	89
3.2.3. Preparación y disposición de la disolución	92
3.2.4. Ensayos preliminares con agua.....	93
3.3. Modelo termodinámico de la instalación.....	93
3.3.1. Desarrollo del modelo	94
3.3.2. Resultados de la simulación.....	95
3.4. Comparación de resultados de la simulación con los experimentales	100
3.5. Conclusiones del capítulo	105
Flujo bifásico en un generador de placas.....	107
4.1. Equipo y procedimiento experimental.....	107

4.1.1. Geometría de la placa	107
4.1.2. Procedimiento experimental	109
4.1.2.1. Flujo monofásico	109
4.1.2.2. Flujo bifásico	110
4.2. Calibración del equipo en flujo monofásico	110
4.2.1. Análisis en flujo monofásico	110
4.2.2. Método de Wilson modificado	112
4.2.3. Resultados de la calibración en flujo monofásico	113
4.3. Ebullición forzada en el generador	116
4.3.1. Región de subenfriamiento.....	116
4.3.2. Región de ebullición	118
4.3.3. Pérdida de carga en ebullición	119
4.4. Resultados de ebullición forzada.....	121
4.4.1. Comportamiento estacionario de los parámetros medidos	121
4.4.2. Resultados de la región de subenfriamiento.....	123
4.4.3. Resultados de la región de ebullición	125
4.4.4. Pérdida de carga durante la ebullición.....	133
4.5. Análisis de incertidumbre	135
4.6. Conclusiones del capítulo	136
Transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos.....	137
5.1. Conjunto absorbedor-subenfriador	137
5.2. Subenfriador	138
5.2.1. Geometría del subenfriador.....	138
5.2.2. Procedimiento experimental.....	138
5.2.3. Transferencia de calor en el subenfriador	139

5.2.3.1. Análisis.....	139
5.2.3.2. Resultados	139
5.3. Absorbedor	140
5.3.1. Geometría del absorbedor adiabático.....	140
5.3.2. Procedimiento experimental.....	143
5.3.3. Análisis.....	144
5.3.3.1 Parámetros utilizados para caracterizar la transferencia de masa en absorbedores adiabáticos	144
5.3.3.1.1. Relación de absorción	144
5.3.3.1.2. Coeficiente de transferencia de masa.....	145
5.3.3.1.3. Subenfriamiento final	146
5.3.3.1.4. Factor de aproximación al equilibrio.....	146
5.3.3.2. Pérdida de carga en el absorbedor.....	147
5.3.3.3. Equilibrio de absorción adiabática	147
5.3.4. Resultados	148
5.3.4.1. Comportamiento estacionario de los parámetros medidos	148
5.3.4.2. Análisis de atomizado tipo lámina.....	151
5.3.4.3. Comparación entre atomizados: cono sólido, cono hueco, lámina y niebla	157
5.3.4.4. Comparación del atomizado cono sólido a diferentes alturas	163
5.3.4.5. Correlaciones de transferencia de masa en absorción adiabática	167
5.4. Análisis de incertidumbre	170
5.5. Conclusiones del capítulo	172
Conclusiones y trabajo futuro.....	175
6.1. Conclusiones	175

6.2. Trabajos futuros	177
Bibliografía.....	179
Anexos	199
Ecuaciones para las propiedades termofísicas de la disolución amoniaco-nitrato de litio	199
A1 Infante Ferreira	199
A2 Libotean et al. (2007, 2008) y Libotean (2008).....	199

Índice de figuras

Figura 1.1. Esquema básico de un sistema de refrigeración por absorción.....	32
Figura 2.1. Esquema del flujo de los fluidos en un intercambiador de placas (Fuente: Alfa Laval).	48
Figura 2.2. Intercambiadores de calor de placas, a) unidas con juntas, b) unidas con soldadura de cobre c) con marco semisoldadas. (Fuente: Alfa Laval).	48
Figura 2.3. Intercambiadores de calor de placas unidas por fusión (Fuente: Alfa Laval).	49
Figura 2.4. Parámetros de la placa. Fuente: Ayub (2003).	51
Figura 2.5. Patrones de placas: a) Washboard, b) zig-zag, c) chevron o herringbone, d) protrusions and depressions, e) washboard with secondary corrugations y f) oblique washboard.	53
Figura 3.1. Fotografía de la instalación experimental.	76
Figura 3.2. Esquema de la instalación experimental.	77
Figura 3.3. Bomba de agua caliente.	78
Figura 3.4. Bomba de disolución.....	78
Figura 3.5. Válvula servo posicionada.	78
Figura 3.6. Intercambiador de calor de placas.	79
Figura 3.7. Absorbedor adiabático, a) sin aislamiento b) con aislamiento.	80
Figura 3.8. Termoresistencias tipo PT100.....	80
Figura 3.9. a) Transductor de presión, b) Manómetro tipo Bourdon.	81
Figura 3.10. Medidor tipo Coriolis de caudal y densidad.	81
Figura 3.11. Sensor diferencial de presión indicador de nivel.	82
Figura 3.12. Sensores diferenciales de presión a) zona de flujo monofásico, b) zona de flujo bifásico.....	82

Figura 3.13. Medidor de energía.....	83
Figura 3.14. Vatímetro.....	83
Figura 3.15. Controladores de caudal, de presión y de temperatura.....	84
Figura 3.16. Conexión de los sensores a tarjetas ADAM.....	85
Figura 3.17. Software ADKIR y ordenador para el almacenamiento de datos, monitoreo y control de la instalación experimental.....	85
Figura 3.18. Extractor de pared en funcionamiento.....	86
Figura 3.19. Piscina de agua.....	86
Figura 3.20. Equipos de Seguridad Individual (<i>EPIs</i>).....	87
Figura 3.21. Equipo de respiración autónomo.....	87
Figura 3.22. Detector de vapor de amoníaco y sirenas acústicas y luminosas.....	88
Figura 3.23. Margen de error de la temperatura final, T_8 , después de la calibración...	89
Figura 3.24. Esquema simplificado de la instalación utilizada en el modelado.....	93
Figura 3.25. Potencias térmicas y de bombeo en función del caudal másico de disolución diluida.....	97
Figura 3.26. Potencias térmicas y de bombeo en función de la temperatura T_8	97
Figura 3.27. Temperatura de la disolución a la entrada del absorbedor, T_{10} y cambio de concentración en función de T_8	98
Figura 3.28. Potencias térmicas y de bombeo en función de la presión de absorción.	98
Figura 3.29. Potencia del generador y cambio de concentración en función de P_4 y T_8	99
Figura 3.30. Coeficiente de operación equivalente, <i>ECOP</i> , en función de P_4 y T_8	100
Figura 3.31. Comparación de resultados del cambio de concentración calculado respecto al experimental, a) $F=1$; b) $F=0,83$	101
Figura 3.32. Comparación de resultados de relación de circulación calculada respecto a la experimental, a) $F=1$; b) $F=0,83$	101
Figura 3.33. Comparación de resultados de potencia térmica del generador calculada respecto a la experimental, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$	102

Figura 3.34. Comparación de resultados de Coeficiente de Operación Equivalente calculado respecto al experimental, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$	102
Figura 3.35. Comparación de resultados de potencia frigorífica calculada respecto a los semiempíricos, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$	104
Figura 3.36. Comparación de resultados de <i>COP</i> calculado respecto a los semiempíricos, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$	104
Figura 4.1. Esquema de las placas del intercambiador de calor usado como generador.	108
Figura 4.2. Coeficiente global de transferencia de calor calculado respecto al experimental.....	115
Figura 4.3. Comparación del jNu en flujo monofásico con resultados de otros autores.	116
Figura 4.4. Esquema del comportamiento esperado de las regiones de subenfriamiento y ebullición forzada en el generador de placas.	117
Figura 4.5. Temperaturas en la entrada y salida de cada lado del generador de placas durante un experimento.....	122
Figura 4.6. Caudales máscicos durante un experimento.	122
Figura 4.7. Potencia térmica en el generador medida con el vatímetro durante un experimento.....	123
Figura 4.8. Coeficiente de transferencia de calor por convección en la región de subenfriamiento en función del número de Reynolds, para diferentes flujos máscicos y de calor.....	123
Figura 4.9. Área de transferencia de calor de las regiones de subenfriamiento y de ebullición en el generador.....	124
Figura 4.10. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función del flujo máscico.....	125
Figura 4.11. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función del flujo de calor con tres flujos máscicos de disolución diluida.	126

Figura 4.12. Número de Boiling respecto a X_{tt} de acuerdo al criterio de Thonon et al. (1995c).	127
Figura 4.13. Comparación entre coeficientes de transferencia de calor de ebullición calculados mediante correlación de Cooper (1984) y valores experimentales.	129
Figura 4.14. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función del caudal másico de refrigerante para tres flujos másicos de disolución diluida.	130
Figura 4.15. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función de la calidad del vapor a la salida del generador.	130
Figura 4.16. Coeficientes de transferencia de calor de ebullición predichos para el amoníaco puro por Ayub (2003) y valores experimentales de la disolución, en función de la calidad del vapor.....	131
Figura 4.17. Comparación entre el coeficiente de transferencia de calor de ebullición determinado mediante la correlación (4.42) y el obtenido experimentalmente.	133
Figura 4.18. Pérdida de carga en flujo bifásico en función del flujo másico de la disolución diluida.	133
Figura 4.19. Pérdida de carga en flujo bifásico en función de la energía cinética por unidad de volumen.	134
Figura 5.1. Fotografía del conjunto absorbedor adiabático-subenfriador.....	138
Figura 5.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado de la disolución en el subenfriador.	140
Figura 5.3. Esquema del absorbedor adiabático.	141
Figura 5.4. Comportamiento estacionario de la temperatura de la disolución a la entrada y salida, así como la del vapor a la entrada del absorbedor.....	149
Figura 5.5. Caudales másicos durante un periodo de toma de datos.....	149
Figura 5.6. Presión a la entrada y en el interior del absorbedor.	150
Figura 5.7. Densidad de la disolución a la salida del absorbedor.....	150

Figura 5.8. Relación de absorción en función del caudal másico de disolución concentrada.....	151
Figura 5.9. Relación de absorción en función del caudal másico de vapor.	152
Figura 5.10. Relación de absorción en función del subenfriamiento inicial.....	152
Figura 5.11. Caudal másico de vapor en función del subenfriamiento inicial a tres diferentes caudales másicos de disolución concentrada.....	153
Figura 5.12. Relación de absorción en función de la presión de absorción.....	153
Figura 5.13. Subenfriamiento final en función del número adimensional de Reynolds.	154
Figura 5.14. Aproximación al equilibrio en función del caudal másico de vapor.	155
Figura 5.15. Aproximación al equilibrio en función del número de Reynolds con tres caudales másicos de disolución concentrada.	155
Figura 5.16. Coeficiente de transferencia de masa en función del número de Reynolds.	156
Figura 5.17. Pérdida de carga en el absorbedor en función del caudal másico de disolución concentrada.	157
Figura 5.18. Relación de absorción en función del caudal másico de disolución concentrada.....	158
Figura 5.19. Relación de absorción para diferentes atomizados en función de la presión de absorción.	158
Figura 5.20. Relación de absorción para diferentes atomizados en función del subenfriamiento inicial.	159
Figura 5.21. Subenfriamiento final para diferentes atomizados en función del número adimensional de Reynolds.....	160
Figura 5.22. Aproximación al equilibrio de atomizados en función del número de Reynolds.	161
Figura 5.23. Coeficiente de transferencia de masa de diferentes atomizados en función del número adimensional de Reynolds.	162

Figura 5.24. Pérdida de carga a la entrada del absorbedor para los atomizados de lámina y de niebla en función del caudal de disolución concentrada.	162
Figura 5.25. Relación de absorción del atomizado como sólido a diferentes alturas en función del caudal másico de disolución concentrada.....	163
Figura 5.26. Relación de absorción del atomizado como sólido a diferentes alturas en función de la presión de absorción.	164
Figura 5.27. Relación de absorción de atomizado como sólido a diferentes alturas en función del subenfriamiento inicial.	164
Figura 5.28. Subenfriamiento final para diferentes alturas en función del número adimensional de Reynolds.....	165
Figura 5.29. Aproximación al equilibrio de atomizado como sólido a diferentes alturas en función del número adimensional de Reynolds.....	166
Figura 5.30. Coeficiente de transferencia de masa de atomizado como sólido a diferentes alturas en función del número adimensional de Reynolds.....	166

Índice de tablas

Tabla 2.1. Correlaciones de transferencia de calor y de factor de fricción para PHE incluyendo β y ϕ	55
Tabla 2.2. Correlaciones de transferencia de calor de flujo monofásico encontradas para máquinas de refrigeración por absorción.....	58
Tabla 3.1. Datos técnicos de los intercambiadores de calor de placas.....	79
Tabla 3.2. Rango de medición e incertidumbre de instrumentos de medición utilizados durante el análisis del flujo monofásico y bifásico en el generador.....	90
Tabla 3.3. Rango de medición e incertidumbre de instrumentos de medición utilizados en análisis de absorción adiabática.....	91
Tabla 3.4. Incertidumbre de las variables medidas del subenfriador.....	92
Tabla 3.5. Rango de operación simulado.....	96
Tabla 4.1. Parámetros geométricos del modelo AN76 de Alfa Laval.....	108
Tabla 4.2. Rango de operación de parámetros para calibración del intercambiador en flujo monofásico.....	109
Tabla 4.3. Incertidumbre de las variables calculadas.....	135
Tabla 5.1. Rango de operación de los parámetros del subenfriador.....	139
Tabla 5.2. Especificaciones de los atomizadores.....	142
Tabla 5.3. Fotografía de los atomizadores y el tipo de atomizado obtenido.....	142
Tabla 5.4. Rango de operación de los parámetros para absorción adiabática.....	144
Tabla 5.5. Correlaciones del factor de aproximación al equilibrio F para absorbedores adiabáticos.....	168
Tabla 5.6. Rango de los grupos adimensionales de las ecuaciones 5.19-5.22.....	169

Tabla 5.7. Correlaciones del número de Sherwood para absorbedores adiabáticos.	170
Tabla 5.8. Incertidumbre de las variables calculadas para cada tipo y altura de atomizado.....	171
Tabla 5.9. Incertidumbre de las variables calculadas del subenfriador.....	171

Nomenclatura

a	Constante
A	Área efectiva, [m ²]
A_p	Área proyectada, [m ²]
b	Altura de la corrugación, [mm]
B_0, B_1	Ordenada al origen y pendiente de la recta, respectivamente
c	Constante
C_p	Calor específico, [J/kg K]
COP	Coefficiente de Operación, $COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g}$
D	Coefficiente de difusión, [m ² /s], diámetro del tubo [m]
D_h	Diámetro hidráulico, [mm]
DI	Indicador de densidad
d_o	Diámetro del orificio del atomizador, [mm]
ΔPI	Indicador de presión diferencial
e	Espesor de la placa, [mm]
$ECOP$	Coefficiente de Operación Equivalente, $ECOP = \frac{\dot{m}_v}{\dot{Q}_g}$
EI	Indicador de energía
EPI	Equipo de protección individual
f	Factor de fricción de Fanning, factor de circulación, $f = \dot{m}_{ds} / \dot{m}_v$
f_i	Función
F	Factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas en capítulo 4. Factor de aproximación al equilibrio en capítulo 5.
g_c	Constante igual a 1 en el sistema internacional de unidades, SI
G	Flujo másico, $G = \frac{\dot{m}}{A}$, [kg/m ² s]
G_{eq}	Flujo másico equivalente, $G_{eq} = G \left[(1 - x_m) + x_m \left(\frac{\rho_s}{\rho_v} \right)^{0,5} \right]$, [kg/m ² s]
GWP	Potencial de calentamiento Global referido al CO ₂ en masa.
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección, [W/m ² K], entalpía [kJ/kg]
h_m	Coefficiente de transferencia de masa, [m ² /s]
H	Distancia vertical entre centro de los puertos, [mm], altura en capítulo 5.
HTC	Coefficiente de transferencia de calor por convección, [W/m ² K]

i	Entalpía, [kJ/kg]
k	Conductividad térmica, [W/(mK)]
Ke/V	Energía cinética por unidad de volumen, [J/m ³]
L	Longitud térmica efectiva, [mm]
L_{eq}	Longitud equivalente, [m]
LI	Indicador de nivel
\dot{m}	Caudal másico, [kg/s]
M	Peso molecular, [kg/kmol]
MVD	Diámetro Medio en Volumen [μ m]
N_p	Número de placas
n_c	Número de medidas de la muestra
ODP	Potencial de destrucción de ozono estratosférico, referido al R11 en masa.
P	Presión, [kPa]
PHE	Intercambiador de calor de placas
PI	Indicador de presión
PIC	Control indicador de presión
p_r	Presión reducida
q''	Flujo de calor basado sobre área efectiva, $q'' = \frac{\dot{Q}}{A}$ [W/m ²]
\dot{Q}	Potencia térmica, [W]
QI	Indicador de caudal volumétrico
QIC	Control indicador de flujo volumétrico
R	Resistencia de ensuciamiento, [m ² K/W]
Ra	Razón de absorción, $Ra = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{ds}}$ [kg _v /kg _{ds}]
R_a	Rugosidad media de la superficie, $R_a=0,4R_p$, [μ m]
R_p	Rugosidad de superficie, [μ m]
T	Temperatura, [°C]
TI	Indicador de temperatura
TIC	Control indicador de temperatura
u	Incertidumbre del instrumento de medición en capítulo 3. Velocidad del líquido, [m/s] en capítulo 4.
U	Coefficiente global de transferencia de calor, [W/m ² K] en capítulo 4. Incertidumbre global en capítulos 4 y 5.
V	Volumen [m ³]

v	Volumen específico, [m ³ /kg]
VF	Variador de frecuencia
w	Ancho de la placa, [mm]
x	Calidad del vapor en peso, $x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{ds}}$ [%]
\bar{x}_p, \bar{x}_c	Valor medio de cada punto del patrón y el calibrando
X	Fracción de amoniaco en peso, [%]
WI	Indicador de potencia eléctrica
\dot{W}	Potencia mecánica, [W]
Y	Variable dependiente de una recta
Z	Variable independiente de una recta

Símbolos griegos

α	Difusividad térmica, [m ² /s]
β	Angulo de corrugación complementario, [90- ϕ]
$\delta_c/4$	Factor de corrección residual de calibración
Δ	Diferencia, incremento
$\Delta x_{p,c}$	Diferencia entre el patrón y el calibrando
ε	Eficiencia
ϕ	Angulo de corrugación
η	Número de moles del amoniaco, [mol]
ϕ	Relación de área (factor de incremento de superficie)
Λ	Paso de la corrugación, [mm]
μ	Viscosidad dinámica, [Pa·s]
ρ	Densidad [kg/m ³]
σ	Tensión superficial, [N/m], desviación típica
τ	Tiempo de absorción, [s]
ν	Viscosidad cinemática, [m ² /s]

Subíndices

a, abs	Absorbedor
A	Componente A de una mezcla

<i>acc</i>	Aceleración
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>b</i>	Ebullición
<i>B</i>	Componente B de una mezcla
<i>c</i>	Frío, cara interior
<i>co</i>	Agua de torre
<i>cr</i>	Crítico
<i>cs</i>	Solución concentrada
<i>ds</i>	Solución diluida
<i>e</i>	Evaporador, envolvente
<i>eq</i>	Condición de equilibrio
<i>exp</i>	Experimental
<i>fr</i>	Fricción
<i>g</i>	Generador
<i>h</i>	Caliente
<i>i</i>	Entrada, número de conexiones, número de parámetros
<i>k</i>	Enfriador de vapor
<i>l</i>	Fase líquida
<i>lo</i>	Sólo líquido
<i>lv</i>	Líquido-vapor
<i>m</i>	Valor medio
<i>ml</i>	Media logarítmica
<i>nb</i>	Ebullición nucleada
<i>o</i>	Salida, orificio
<i>p</i>	Placa, bomba
<i>Pa</i>	Presión del absorbedor
<i>Pg</i>	Presión del generador
<i>R,r</i>	Radio de la gota, [m]
<i>r_a</i>	Calor de absorción, incluyendo cambio de fase y de solución (en <i>Ka</i>), [J/kg]
<i>s</i>	Saturación, solución, subenfriador en 3.3
<i>sin</i>	Singularidades
<i>sub</i>	Subenfriamiento
<i>SP</i>	Monofásico
<i>TP</i>	Bifásico
<i>v</i>	Vapor, viscosidad cinemática

w Pared

Superíndices

d Constante

m Constante

n Constante

Números adimensionales

Bo Número de Boiling, $Bo = \frac{q''}{G_{lv} \cdot i_{lv}}$

Bo_{eq} Número de Boiling equivalente, $Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} \cdot i_{lv}}$

Co Número convectivo, $Co = \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$

EO Número de Eotvos, $EO = \frac{g \cdot \Delta\rho \cdot d^2}{\sigma}$

FO Número de Fourier, $FO = \frac{a \cdot \tau}{R^2}$

Fr Número de Froude, $Fr = \frac{G_{lv}^2}{\rho_s^2 \cdot g \cdot D_h}$

Ja Número de Jacob, $Ja = \frac{C_p \Delta T_i \rho_i}{i_{lv} \rho_v}$

j_{Nu} Grupo adimensional j Nusselt, $j_{Nu} = \frac{Nu}{Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}}$

Ka Número de Kutateladze, $Ka = \frac{r_a \cdot k}{C_p}$

Le Número de Lewis, $Le = \frac{\alpha}{D}$

Nu_D Número de Nusselt de difusión, $Nu_D = \frac{G_v \cdot R}{\rho_l \cdot D \cdot \Delta C}$

Nu Número de Nusselt, $Nu = \frac{h \cdot D_h}{k}$

Pe	Número de Péclet,	$Pe = \frac{u \cdot d}{D}$
Pr	Número de Prandtl,	$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$
Re	Número de Reynolds,	$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu}$
Re_{eq}	Número de Reynolds equivalente,	$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l}$
Sc	Número de Scmidth	$Sc = \frac{\nu}{D} = \frac{\mu}{\rho \cdot D}$
Sh	Número de Sherwood	$Sh = \frac{h \cdot L}{D}$
St	Número de Stanton,	$St = \frac{h}{\rho \cdot u \cdot C_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$
We	Número de Weber,	$We = \frac{\rho \cdot u^2 L}{\sigma}$
X_{tt}	Parámetro de Lockhart-Martinelli,	$X_{tt} = \left[\frac{1-x_m}{x_m} \right]^{-0,9} \cdot \left[\frac{\rho_v}{\rho_s} \right]^{-0,5} \cdot \left[\frac{\mu_s}{\mu_v} \right]^{-0,1}$

Capítulo 1

Introducción

1.1. Interés por el tema

Bajo las perspectivas de que los combustibles fósiles pueden agotarse, de que el cambio climático puede ser provocado por el ser humano y de que las emisiones de dióxido de carbono cada vez son mayores en gran parte del mundo, varios países han puesto especial interés en la investigación de nuevas fuentes de energía y de técnicas que puedan aprovechar mejor los recursos energéticos. Con tal panorama, nuevas fuentes de energías renovables como son: la energía solar, la biomasa y la energía eólica, entre otras, están siendo estudiadas. Asimismo, técnicas que apoyan el mejor aprovechamiento de los recursos energéticos, entre los que figuran los Sistemas de Refrigeración por Absorción, SRA, para producción de frío solar, están teniendo mayor interés, Venegas (2002), Venegas et al. (2002), Colonna and Gabrielli (2003), Hwang (2004), Romero et al. (2005), García Casals (2006), Yongming et al. (2007), Muthu et al. (2008), Sun (2008), Zohar et al. (2008), Darwish et al. (2008), Lecuona et al. (2008), Lecuona et al. (2009). Actualmente dichos equipos son muy voluminosos y costosos, Balaras et al. (2006), por lo que disminuye su competitividad respecto a otros sistemas de refrigeración, como los de compresión mecánica. El perfeccionamiento de los SRA, capaces de bombear calor consumiendo calor a baja temperatura en lugar de trabajo, es necesario para que puedan ser utilizados como una alternativa de los sistemas convencionales de compresión mecánica.

La presente tesis se centra en el estudio del absorbedor y del generador de un banco de ensayos de elementos de los SRA, con el fin de reducir el tamaño de dichas máquinas y a su vez contribuir a hacerlas más económicas y prácticas.

Antes de plantear los objetivos de la tesis, a continuación se muestra una breve descripción de los SRA, fluidos de trabajo, intercambiadores de calor y mecanismos de absorción utilizados en estos sistemas.

Sistemas de Refrigeración por Absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción, en su forma básica, usan como fluido de trabajo una disolución de un refrigerante y un absorbente, el primero, de mucha mayor presión de vapor. El absorbente puede ser un líquido o una sal. Estos sistemas en su versión más elemental de simple efecto y simple etapa, se componen de un evaporador, un condensador y un compresor termoquímico; este último consiste en una bomba de disolución, un generador y un absorbedor, como se observa en la figura 1.1, McQuiston et al. (2003). En el sistema de la figura el vapor refrigerante que sale del evaporador entra al absorbedor, en donde es absorbido por la disolución concentrada en absorbente, que llega desde el generador a través del recuperador. Del absorbedor, la disolución diluida es enviada hacia el generador por medio de la bomba de disolución. En el generador el vapor es separado por ebullición para dirigirse al condensador y el refrigerante líquido allí obtenido se expande a continuación en la válvula y entra al evaporador. El vapor refrigerante que sale del evaporador entra al absorbedor para repetir el ciclo, Herold et al. (1996).

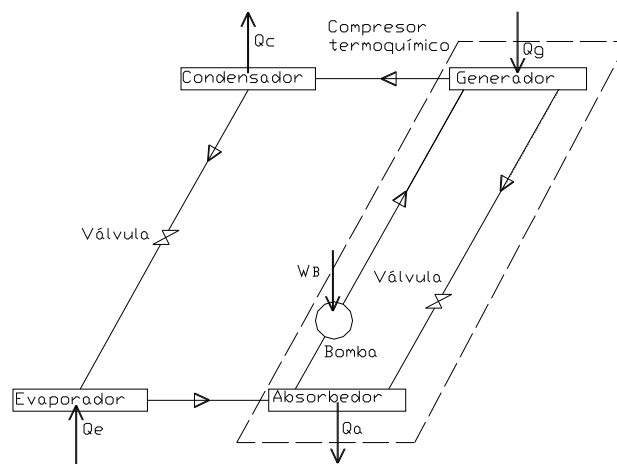


Figura 1.1. Esquema básico de un sistema de refrigeración por absorción.

Configuraciones y aplicaciones de los SRA

El sistema de refrigeración por absorción antes descrito fue patentado por Ferdinand Carré en 1859, como lo muestra Lamúa (2002). Diferentes configuraciones y diversas aplicaciones son temas que han sido estudiados recientemente por varios investigadores. Tal es el caso del trabajo presentado por Venegas et al. (2002), en donde los autores estudian mediante simulación numérica un SRA de etapas múltiples aplicado a refrigeración y a bombas de calor. Los autores muestran que tales sistemas pueden alcanzar coeficientes de operación, denominado *COP* (relación entre el calor recibido de la carga a refrigerar y el calor recibido para activar la

máquina) de hasta 0,32 para ciclos de refrigeración, y de 1,32 para los ciclos de bombas de calor de doble etapa (en este caso, relación entre calor producido y calor consumido). En ambos casos con temperaturas de generación de 90 °C para el fluido de trabajo amoniaco-nitrato de litio y temperaturas de evaporación inferiores a 0 °C en el caso de los ciclos de refrigeración.

Asimismo, Zacarías (2004) y Carvajal et al. (2005) estudian la transferencia de calor de los elementos de un SRA operando a cargas parciales y con sobrecarga, mostrando que si el sistema opera con una sobrecarga del 20%, la capacidad de refrigeración respecto a la nominal aumenta un 30%, en tanto que para una sobrecarga de 40% y carga parcial de 60% la capacidad de refrigeración disminuye en más de 50% respecto a la nominal.

Por otra parte, estudios aplicados a SRA utilizados para frío solar en viviendas y en edificios del sector comercial y de servicios han sido presentados por Syed et al. (2005) y García Casals (2006). Ambos trabajos muestran que pueden alcanzarse *COPs* de 0,6 para sistemas de simple efecto, en tanto que para ciclos de doble efecto pueden alcanzarse *COPs* de 1,2 a 1,5. Para mayor información sobre los conceptos de doble efecto y de efectos múltiples puede consultarse Herold et al. (1996).

Trabajos dirigidos a sistemas de cogeneración y sistemas integrados con máquinas de absorción y de compresión de vapor, son mostrados por Pilatowsky et al. (2007) y Sun (2008) respectivamente. En el primer trabajo mediante simulación fueron utilizadas pilas de combustible de hidrógeno como fuentes de energía de activación de la máquina, en tanto que el segundo autor experimentalmente utilizó como energía de activación calor residual proveniente de un motor de combustión interna.

Algunos trabajos ya han estudiado componentes por separado de un SRA, tal es el caso de Fernández Seara et al. (2007) y Kim e Infante Ferreira (2008), en su configuración básica de tubos horizontales bañados por fuera por disolución y/o tubos verticales bañados internamente por una lámina descendente. Sin embargo, no existe una base amplia de información acerca de las prestaciones conjuntas de generador y de absorbedor y separados del condensador y evaporador que configuran una máquina completa de refrigeración por absorción, separación que permite su estudio detallado sin las ligaduras del resto de la máquina. En la presente tesis se estudia una instalación experimental que incluye los componentes de un compresor termoquímico de simple efecto usando una disolución prometedora para temperaturas de evaporación inferiores a 0 °C. Además, este compresor termoquímico comprende elementos innovadores, como un generador de placas y un absorbedor adiabático.

Fluidos de trabajo

En los sistemas de refrigeración por absorción, donde la temperatura de evaporación es inferior a 0 °C, suele usarse la disolución amoníaco-agua, actuando el amoníaco como refrigerante pues no solidifica, además de que su punto de ebullición es inferior al del agua, en tanto que para temperaturas superiores el par agua-bromuro de litio normalmente es usado, como lo describen Cengel and Boles (2002). Esta última mezcla permite obtener elevados *COP* con una configuración simple y fiable. Sin embargo, las disoluciones amoníaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) y amoníaco-tiocianato de sodio ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) han sido estudiadas en las últimas décadas para temperaturas de evaporación incluso menores a 0 °C, debido principalmente a que no necesitan la esencial columna de rectificación del par amoníaco-agua, con lo cual el *COP* aumenta, acompañado de una simplificación del sistema, Venegas et al. (2002).

En este trabajo se emplea la disolución amoníaco-nitrato de litio como fluido de trabajo en el compresor termoquímico.

Disolución amoníaco-nitrato de litio

La disolución amoníaco-nitrato de litio fue utilizada por primera vez por Berestneff (1938), en tanto que el segundo trabajo encontrado para esta disolución es de Chinnappa (1961). Ecuaciones para determinar las propiedades termofísicas de la disolución han sido propuestas por Infante Ferreira (1984), Uchibayashi (1985), Aggarwal et al. (1985), Aggarwal (1986), Kusaka et al. (1987), Libotean et al. (2007), Libotean et al. (2008) y Libotean (2008), si bien no se dispone aún de una base experimental de propiedades tan amplia y sólida como en el caso de otras disoluciones más habituales.

En las dos últimas décadas del siglo pasado, diversos investigadores han empleado la disolución amoníaco-nitrato de litio para el análisis de los SRA. Tal es el caso de Best et al. (1990, 1991a, 1991b, 1991c), Ayala et al. (1994), Altamush Siddiqui (1994, 1997), Infante Ferreira (1995), Heard et al. (1996), Antonopoulos y Rogdakis (1996), Ayala et al. (1997, 1998), Sun (1998) y Rivera y Best (1999).

En la década actual continúan los estudios empleando esta disolución: Venegas (2002), Venegas et al. (2002, 2003), Rivera y Rivera (2003), Venegas et al. (2004, 2005), Zacarías et al. (2007a, 2007b), Ventas et al. (2007), Kumar y Kumar (2008), Libotean et al. (2008), Monsberger et al. (2008), Oronel et al. (2008) y Zacarías et al. (2008). En general, estos trabajos

avalan el interés por esta disolución y la viabilidad de máquinas de absorción de simple efecto. Las de doble efecto darían lugar a presiones muy elevadas a causa de la presión de vapor del amoníaco.

Las correlaciones de Infante Ferreira (1984) han sido ampliamente usadas en la literatura para determinar las propiedades de la disolución amoníaco-nitrato de litio. En este trabajo la presión determinada mediante dichas ecuaciones fue inferior a la presión medida durante la experimentación, aspecto que limitó el análisis del flujo bifásico del generador de placas. Esto no sucedió al usar las correlaciones propuestas por Libotean et al. (2007, 2008) y Libotean (2008). En esta tesis, las propiedades de la disolución amoníaco-nitrato de litio de: presión, calor específico, densidad y viscosidad absoluta fueron determinadas con las correlaciones de 2007 y 2008, en tanto que la conductividad y la Difusividad másica fueron determinadas mediante las correlaciones propuestas por Infante Ferreira (1984a).

Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor tradicionales de carcasa y tubos aun son usados comúnmente en numerosas aplicaciones industriales, entre ellas en las máquinas de refrigeración por absorción, y en especial en las de agua-bromuro de litio, por permitir el establecimiento de un flujo favorable con muy bajas presiones. Sin embargo, Wang et al. (2007) y Kotthoff y Gorenflo (2008) comentan que su rendimiento aún podría incrementarse con dispositivos de mejora.

Actualmente están cobrando interés los intercambiadores tipo paquete, los enfriadores evaporativos, como lo muestran Ayub (2003) y Rey et al. (2004) respectivamente, así como los intercambiadores de placas. Estos últimos están siendo cada vez más utilizados en las máquinas de refrigeración como se muestra a continuación.

Intercambiadores de calor de placas

Los intercambiadores de calor de placas cada vez son más usados en diversas aplicaciones industriales debido principalmente a su flexibilidad en el diseño; fácil limpieza, la que contribuye a mantener las condiciones higiénicas; buena eficiencia en la transferencia de calor y a que son compactos, Manglik (1996), Wang et al. (2007).

En la industria de la refrigeración, cada vez más trabajos son publicados en donde se usan intercambiadores de calor de placas, por ejemplo, Ayub (2003). Estudios de sistemas de

refrigeración por absorción utilizando intercambiadores de calor de placas han sido publicados por Táboas et al. (2005), Venegas et al. (2006), de Vega et al. (2006) entre otros. Trabajos con flujos de disoluciones en simple fase, han sido publicados por Warnakulasuriya y Worek (2008b).

No obstante, los intercambiadores de calor de placas han sido usados principalmente como evaporadores o condensadores de mezclas azeotrópicas o de una sola sustancia Stenhede (2001), Longo et al. (2004), lo cual supone una similar fenomenología. Para flujo bifásico de mezclas de sustancias utilizadas en sistemas de absorción, sólo se encuentran los trabajos publicados por Táboas (2006) y Marcos et al. (2009), en estos casos para amoníaco-agua y agua-bromuro de litio respectivamente.

En general, los sistemas de refrigeración por absorción pueden utilizar intercambiadores de calor de placas para reducir su tamaño global y actualmente no existe información de la transferencia de calor y de la pérdida de carga del flujo bifásico de la disolución amoníaco-nitrato de litio en intercambiadores de calor de placas. En este trabajo se estudian equipos de intercambio de calor de placas para flujos tanto en simple fase como en ebullición forzada para la disolución amoníaco-nitrato de litio.

Métodos de absorción

El proceso de absorción en un SRA ocurre cuando el vapor refrigerante que llega desde el evaporador es absorbido por la disolución concentrada que llega desde el generador. Como el proceso es exotérmico, el calor liberado debe ser extraído para que el proceso sea efectivo. La absorción puede llevarse a cabo mediante tres métodos diferentes de poner en contacto el vapor y la disolución: disolución continua-vapor continuo, disolución continua-vapor discontinuo y disolución discontinua-vapor continuo.

El primer método consiste en que la disolución es suministrada por medio de una película líquida sobre una pared de una geometría determinada, en tanto que el vapor es suministrado de manera continua en coflujo o contraflujo sobre la capa líquida. El segundo método consiste en hacer circular burbujas de vapor refrigerante a través de un conducto por donde circula disolución de manera continua en flujo en paralelo o en contracorriente. El conducto puede colocarse de manera horizontal, vertical o con cierta inclinación. El método disolución discontinua-vapor continuo consiste en suministrar la disolución por medio de gotas en un espacio definido por un volumen, en tanto que el vapor es suministrado a dicho espacio de

manera continua. La absorción de vapor en todos los casos ocurre a través de la interfase líquido-vapor.

En un estudio analítico de un absorbedor de tipo película y otro de tipo burbujas realizado por Kang et al. (2000), los autores muestran que hubo mayor razón de absorción (relación de la masa en peso de vapor que absorbe cada kilogramo de disolución suministrada) y menor área de transferencia de calor en el modo burbujas. Los autores muestran que la razón de absorción total en el modo burbujas es hasta 3 veces mayor respecto al modo película.

Sin embargo, un análisis experimental de un absorbedor tipo placas en modo burbujas realizado por Lee et al. (2002), muestra que aunque el amoníaco gaseoso fue absorbido y gran cantidad de calor fue generado, el rendimiento de la transferencia de calor no fue tan buena. Los autores recomiendan estudios posteriores para incrementar el rendimiento de la transferencia de calor en el modo burbujas. Además, un estudio en un absorbedor de burbujas realizado por Sujatha et al. (1999) muestra que este tipo de absorbedores puede alcanzar caídas de presión de hasta 0,22 bar.

Absorción adiabática por spray

El método de absorción por disolución discontinua-vapor continuo es una alternativa en el diseño de los absorbedores. En este caso se separa el proceso de absorción respecto al de transferencia de calor, realizándose una absorción denominada adiabática, debido a que la absorción ocurre rápidamente, Ryan (1993), Summerer et al. (1995), Venegas (2002), Venegas et al. (2002, 2004) y Warnakulasuriya y Worek (2006). Este método ha sido estudiado tanto a nivel teórico como de manera experimental.

Entre los estudios analíticos o de simulación se encuentran los publicados por Nakoryakov and Grigoreva (1977), Morioka et al. (1992), Lu et al. (1998), Venegas et al. (2004, 2005), Elperin et al. (2007) y Acosta-Iborra (2009).

Los estudios realizados experimentalmente incluyen los publicados por Paniev (1983), Ryan (1993, 1995), Summerer et al (1996), Vallès et al. (2003), Arzoz et al. (2005) y Warnakulasuriya y Worek (2006, 2008a). De los trabajos reportados hasta ahora, no se han encontrado estudios de absorbedores adiabáticos por spray que utilicen la disolución amoníaco-nitrato de litio. Es por ello que en el presente trabajo se realiza el estudio de la transferencia de masa en absorbedores adiabáticos por spray utilizando esta disolución.

1.2. Objetivos

Esta tesis tiene los siguientes objetivos generales:

- Evaluar la capacidad de los intercambiadores de calor de placas para ser utilizados como equipos de intercambio térmico en sistemas de refrigeración por absorción que utilicen la disolución amoníaco-nitrato de litio.
- Determinar el potencial del método de absorción adiabática en gotas y lámina como técnicas de absorción al emplear la disolución amoníaco-nitrato de litio.

Para alcanzar los objetivos generales antes mostrados se deben alcanzar los siguientes objetivos parciales, en todos los casos utilizando la disolución amoníaco-nitrato de litio:

Modelado termodinámico

- Predecir el comportamiento del conjunto absorbedor/generador mediante simulación basada en un modelo termodinámico.

Intercambiadores de calor de placas

- Caracterización térmica de intercambiadores de calor de placas en flujo monofásico.
- Caracterización térmica y mecánica de un intercambiador de calor de placas en flujo bifásico.

Absorción adiabática

- Determinar la razón de absorción, coeficiente de transferencia de masa, subenfriamiento final y factor F de aproximación de equilibrio que se obtienen utilizando varios tipos de atomizado (cono sólido, cono hueco, lámina y niebla).
- Evaluar la influencia de la altura de atomizado sobre los parámetros mencionados en el objetivo anterior.

- Analizar la influencia de diferentes variables sobre la capacidad de absorción. Estas incluyen el caudal de disolución y de vapor, la presión y el subenfriamiento inicial.
- Encontrar correlaciones del factor F de aproximación al equilibrio y el número de Sherwood, para los diferentes tipos de atomizado, en función de los números adimensionales característicos de los fenómenos de transporte del atomizado.

1.3. Estructura de la tesis

La presente tesis se compone de seis capítulos los cuales se describen como sigue. En el capítulo 1 se presentan el interés por el tema, los objetivos, la estructura de la tesis y las contribuciones del autor.

En el capítulo 2 aparece la revisión bibliográfica relacionada a los fluidos de trabajo, separando al amoníaco como refrigerante y la disolución amoníaco-nitrato de litio. También se incluyen en la revisión aspectos relacionados con el flujo monofásico y bifásico en intercambiadores de calor de placas y con el método de absorción adiabática en spray.

La instalación experimental utilizada para los estudios realizados en la presente tesis se describe en el capítulo 3, en donde se explican los componentes, los instrumentos de medición y los sistemas de control. También se incluye la puesta a punto de la instalación, donde se describe la calibración realizada a los instrumentos, el cálculo de la incertidumbre de las medidas y los ensayos preliminares con agua. Además, mediante un modelo termodinámico, se analiza el comportamiento de la instalación y los resultados del modelado se comparan con los resultados experimentales obtenidos.

En el capítulo 4 se presenta el análisis del flujo bifásico de la disolución amoníaco-nitrato de litio en un generador de placas, en donde se describe la geometría de placa utilizada, el procedimiento experimental y la calibración del generador en flujo monofásico usando el método de Wilson modificado. El análisis del flujo bifásico en el generador se presenta tanto para la región de subenfriamiento, en donde la disolución se calienta hasta alcanzar la saturación, como para la región de ebullición en donde la evaporación parcial del amoníaco se lleva a cabo. Los resultados obtenidos se comparan con otros publicados en la literatura y se encuentra una correlación para el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico. Los

resultados de la pérdida de carga en doble fase en el generador son presentados al final del capítulo.

En el capítulo 5 se muestra el análisis de la transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos, en donde se describe la geometría del conjunto absorbedor-subenfriador, el procedimiento experimental, y los resultados del análisis de la transferencia de calor en un intercambiador de placas usado como subenfriador. El análisis de la transferencia de masa en absorbedores adiabáticos incluye la evaluación del atomizado tipo lámina en función del flujo de disolución y de vapor, de la presión y del subenfriamiento inicial. La comparación entre los métodos de dispersión de la disolución se ha realizado para cuatro tipos de atomizado: cono sólido, cono hueco, lámina y niebla. Asimismo, los resultados de absorción han sido analizados con el atomizado tipo cono sólido a tres diferentes alturas. Correlaciones para el factor de aproximación al equilibrio y para el número de Sherwood fueron encontradas al final de este capítulo.

En el capítulo 6 se presentan las conclusiones y propuestas de trabajos futuros relacionados con la investigación desarrollada en esta tesis.

1.4. Contribuciones

Referente a la disolución amoníaco-nitrato de litio en intercambiadores de calor de placas, se han realizado por primera vez las siguientes investigaciones:

1. Análisis del flujo bifásico de la disolución en un generador de placas. Del análisis se ha encontrado que el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico es ligeramente superior al del flujo monofásico.
2. Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor en flujo bifásico de la disolución con los obtenidos durante la ebullición del amoníaco puro. Se ha podido concluir que la mezcla tiende a reducir los coeficientes de transferencia de calor durante la ebullición.
3. Se ha encontrado por primera vez una correlación para predecir el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico de la disolución en un generador de placas.
4. Se han obtenido por primera vez correlaciones de transferencia de calor para un intercambiador de placas unidas por fusión en régimen de flujo monofásico.

Referente a la disolución amoniaco-nitrato de litio en absorbedores adiabáticos, por primera vez:

5. Se ha caracterizado experimentalmente la transferencia de masa en absorbedores adiabáticos con atomizado tipo lámina. Del análisis se ha encontrado que este tipo de atomizado ofrece mejores resultados de transferencia de masa y de pérdida de carga respecto a los encontrados en la literatura con la disolución agua-bromuro de litio con el mismo tipo de atomizado.
6. Se ha analizado la transferencia de masa en absorbedores adiabáticos con atomizado tipo cono hueco. De los resultados se ha encontrado que este tipo de atomizado también ofrece mejores resultados de absorción respecto a los encontrados en la literatura con la disolución agua-bromuro de litio.
7. Se ha caracterizado el absorbedor adiabático utilizando el atomizado tipo cono sólido a tres diferentes alturas. De los resultados se ha encontrado que un absorbedor de 165 mm de altura podría ser utilizado alcanzando factores de aproximación al equilibrio superiores de 75%.
8. Se ha llevado a cabo un estudio experimental del absorbedor empleando un atomizado tipo niebla. De los cuatro tipos de atomizados caracterizados en la presente tesis, éste es el que mejores resultados ofrece respecto a la transferencia de masa.
9. Se han obtenido por primera vez correlaciones adimensionales que permiten determinar el factor de aproximación al equilibrio y el coeficiente de transferencia de masa para los diferentes tipos de atomizados analizados.

Los resultados encontrados en la presente tesis pueden ser utilizados para el diseño de intercambiadores de calor de placas en régimen de flujo monofásico, generadores de placas en flujo bifásico y de absorbedores adiabáticos con atomizado tipo cono sólido, cono hueco, lámina y niebla, empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio.

Capítulo 2

Revisión bibliográfica

Las máquinas de refrigeración por absorción son sistemas a los que mediante un fluido de trabajo se les suministra calor, desde una fuente térmica de mayor temperatura, para extraer calor desde un sumidero de menor temperatura. La suma de ambos calores se evacua generalmente al ambiente. Actualmente las máquinas con disoluciones amoniac-agua y agua-bromuro de litio son en general utilizadas para refrigeración y acondicionamiento de aire respectivamente. Sin embargo, dos de los aspectos que limitan la competitividad de estas máquinas son un elevado costo y un gran volumen. La reducción de uno o de los dos aspectos limitantes podría ser resuelta mediante un diseño mejorado de los dos componentes clave de estas máquinas, el absorbedor y el generador, usando una nueva disolución, amoniac-nitrato de litio. Una revisión bibliográfica de este fluido de trabajo y de los procesos de transferencia de masa y de calor en estos dos componentes es mostrada a continuación.

2.1. Fluidos de trabajo

Un fluido de trabajo es la sustancia que sirve para transportar el calor y la materia en las máquinas térmicas. Este fluido puede estar compuesto por un solo componente o una mezcla de varios. En el caso de las máquinas de refrigeración por absorción, el fluido de trabajo siempre es una mezcla de dos o más componentes y generalmente se le llama disolución. Las disoluciones comúnmente usadas en este tipo de máquinas son: agua-bromuro de litio para aplicaciones de aire acondicionado y amoniac-agua para refrigeración. Una alternativa al par amoniac-agua, podría ser la disolución amoniac-nitrato de litio. A continuación se presenta una revisión bibliográfica tanto del amoniac refrigerante como de la disolución amoniac-nitrato de litio.

2.1.1. Amoniac como refrigerante

El amoniac es un gas incoloro de olor muy penetrante, que se disuelve fácilmente en el agua y es producido naturalmente por descomposición de la materia orgánica y de manera industrial mediante el método Haber-Bosch, que consiste en la activación directa entre el nitrógeno y el hidrógeno gaseosos.

El amoniac es usado en los sistemas de refrigeración por absorción desde que Ferdinand Carré en 1859 patentó la máquina de absorción. Sin embargo, ante la progresiva utilización de los refrigerantes clorofluorocarbonados, CFCs, y los hidroclorofluorocarbonados, HCFCs, promovidos como refrigerantes seguros, el uso del amoniac fue disminuyendo. No obstante, al descubrirse que aquellos refrigerantes seguros tienen un potencial peligro para la capa de ozono, de acuerdo con el protocolo de Montreal se pone fin a la producción de estos refrigerantes, a partir de 1996 en los países desarrollados y se plantea una reducción progresiva de su producción en los países en desarrollo hasta el 2010. Con el fin de sustituir a los CFCs y a los HCFCs, los refrigerantes hidrofluorocarbonados, HFCs, han sido usados a partir del protocolo de Montreal. Sin embargo, posteriormente se ha encontrado que, entre otros gases, los HFCs contribuyen al aumento del efecto invernadero del planeta, por lo cual al entrar en vigor en 2005 el protocolo de Kyoto, los países desarrollados se comprometen a reducir sus emisiones de estos gases en al menos un 5% en relación a 1990 entre 2008 y 2012 (-8% para la Unión Europea, -7% para los Estados Unidos de América y -6% para Japón). Debido a este nuevo acuerdo, diversos refrigerantes, tales como hidrocarbonos, el dióxido de carbono y el amoniac están siendo usados e investigados actualmente. Una pequeña revisión bibliográfica del uso del amoniac en sistemas de refrigeración se muestra a continuación.

Las perspectivas de los sistemas de refrigeración que utilizan amoniac han sido presentadas por Ayub (2007, 2008), en donde el autor renombra las siguientes excelentes características del amoniac:

- Excelentes propiedades termodinámicas y de transporte.
- Amigable con el medio ambiente con ODP¹ y GWP² iguales a cero.
- Un olor penetrante y nauseabundo, que alertaría fácilmente sobre posibles fugas.

¹ ODP (Ozone Depletion Potential): Potencial de destrucción de ozono estratosférico, referido al R11 en masa.

² GWP (Global Warming Potential): Potencial de calentamiento global referido al CO₂ en masa.

Como la toxicidad es la única desventaja del amoníaco, el autor sugiere reducir el tamaño de los equipos de intercambio de calor, con el fin de reducir la masa de amoníaco contenida y por consiguiente reducir el potencial de problemas en caso de accidentes.

El uso del amoníaco en la industria de la refrigeración es tan amplia que puede usarse para absorber el dióxido de carbono o para refrigeración por absorción tipo difusión como lo muestran Darde et al. (2009) y Zohar et al. (2009) respectivamente. En el primer trabajo los autores muestran que para absorber CO₂ con amoníaco la energía requerida en el desorbedor puede ser de 2 GJ por cada tonelada de CO₂ capturado, lo cual supone una reducción significativa comparado con los sistemas que usan aminas. En el segundo trabajo los autores muestran que el usar el amoníaco como refrigerante proporciona mayor eficiencia si se le compara con los fluidos orgánicos R22, R32, R124, R125 y R134a.

Otro uso importante del amoníaco, como se ha mencionado ya con anterioridad, es en sistemas de refrigeración por absorción formando el par amoníaco-agua.

2.1.2. Disolución amoníaco-nitrato de litio

El nitrato de litio es una sal inorgánica incolora que tiene gran afinidad por la humedad. Esta sal al mezclarse con el amoníaco forma la disolución amoníaco-nitrato de litio, la cual ha sido estudiada desde mediados del siglo pasado como fluido de trabajo para los sistemas de refrigeración por absorción.

La disolución amoníaco-nitrato de litio ha sido usada en sistemas de refrigeración por absorción para bajas temperaturas por Berestneff (1938), en donde el autor muestra que a temperaturas de evaporación superiores a -30 °C estas máquinas son competitivas económicamente con las máquinas amoníaco-agua. Además, el autor muestra que usando esta disolución las máquinas no necesitan un rectificador a la salida del generador, como es el caso de los sistemas de amoníaco-agua.

Un estudio experimental de máquinas de refrigeración por absorción amoníaco-nitrato de litio es presentado por Chinnapa (1961), en donde el autor muestra que estas máquinas pueden alcanzar coeficientes de operación, *COPs*, similares a los que se obtienen en las máquinas de amoníaco-agua.

Correlaciones para calcular las propiedades termofísicas de la disolución amoníaco-nitrato de litio han sido propuestas inicialmente por Infante Ferreira (1984a). Numerosos estudios

técnicos y económicos de los sistemas de refrigeración por absorción con esta disolución han sido realizados en la última década del siglo pasado. Best et al. (1991a, 1991b, 1991c) analizan sistemas tanto de enfriamiento como de bombas de calor, Altamush (1994) optimiza las temperaturas de generación y de condensación, Ayala et al. (1994) usan energía geotérmica, Infante Ferreira (1995) y Antonopoulos y Rogdakis (1996) ensayan con energía solar, Heard et al. (1996) comparan sistemas amoniaco-agua y amoniaco-nitrato de litio, Altamush (1997) y Sun (1998) evalúa diversos fluidos de trabajo, entre ellos amoniaco-nitrato de litio, y Ayala et al. (1998) evalúan un ciclo híbrido compresión/absorción. Los autores coinciden en que los sistemas amoniaco-nitrato de litio, debido a que no requieren un rectificador, pueden ser una alternativa a los sistemas de refrigeración por absorción amoniaco-agua.

También se encuentran en la literatura estudios de los procesos de transferencia de calor y de masa con esta disolución. El flujo bifásico en un tubo vertical ha sido analizado por Rivera y Best (1999) y Rivera et al. (2000) en un rango de concentración de 38-48% en peso de amoniaco, en donde los autores han encontrado coeficientes locales de transferencia de calor en flujo bifásico entre 1,25-4 kW/m² K para flujos de calor de 11,8-16,4 kW/m².

Sistemas de refrigeración por absorción con la disolución amoniaco-nitrato de litio en simple etapa han sido analizados por Wang et al. (2000a) produciendo refrigeración a temperaturas de -40 °C con temperaturas de generación de 65 °C. Los ciclos de etapas múltiples han sido analizados por Venegas et al. (2002) obteniendo *COPs* de 0,32 y de 1,32 para sistemas de refrigeración y sistemas de bombas de calor respectivamente en ciclo de doble etapa. La temperatura de generación fue de 90 °C para ambos sistemas, la temperatura de evaporación de -15 °C y 0 °C para ambos sistemas respectivamente, en tanto que las temperaturas de condensación fueron de 40 °C y 50 °C respectivamente. El modelado de ciclos en simple etapa con energía solar fue realizado por Rivera y Rivera (2003) encontrando *COPs* de 0,78 a temperaturas de generación de 120 °C.

El uso de la disolución amoniaco-nitrato de litio en absorbedores adiabáticos ha sido analizado por Venegas et al. (2004, 2005), como se muestra en el apartado 2.3 (absorbedores adiabáticos).

Un modelo termodinámico ha sido presentado por Zacarías et al. (2007b) empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio en la instalación experimental objeto de la presente tesis. Los autores mostraron que la máquina puede operar con temperaturas de generación de 65-95 °C con concentración de amoniaco a la entrada del generador de 42% y flujos de disolución diluida de 100-600 kg/h.

Muy recientemente las correlaciones de equilibrio, P-T-X, de la disolución amoníaco-nitrato de litio han sido propuestas por Libotean et al. (2007). Las propiedades termodinámicas densidad, calor específico y viscosidad de esta disolución han sido propuestas por Libotean et al. (2008). Las correlaciones publicadas en los dos artículos son detalladas en Libotean (2008).

La absorción de vapor de amoníaco por la disolución amoníaco-nitrato de litio ha sido analizada experimentalmente en intercambiadores de calor de placas por Oronel et al. (2008), mostrando flujos máxicos de absorción de $4 \text{ kg/m}^2\text{s}$ y grados de subenfriamiento a la salida de $4,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Una simulación de absorbedores tubulares de burbujas ha sido realizada por Zacarías et al. (2008) alcanzando grados de saturación máxicos de 67% con longitudes razonables.

Como puede observarse, actualmente no existe información experimental de la disolución amoníaco-nitrato de litio empleada ni en generadores de placas ni en absorbedores adiabáticos. Una revisión bibliográfica tanto de intercambiadores de calor de placas, usados en sistemas de refrigeración, como de absorbedores adiabáticos es mostrada a continuación.

2.2. Intercambiadores de calor de placas

Los intercambiadores de calor de placas, PHE, son un tipo de equipos de intercambio de calor usado para transferir el calor de un medio de mayor temperatura a otro de menor temperatura. Estos equipos son usados ampliamente en la industria de procesos, en la generación de potencia y en los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire principalmente en regímenes líquido-líquido. Un esquema básico del flujo de los fluidos en un intercambiador de placas unidas con juntas es mostrado en la figura 2.1.

Los intercambiadores de calor de placas pueden clasificarse de acuerdo a la forma de unión de las placas de la siguiente manera, Ayub (2003) y Weng et al. (2007):

- Gasketed plate and frame (placas unidas con marco); las placas son unidas por juntas, resultando un canal de flujo alternativo para cada fluido.
- Brazed plate exchangers (intercambiadores de placas soldadas); todas las placas son soldadas en los extremos con un material con menor punto de fusión que el de las placas.

- Semi-welded plate and frame (placas semi-soldadas con marco); combinan las características de ambos tipos, uniendo alternativamente dos placas mediante juntas y soldando otras dos.

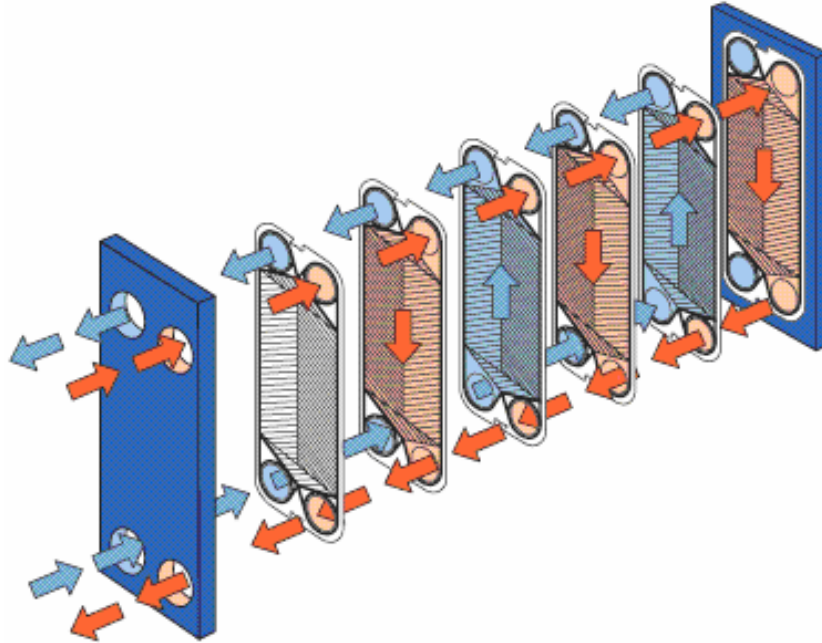


Figura 2.1. Esquema del flujo de los fluidos en un intercambiador de placas (Fuente: Alfa Laval).

Cada uno de estos tipos se muestra en la figura 2.2.

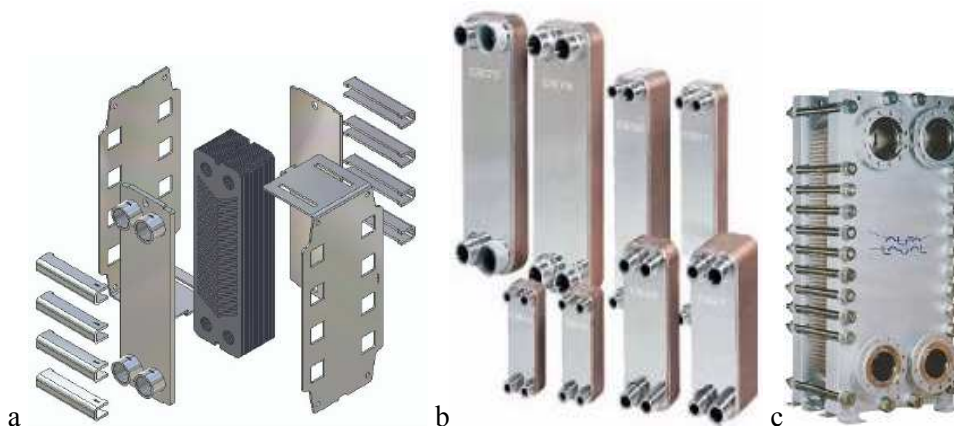


Figura 2.2. Intercambiadores de calor de placas, a) unidos con juntas, b) unidos con soldadura de cobre c) con marco semisoldados. (Fuente: Alfa Laval).

En los últimos años los intercambiadores de calor unidos por fusión (figura 2.3) han sido introducidos al mercado para ser usados en instalaciones donde se requiera un intercambiador de calor completamente de acero inoxidable.



Figura 2.3. Intercambiadores de calor de placas unidas por fusión (Fuente: Alfa Laval).

Para el estudio del fenómeno de transferencia de calor en los equipos de intercambio de calor, la clasificación se realiza en función del flujo desarrollado en el interior del componente, esto es: se trata de flujo monofásico si el fluido que circula es un líquido o un gas y es flujo bifásico si el fluido que circula es una mezcla de ambos estados. Por esto, la revisión bibliográfica que a continuación se presenta se ha dividido para flujo monofásico y para flujo bifásico.

2.2.1. Flujo monofásico

Los intercambiadores de calor de placas han sido introducidos en la década de los 30s del pasado siglo, originalmente para mejorar la calidad de higiene de los lácteos en la industria de procesos químicos, como lo comenta Marriot (1971). El autor, además de hacer una revisión bibliográfica, muestra datos de costos y de manejo del ensuciamiento de los intercambiadores de calor de placas. Para determinar coeficientes de transferencia de calor en estos equipos en flujo turbulento, el autor muestra que puede usarse una correlación del número de Nusselt, Nu , en función del número de Reynolds, Re , del número de Prandtl, Pr y de la relación de viscosidades μ/μ_w de la forma:

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^d \quad (2.1)$$

en donde las constantes c , m , n y d se determinan empíricamente y normalmente se encuentran en los rangos de:

$$c = 0,15 - 0,40$$

$$m = 0,65 - 0,85$$

$$n = 0,3 - 0,45, \text{ (usualmente } 0,333)$$

$$d = 0,05 - 0,20$$

Los números adimensionales de Nusselt, Reynolds y de Prandtl están definidos en la nomenclatura.

Para flujo laminar, de acuerdo con el mismo autor, puede usarse una correlación de la forma:

$$Nu = c \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right)^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.2)$$

donde la constante c se encuentra empíricamente y depende de la geometría del intercambiador de calor de placas. El rango de esta constante puede ser entre 1,86 - 4,50. La longitud característica es L .

Por otro lado, el autor sugiere agregar un factor de corrección a la diferencia de temperatura media logarítmica de 0,95 para un arreglo de un paso de flujo por cada lado (1/1). Para arreglos con un número de pasos iguales, el factor es cercano a la unidad, en tanto que para números de pasos diferentes el factor es menor.

De la misma manera, el autor comenta que para el análisis del coeficiente global de transferencia de calor puede despreciarse el factor de ensuciamiento. Esto se debe a que los factores de ensuciamiento en los PHE son pequeños comparados con los que normalmente se obtienen en los intercambiadores de carcasa y tubos, por las siguientes seis razones:

- El alto grado de turbulencia mantiene a los sólidos en suspensión.
- Las superficies de transferencia de calor son lisas, y en algunos casos puede lograrse un pulido espejo.
- No existen espacios muertos donde los fluidos puedan estancarse, como por ejemplo cerca de las mamparas en los de carcasa y tubos.
- Las placas no están sujetas a corrosión masiva (son relativamente delgadas), y los productos de la corrosión no pueden adherirse.

- Los elevados coeficientes de película tienden a aumentar la temperatura de la superficie del fluido frío (debido a que en el lado del fluido frío normalmente se presenta la corrosión).
- Elevada simplicidad de limpieza (alta turbulencia y carencia de espacios muertos).

Además, comparando un intercambiador de calor de placas respecto a uno de carcasa y tubos con las mismas condiciones de operación, el autor ha encontrado que el equipo de placas presenta un coeficiente global de transferencia de calor tres veces mayor que el otro, en tanto que respecto a la superficie de intercambio de calor, peso del equipo y área de suelo requerido sólo se necesita un 30%, 25% y 20% respectivamente.

Posteriormente, Cooper y Usher (1983) muestran que, como regla general, todos los tipos de intercambiadores de calor de placas operan en flujo completamente turbulento a números de Reynolds mayores a 1.000, y estarán en flujo laminar a números de Reynolds inferiores a 10. Ellos sugieren determinar el diámetro hidráulico para un amplio rango de corrugaciones mediante:

$$D_h = \frac{2b}{\phi} \quad (2.3)$$

donde b es la profundidad de la corrugación y ϕ es la relación entre el área de transferencia de calor desarrollada y el área de transferencia de calor proyectada, figura 2.4. Esta relación se denomina habitualmente como factor de incremento de superficie.

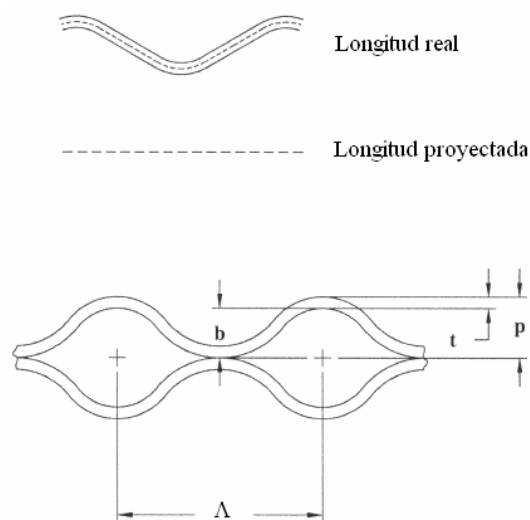


Figura 2.4. Parámetros de la placa. Fuente: Ayub (2003).

Los detalles de construcción y los principios de operación de los intercambiadores de calor tipo placas son mostrados por Kumar (1984). El autor resalta los números adimensionales que se usan para determinar el coeficiente de transferencia de calor, y muestra cómo pueden usarse para el diseño de intercambiadores de calor de placas. Asimismo, compara a los intercambiadores de calor de placas, cualitativa y cuantitativamente, con los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, concluyendo que, dentro de los mismos rangos de operación, los intercambiadores de placas son un excelente componente debido principalmente a las altas prestaciones líquido/líquido y vapor de alta densidad/gas.

El efecto que tiene el ángulo de la corrugación, β , sobre el rendimiento termohidráulico (transferencia de calor y pérdida de presión) de los intercambiadores de calor de placas es presentado por Focke et al. (1985), mostrando que el ángulo máximo de corrugación podría ser 80° . Los autores presentan correlaciones tanto para el factor de fricción como para el coeficiente de transferencia de calor para diferentes ángulos de corrugación con números de Reynolds entre 35 y 42.000. Además, en la visualización del flujo en placas corrugadas, puede apreciarse que los flujos son principalmente en forma de zigzag.

La influencia del número de placas, N_p , sobre el rendimiento de los intercambiadores de calor de placas es presentado por Shah y Kandlikar (1986), en donde los autores han analizado el rendimiento de estos equipos para arreglos de flujo de 1/1, 2/1 y 3/1 (pasos/pasos) por medio del método de diferencias finitas. Una extensa información es presentada por los autores para los factores de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica, en función del número de unidades de transferencia, de la relación de capacidades térmicas y del número de placas. De acuerdo con los autores, el “efecto final” debido al número pequeño de placas es importante sólo para $N_p < 40$.

Una recopilación de los seis diferentes patrones de estampado existentes en las placas es mostrada por Shah y Focke (1988). Los seis tipos son: washboard, zigzag, chevron o herringbone, protrusions and depressions, washboard with secondary corrugations y oblique washboard, mostrados en la figura 2.5. Los autores muestran que la pérdida de carga en las conexiones ΔP_{ports} , puede determinarse mediante³:

$$\Delta P_{ports} = 1,5 \cdot \left(\frac{\rho u_m^2}{2 g_c} \right)_i N_p \quad (2.4)$$

³ Aquí g_c es la constante de proporcionalidad de la segunda ley de Newton del movimiento, es igual a 1 en el sistema internacional de unidades.

donde la densidad ρ y la velocidad media u_m corresponden al fluido, i es el número de conexiones y N_p el número de placas.

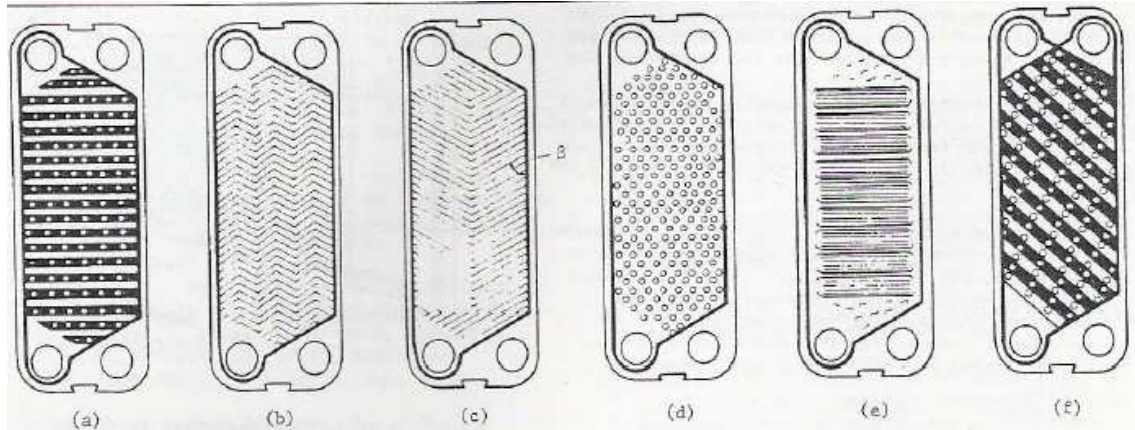


Figura 2.5. Patrones de placas: a) Washboard, b) zig-zag, c) chevron o herringbone, d) protrusions and depressions, e) washboard with secondary corrugations y f) oblique washboard.

Unas correlaciones de transferencia de calor y del factor de fricción de Fanning para diferentes ángulos de corrugación fueron mostradas por Heavner et al. (1993), Wanniarachchi et al. (1995) y por Thonon et al. (1995a). Las correlaciones mostradas por Heavner et al. (1993) fueron corregidas posteriormente por Martin (1996). Este autor realizó una aproximación teórica para predecir el rendimiento de los intercambiadores de calor de placas.

Manglik (1996) realizó una revisión bibliográfica de las correlaciones de transferencia de calor y del factor de fricción para intercambiadores de calor tipo placas existentes hasta ese momento. El autor concluye que aunque las correlaciones existentes incluyen diferentes parámetros como el ángulo de corrugación, el factor de incremento de superficie, relación de viscosidades, el ángulo de la corrugación, etc., para el desarrollo de herramientas de predicción más generalizadas se requieren correlaciones que incorporen, además del ángulo de corrugación, otras características geométricas de las placas chevron. La base de datos disponible hasta ese momento era insuficiente para lograrlo, por lo cual el autor recomienda experimentos más amplios.

La transferencia de calor y la caída de presión para flujo turbulento en intercambiadores de calor de placas tipo chevron fue presentado por Muley y Manglik (1999). Los autores mostraron que al variar el ángulo de chevron entre 30 y 60° y el factor de incremento de superficie de 1,29

a 1,49, los números de Nusselt aumentan entre 2 y 5 veces en tanto que el factor de fricción de Fanning lo hace de 13 a 44 veces. Los autores muestran un procedimiento para la reducción de los datos, utilizando el método de Wilson modificado para determinar el coeficiente de transferencia de calor de los fluidos. Presentan además correlaciones predictivas en donde se incluyen tanto el ángulo de la corrugación como el factor de incremento de superficie.

Los intercambiadores de calor con flujos en simple fase han sido utilizados recientemente para aplicaciones como la pasteurización del jugo de naranja, Kim et al. (1999), en donde los autores han mostrado la influencia que la temperatura y la viscosidad tienen sobre el coeficiente de transferencia de calor. Además presentaron dicho coeficiente como una función de la viscosidad y de la velocidad del fluido independientemente de la geometría del intercambiador de calor.

El comportamiento de los intercambiadores de calor de placas en diferentes aplicaciones ha sido analizado también por investigadores como Gut et al. (2004), donde muestran que los coeficientes de transferencia de calor están íntimamente ligados con la configuración de la placa y la distribución del flujo. Asimismo, Fernandes et al. (2006) han mostrado que la constante de la correlación de transferencia de calor disminuye al incluir la relación de viscosidades.

Un modelo para predecir el rendimiento de los intercambiadores de calor de placas fue presentado por Charre et al. (2002) basado en la teoría de medios porosos. Tanto las correlaciones de transferencia de calor como del factor de fricción están basadas en parámetros como los coeficientes de tortuosidad, que difícilmente pueden obtenerse de los fabricantes de intercambiadores de placas.

Una extensa relación de correlaciones de transferencia de calor y del factor de fricción ha sido mostrada en la revisión bibliográfica realizada por Ayub (2003), en donde muestra que, además de los números adimensionales de transporte, debe considerarse el ángulo de la corrugación de las placas y el factor de incremento de superficie. El autor muestra que este factor ϕ , usado para determinar el diámetro hidráulico, puede determinarse también al dividir la longitud desarrollada (o real) entre la longitud proyectada.

Un resumen de las correlaciones válidas para intercambiadores de calor de placas, publicadas en la literatura incluyendo el ángulo de corrugación y el factor de incremento de superficie, es mostrado en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Correlaciones de transferencia de calor y de factor de fricción para PHE incluyendo β y ϕ .

Autor	Correlación	Observaciones																																				
Tovazhnyanski ⁴ et al. (1980)	$Nu = 0,051 \cdot e^{0,64 \tan(\beta)} Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$ $f = 0,085 \cdot \exp^{1,52 \tan \beta} Re^{-(0,25-0,06 \tan \beta)}$	$2 \cdot 10^3 \leq Re \leq 25 \cdot 10^3$ $\beta = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$																																				
Chisholm y Wanniarichchi ⁵ (1992)	$Nu = 0,72 \cdot Re^{0,59} \phi^{0,41} ((90 - \beta)/30)^{0,66} Pr^{0,4}$ $f = 0,80 \cdot Re^{-0,25} \phi^{1,25} ((90 - \beta)/30)^{3,6}$	$1000 < Re < 40000, Pr = 5$ agua, $30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$																																				
Heavner et al. (1993)	$Nu = C_1 \cdot \phi^{1-m} Re^m Pr^{0,5} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17}$ $f = C_2 \cdot \phi^{p+1} Re^{-p}$	$400 < Re < 10000$ $3,3 < Pr < 5,9$ agua $0^\circ \leq \beta \leq 67^\circ$																																				
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>β</th> <th>β_{prom}</th> <th>C_1</th> <th>m</th> <th>C_2</th> <th>p</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>67/67</td> <td>67</td> <td>0,089</td> <td>0,718</td> <td>0,490</td> <td>0,1814</td> </tr> <tr> <td>67/45</td> <td>56</td> <td>0,118</td> <td>0,720</td> <td>0,545</td> <td>0,1555</td> </tr> <tr> <td>67/0</td> <td>33,5</td> <td>0,308</td> <td>0,667</td> <td>1,441</td> <td>0,1353</td> </tr> <tr> <td>45/45</td> <td>45</td> <td>0,195</td> <td>0,692</td> <td>0,687</td> <td>0,1405</td> </tr> <tr> <td>45/0</td> <td>22,5</td> <td>0,278</td> <td>0,683</td> <td>1,458</td> <td>0,0838</td> </tr> </tbody> </table>	β	β_{prom}	C_1	m	C_2	p	67/67	67	0,089	0,718	0,490	0,1814	67/45	56	0,118	0,720	0,545	0,1555	67/0	33,5	0,308	0,667	1,441	0,1353	45/45	45	0,195	0,692	0,687	0,1405	45/0	22,5	0,278	0,683	1,458	0,0838	
β	β_{prom}	C_1	m	C_2	p																																	
67/67	67	0,089	0,718	0,490	0,1814																																	
67/45	56	0,118	0,720	0,545	0,1555																																	
67/0	33,5	0,308	0,667	1,441	0,1353																																	
45/45	45	0,195	0,692	0,687	0,1405																																	
45/0	22,5	0,278	0,683	1,458	0,0838																																	
Wanniarachchi et al. (1995)	$Nu = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17}$ $Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \phi^{0,661} Re^{0,339}$ $Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \phi^{1-m} Re^m,$ $m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta$ $f = (f_l^3 + f_t^3)^{1/3}, f_l = 1774 \cdot \beta^{-1,026} \phi^2 Re^{-1}$ $f_t = 46,6 \cdot \beta^{-1,08} \phi^{1+p} Re^{-p},$ $p = 0,00423 \cdot \beta + 0,0000223 \cdot \beta^2$	$1 \leq Re \leq 10^4$ $20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ; \beta > 62^\circ = 62^\circ$																																				

⁴ Esta correlación está en Manglik (1996).

⁵ Esta correlación está en Ayub (2003).

$$\begin{aligned}
& \text{Muley y Manglik (1999)} \quad Nu = \left[0,2668 - 0,006967 \cdot \beta + 7,244E^{-5} \beta^2 \right] \quad Re \geq 10^3, 30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ \\
& \quad \cdot \left[20,78 - 50,94 \cdot \phi + 41,16 \cdot \phi^2 - 10,51 \cdot \phi^3 \right] \quad 1 \leq \phi \leq 1,5 \\
& \quad \cdot Re^{\left[0,728 + 0,0543 \cdot \text{sen} \left(\frac{\pi \cdot \beta}{45} + 3,7 \right) \right]} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \\
& \quad f = \left[2,917 - 0,1277 \cdot \beta + 2,016E^{-3} \beta^2 \right] \cdot \\
& \quad \left[5,474 - 19,02 \cdot \phi + 18,93 \cdot \phi^2 - 5,341 \cdot \phi^3 \right] \\
& \quad \cdot Re^{\left[0,2 + 0,0577 \cdot \text{sen} \left(\frac{\pi \cdot \beta}{45} + 2,1 \right) \right]}
\end{aligned}$$

A continuación se muestra un resumen de trabajos publicados en la literatura sobre empleo de intercambiadores de placas en sistemas de refrigeración por absorción.

2.2.1.1. Uso en sistemas de absorción

El rendimiento de un sistema de absorción de agua-bromuro de litio equipado con intercambiadores de calor de placas ha sido analizado por de Vega et al. (2006), en donde los autores muestran que con temperaturas de condensación superiores a 30 °C puede alcanzarse un *COP* de aproximadamente 0,75 a expensas de altas temperaturas de generación.

Recientemente, un banco de ensayos de absorción de agua-bromuro de litio ha sido equipado con intercambiadores de calor de placas utilizados como subenfriador, recuperador de calor y generador, como lo muestran Venegas et al. (2006). Los autores encuentran *COPs* de la máquina entre 0,45-0,55 con potencias frigoríficas de 1,5-2 kW y números de Reynolds de 21-58 y de 19-46 en el recuperador y en el generador respectivamente. El método de Wilson modificado fue usado para encontrar correlaciones de transferencia de calor de la forma de la ecuación 2.1, sin incluir la relación de viscosidades.

El estudio experimental y numérico de un recuperador de calor de placas de un sistema de absorción empleando la disolución agua-bromuro de litio es realizado por Park et al. (2007), en donde los autores muestran que las placas tipo chevron proporcionan mejor rendimiento de transferencia de calor que las de tipo elíptico (zigzag).

Una instalación experimental de refrigeración por absorción ha sido mostrada por Lecuona et al. (2007), en donde los autores muestran que la instalación está compuesta principalmente

por un absorbedor adiabático, una bomba de disolución, un generador, un recuperador de calor, un enfriador de vapor y un subenfriador de disolución. Los cuatro últimos componentes son intercambiadores de calor de placas de acero inoxidable unidas por fusión. En el artículo, los autores muestran el procedimiento para determinar coeficientes de transferencia de calor utilizando el método de Wilson modificado ya descrito en Venegas et al. (2006). Esta instalación es la utilizada para el desarrollo de la presente tesis.

La caracterización térmica del generador de placas, descrita teóricamente en Lecuona et al. (2007), ha sido realizada por Zacarías et al. (2007a). Los autores muestran correlaciones de transferencia de calor en flujo monofásico con un rango de 98-435 para el número de Reynolds. Los autores mostraron además que el flujo de calor es el que mayor influencia tiene sobre los resultados del coeficiente de transferencia de calor del lado del fluido frío.

Coefficientes de transferencia de calor en intercambiadores de calor de placas utilizando fluidos altamente viscosos han sido publicados por Warnakulasuriya y Worek (2008b) para números de Reynolds entre 250-1050, en donde los autores han mostrado que los resultados pueden ser más precisos si la relación de viscosidades es incluida. Además, ellos muestran que los resultados de transferencia de calor están influenciados gradualmente por las diferencias entre la temperatura de entrada del fluido caliente y de salida del fluido frío.

El generador de placas, de la instalación mostrada por Lecuona et al. (2007), ha sido utilizado por Ventas et al. (2008) para encontrar correlaciones del factor de fricción de Fanning f , (factor que relaciona la pérdida de carga con la velocidad del fluido) en los regímenes laminar y turbulento, de la forma:

$$f = 14,62 Re^{-0,514} \quad \text{para } Re \leq 50, \text{ flujo laminar} \quad (2.5a)$$

$$f = 2,21 Re^{-0,097} \quad \text{para } Re \geq 180, \text{ flujo turbulento} \quad (2.5b)$$

Correlaciones de transferencia de calor de un intercambiador de placas empleando la disolución agua-bromuro de litio han sido mostradas por Gutiérrez (2009), para el rango del número de Reynolds de 50 a 300.

Las correlaciones encontradas recientemente para máquinas de refrigeración por absorción se muestran en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Correlaciones de transferencia de calor de flujo monofásico encontradas para máquinas de refrigeración por absorción.

Autor	Correlación	Factor de incremento de superficie ϕ	Observaciones
Warnakulasuriya y Worek (2008b)	$Nu = 0,292 \cdot Re^{0,705} Pr^{0,35} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$	-	$250 < Re < 1100$ $\beta=60^\circ$
Gutiérrez (2009)	$Nu = 0,274 \cdot Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$	-	$50 < Re < 300$ $24 < Pr < 34; \beta=60^\circ$

2.2.2. Flujo bifásico en ebullición forzada

El flujo bifásico es un fenómeno que puede encontrarse tanto durante la condensación de un vapor como durante la evaporación de un líquido y puede tener lugar tanto en sustancias puras como en mezclas de sustancias. El flujo bifásico puede estar formado por algunos compuestos que no modifican su estado de agregación a lo largo del proceso. La evaporación de las sustancias puede desarrollarse tanto por ebullición en piscina, si el movimiento del fluido es provocado por el desplazamiento de las burbujas, como por ebullición forzada si el movimiento del fluido es producido por un medio externo.

La evaporación de un fluido puede estar caracterizada por ebullición nucleada o por ebullición convectiva, dependiendo de las características del flujo. La ebullición nucleada ocurre cuando el régimen de flujo se presenta como un flujo de burbujas medianas o grandes en forma de tapones, o incluso como un chorro de vapor delgado no uniforme. La transferencia de calor en este caso es a través de una mezcla fuertemente agitada de líquido-vapor. La ebullición convectiva ocurre cuando la separación de vapor es tal que se forman grandes chorros de vapor, o cuando existe un solo flujo de vapor en la zona central, por lo que en las paredes del conducto existe una película delgada de líquido. La transferencia de calor en este caso es por convección a través de la película delgada de líquido y después al flujo de vapor.

Los intercambiadores de calor de placas han empezado a ser usados como evaporadores y condensadores en sistemas de refrigeración. Estos equipos son usados debido a su bajo costo, resistencia a relativamente altas presiones y a la corrosión, entre otras ventajas. Wang et al. (2007) concluye que deben ser llevados a cabo trabajos posteriores para entender completamente el proceso de evaporación en intercambiadores de calor de placas. Ellos

recomiendan investigaciones con variación de: la geometría, el fluido de trabajo, el flujo másico, G , la calidad del vapor, x , el flujo de calor⁶, q'' y la presión.

A continuación se presenta una revisión bibliográfica sobre investigaciones realizadas acerca del flujo bifásico de una sola sustancia y de mezclas en intercambiadores de calor de placas.

2.2.2.1. Sustancias puras

Los trabajos publicados referentes al flujo bifásico en condensación y ebullición de sustancias puras en intercambiadores de calor de placas son muy numerosos. Aquí incluiremos algunos de los trabajos relacionados a la transferencia de calor y pérdida de carga del flujo bifásico durante la ebullición.

Métodos de diseño, tanto para evaporadores como para condensadores de placas, son presentados por Thonon (1995a), en donde el autor muestra que al igual que en tubos puede existir la ebullición nucleada y la ebullición convectiva en los intercambiadores de calor de placas. El autor propone que el término de ebullición nucleada puede determinarse mediante la correlación propuesta por Cooper (1984), en tanto que el de ebullición convectiva puede calcularse usando el factor de mejoramiento propuesto por Chen (1966). La pérdida de carga en flujo bifásico puede determinarse mediante el parámetro de Lockhart-Martinelli que usa correlaciones tanto para la fase líquida como para la fase gaseosa.

También Kreissig y Müller-Steinhagen (1992) y Thonon (1995b) muestran que la pérdida de carga en intercambiadores de calor de placas tipo chevron y washboard con flujo bifásico puede predecirse con el parámetro de Lockhart-Martinelli. En el primer trabajo, los autores muestran que la correlación de Lockhart y Martinelli predice los resultados experimentales con un error máximo de 40%.

Patrones de flujo en intercambiadores de calor de placas fueron presentados por Thonon et al. (1995c), en donde los autores muestran un criterio para determinar la ebullición dominante

⁶ El flujo de calor, el flujo másico y la calidad del vapor están definidos respectivamente por: $G = \frac{\dot{m}}{A}$.

entre la nucleada y la convectiva. El criterio se basa en el número adimensional de Boiling⁷ (Bo) y el parámetro de Lockhart-Martinelli (X_{tt}):

$$\begin{aligned} \text{Si } Bo \cdot X_{tt} > 0,15 \cdot 10^{-3} & \quad \text{domina ebullición nucleada} \\ \text{Si } Bo \cdot X_{tt} < 0,15 \cdot 10^{-3} & \quad \text{domina ebullición convectiva} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Los criterios para determinar la transición entre ebullición nucleada y convectiva en diversas geometrías fueron ampliados por Thonon et al. (1997), en donde los autores sugieren que dichos criterios pueden extenderse para el estudio de mezclas. Los autores también comentan que es necesario realizar mayor investigación sobre la ebullición de fluidos puros y de mezclas en canales pequeños con el fin de desarrollar un método predictivo más general. De acuerdo con los autores, las siguientes observaciones deben satisfacerse para determinar la transición antes mencionada.

- La ebullición nucleada ocurre a elevados flujos de calor.
- Una elevada calidad de vapor elimina la ebullición nucleada.
- Elevados flujos máscicos eliminan la ebullición nucleada.

Unas correlaciones de transferencia de calor y del factor de fricción en flujo bifásico del refrigerante R-134a en intercambiadores de calor de placas han sido propuestas por Yan y Lin (1999), en donde las correlaciones de transferencia de calor dependen de los números adimensionales de Prandtl, Reynolds y Boiling equivalente, Bo_{eq} ⁸.

La ebullición del refrigerante CFC-114 en intercambiadores de placas aletadas fue analizada por Feldman et al. (2000). Los autores muestran que el coeficiente de transferencia de calor depende del flujo de calor a baja calidad del vapor cuando ocurre la ebullición nucleada,

⁷ El número de Boiling y el parámetro de Lockhart-Martinelli están definidos respectivamente como:

$$Bo = \frac{q''}{G_{lv} \cdot i_{lv}}, \quad X_{tt} = \left[\frac{1-x_m}{x_m} \right]^{0,9} \cdot \left[\frac{\rho_v}{\rho_s} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\mu_s}{\mu_v} \right]^{0,1}$$

⁸ El número de Boiling equivalente está definido por: $Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} \cdot i_{lv}}$, donde el flujo máscico

equivalente está definido como: $G_{eq} = G \left[(1-x_m) + x_m \left(\frac{\rho_s}{\rho_v} \right)^{0,5} \right]$, Yan y Lin (1999).

en tanto que dicho coeficiente no depende del flujo de calor a elevada calidad del vapor y elevados flujos de calor en donde se encuentra la ebullición convectiva.

La influencia de la incertidumbre, de las diferentes magnitudes medidas, en la estimación del coeficiente de transferencia de calor ha sido presentada por Corberán y González (2002). De acuerdo a los resultados mostrados por los autores es mejor operar con diferencias de temperaturas mayores a 2,5 °C, donde la incertidumbre en la estimación del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico está entre 2-20%, en tanto que, a diferencias de temperaturas menores a 2,5 °C, la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico crece.

Correlaciones de transferencia de calor y del factor de fricción en flujo bifásico del refrigerante R-410a, con error menor del 20%, son presentadas por Hsieh y Lin (2002). En este caso el coeficiente de transferencia de calor es correlacionado con el número de Boiling, en tanto que el factor de fricción es correlacionado mediante el número de Reynolds equivalente⁹, Re_{eq} .

Un estudio de un evaporador, dividido en una zona de flujo monofásico y otra zona de flujo bifásico con el refrigerante R-134a, es realizado por Hsieh et al. (2002), en donde los autores muestran que la evaporación se lleva a cabo mediante ebullición subenfriada. Esto significa que existe ebullición pero el volumen global de fluido todavía no está a la temperatura de saturación, por lo cual la temperatura aún sigue aumentando.

Correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción de Fanning del amoníaco y el R22 en flujo bifásico, en intercambiadores de calor de placas, son presentadas por Ayub (2003). La correlación de transferencia de calor es válida para cualquier ángulo de inclinación de la corrugación, mientras que la correlación del factor de fricción es válida para los ángulos entre 30° y 65°, como se muestra a continuación:

$$h_{TP} = C \cdot \frac{k}{D_h} \cdot \left(\frac{Re^2 \cdot i_{lv}}{H} \right)^{0,4124} P_r^{0,12} \left(\frac{65}{\beta} \right)^{0,35} \quad (2.7)$$

donde las unidades de la ecuación del coeficiente de transferencia de calor están en el sistema inglés.

⁹ El número de Reynolds equivalente se ha determinado como lo definen Hsieh y Lin (2002) por:

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} .$$

$C = 0,1121$ para evaporadores inundados y termosifones

$C = 0,0675$ para evaporadores de expansión directa (DX)

$$f = \left(\frac{n}{Re^m} \right) (-1,89 + 6,56 \cdot R - 3,69 \cdot R^2); \quad 30 \leq \beta \leq 65 \quad (2.8)$$

$$R = \beta/30$$

$m = 0,137, n = 2,99$ para $Re \leq 4.000$

$m = 0,172, n = 2,99$ para $4.000 < Re \leq 8.000$

$m = 0,161, n = 3,15$ para $8.000 < Re \leq 16.000$

$m = 0,195, n = 2,99$ para $16.000 < Re$

Otras correlaciones de transferencia de calor y factor de fricción en flujo bifásico han sido determinadas por Han et al. (2003) (R410a), Hsieh y Lin (2003) (R410a), Wellsandt y Vamling (2003) (R22) y Longo et al. (2004) (R134a y R22), en donde el número de Boiling y/o el número de Reynolds equivalente son usados.

Jokar et al. (2006) han encontrado, mediante análisis dimensional, una correlación de transferencia de calor en la zona de evaporación de un intercambiador de calor de placas con refrigerante R-134a. Los autores obtienen la correlación en función de los números adimensionales de Reynolds, Prandtl, Jacob¹⁰, Ja , $\left(\frac{\rho_l \cdot \sigma}{\mu_l \cdot G} \right)^{1,1} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right)^2$ y la calidad del vapor, en donde σ es la tensión superficial.

Un método de cálculo para el coeficiente de transferencia de calor y la pérdida de carga es presentado por Palm y Claesson (2006). Los autores, mediante la correlación de Cooper (1984) y el parámetro de Lockhart-Martinelli, determinan el coeficiente de transferencia de calor y la pérdida de carga respectivamente. Los errores de los resultados obtenidos con este método son en torno al 50%. Los autores sólo mencionan que han empleado el método para estudiar la evaporación de refrigerantes HFCs, sin especificar una clasificación específica de los mismos.

¹⁰ El número adimensional de Jacob está definido como lo muestran Sterner y Sunden (2006) como:

$$Ja = \frac{C_{p,l} \cdot \Delta T_i \rho_i}{i_{lv} \cdot \rho_v}, \text{ donde } \Delta T_{in} = T_{i,h} - T_{o,c}.$$

Varias correlaciones existentes fueron evaluadas por García-Cascales et al. (2007) para determinar el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico de los refrigerantes R-22 y R-290. Los resultados experimentales de los autores son sobre-predichos hasta en 10% por las correlaciones propuestas por Cooper (1984), Thonon (1995a), Thonon et al. (1997) y por Yan y Lin (1999).

Por otra parte, coeficientes de transferencia de calor en flujo bifásico en intercambiadores de calor de placas han sido presentados para: el refrigerante R-134a por Longo y Gasparella (2007a), el refrigerante HFC-410a por Longo y Gasparella (2007b) y el grupo de refrigerantes R-134a, HFC-410a y 236fa por Longo y Gasparella (2007c), en donde los autores han usado el criterio de Thonon (1995a) para determinar el régimen de ebullición (nucleada o convectiva) de los refrigerantes ensayados. Los autores muestran que en los primeros dos refrigerantes domina la ebullición nucleada, y puede usarse la correlación de Cooper (1984) para predecir los resultados con menos de un 20% de error, en tanto que para el refrigerante 236fa el error es mayor debido a que la ebullición convectiva es dominante.

2.2.2.1.1. Amoniacó

La evaporación del amoniacó ha sido investigada mayormente hasta ahora en condiciones de ebullición en piscina y tubos, pero menos en intercambiadores de placas. El primer caso ha sido estudiado por diversos investigadores como lo muestran Táboas et al. (2007) y Kotthoff y Gorenflo (2008). La ebullición forzada en intercambiadores de calor tubulares ha sido estudiada por Ohadi et al. (1996) y Rivera y Best (1999), entre otros.

Una revisión bibliográfica de la ebullición forzada del amoniacó en tubos circulares ha sido presentada por Thome et al. (2008), en donde los autores muestran que pueden obtenerse coeficientes en flujo bifásico elevados. Sin embargo, los autores sugieren que más datos experimentales deben ser obtenidos mediante experimentos bien diseñados y nuevos métodos de predicción o modificaciones de los ya existentes deben ser realizados para el amoniacó.

Para el caso de la ebullición del amoniaco en intercambiadores de placas, una correlación de transferencia de calor fue presentada por Sterner y Sunden (2006), en donde el número de Nusselt depende de los números adimensionales de Reynolds, de Jacob, y de convección, Co ¹¹.

La evaporación del amoniaco en intercambiadores de calor de placas también ha sido analizada por Djordjevic y Kabelac (2008), en donde los autores muestran que puede presentarse tanto la ebullición nucleada como la ebullición convectiva dependiendo del flujo de calor, del flujo másico o de la calidad del vapor. No obstante, los autores comentan que aún es necesario mayor desarrollo teórico.

Además, como se mencionó anteriormente, Ayub (2003) ofrece correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción de Fanning del amoniaco en flujo bifásico, en intercambiadores de placas con cualquier ángulo de inclinación de la corrugación.

2.2.2.2. Mezclas

En el caso de la evaporación de mezclas líquidas la mayor parte de las investigaciones ha sido dedicada a la transferencia de calor en tubos. Poca información está disponible acerca de la ebullición en intercambiadores de calor de placas. Por ejemplo Jamialahmadi et al (2008) estudiaron mezclas binarias y ternarias de acetona, isopropanol y agua, en tanto que Wellsandt y Vamling (2003) usaron dos mezclas zeotrópicas de refrigerantes. Una conclusión general es que, durante la evaporación, el coeficiente de transferencia de calor de la solución podría ser sustancialmente menor que el coeficiente de transferencia de calor de cada componente de la mezcla por separado.

La ebullición forzada de la mezcla agua/metanol en placas microacanaladas es presentada por Peng et al. (1996). Los autores muestran que con flujos de calor superiores a 45 kW/m² tanto el agua como el metanol tienen el mismo coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico, en tanto que a menores flujos de calor el metanol tiene un coeficiente de transferencia de calor menor que el del agua en 26% a 32 kW/m² por ejemplo. Asimismo, los autores muestran que el coeficiente de transferencia de calor puede disminuir hasta un 44% a un mismo

¹¹ El número convectivo, Co , relaciona la calidad del vapor y la relación de densidades mediante:

$$Co = \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$$

flujo de calor cuando al agua se le agrega 51% del componente más volátil. De los resultados mostrados por los autores asimismo se observa que, entre los flujos de calor de 45 y 10 kW/m², el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico del agua con 83,5% de metanol se reduce hasta en un 70% respecto al de cada sustancia pura. De aquí se observa que tanto el flujo de calor como la concentración de la mezcla juegan un papel muy importante en el resultado del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico.

En el área de las máquinas de absorción el fluido térmico es una mezcla bi o multicomponente, siendo uno de los componentes el refrigerante, como se describe en la sección 1.1. El flujo bifásico en mezclas está presente en el generador y en el absorbedor de estas máquinas. Tradicionalmente intercambiadores de calor de carcasa y tubos son usados en este tipo de equipos, sin embargo recientemente los intercambiadores de calor de placas han comenzado a ser introducidos.

Algunas soluciones usadas en los sistemas de refrigeración por absorción podrían tener un comportamiento diferente a las mezclas líquidas citadas anteriormente, principalmente porque solo un componente hierve en el interior del generador. La diferencia de temperaturas entre el punto de rocío y el punto de burbujas es conocida como deslizamiento (glide) de temperatura. En los sistemas de refrigeración, este deslizamiento de temperatura puede variar entre 2 y 20 K dependiendo del tipo de mezclas, Cheng y Mewes (2006). En el caso de mezclas utilizadas en sistemas de absorción, los puntos de ebullición a presión atmosférica de la sal (1146 K para el nitrado de litio y 1538 K para el bromuro de litio) y del refrigerante (240 K para el amoníaco y 373 K para el agua), podrían diferir más de 900 K.

Recientemente se han realizado algunos trabajos de investigación sobre la ebullición de mezclas en generadores de placas. Estos trabajos se describen a continuación.

La ebullición forzada de la disolución amoníaco-agua en intercambiadores de calor de placas fue analizada por Táboas et al. (2005), con flujos de calor de 20 a 40 kW/m², y flujos de disolución de 70 y 140 kg/m²s. De los resultados mostrados por los autores se observa que en el rango de calidad del vapor de 0 a 0,18, el coeficiente bifásico aumenta con el flujo de calor si el flujo de disolución es alto (140 kg/m²s), en tanto que con el flujo másico pequeño (70 kg/m²s) el coeficiente prácticamente no cambia. Los autores usan el criterio BoX_{tt} , de Thonon et al. (1995c), para concluir que la evaporación del amoníaco se desarrolla en ebullición nucleada.

En el caso de la disolución agua-bromuro de litio, la ebullición del agua en un intercambiador de calor de placas es analizado por Venegas et al. (2006), en donde los autores

muestran que pueden encontrarse coeficientes globales de transferencia de calor en el generador del orden de 170 a 370 W/m²K. Los autores muestran además que el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico puede correlacionarse mediante el número de Boiling.

La ebullición forzada a alta temperatura de la disolución agua-bromuro de litio en un intercambiador de calor de placas ha sido analizada también por Marcos et al. (2009), en donde, conociendo las propiedades de la disolución, los autores dividen el intercambiador en dos zonas, una de subenfriamiento y otra de ebullición forzada. Los autores muestran que puede obtenerse una calidad del vapor a la salida entre 2 y 6%, con flujos másico y de calor de 50-110 kg/m²s y de 55-50 kW/m² respectivamente. Con dichos flujos de disolución y de calor los autores encontraron coeficientes de transferencia de calor en flujo bifásico entre 2,73-5,20 kW/m²K. Los autores muestran además que las correlaciones usadas para determinar el coeficiente de transferencia de calor en flujo monofásico influyen en los resultados del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico.

Como puede observarse, hasta donde ha sido posible conocer, no existe información de la transferencia de calor y de la pérdida de carga del flujo bifásico durante la ebullición de la disolución amoniaco-nitrato de litio en intercambiadores de calor de placas. En la presente tesis se realiza un análisis del coeficiente de transferencia de calor y de la pérdida de carga en flujo bifásico de esta disolución en un intercambiador de calor tipo placas usado como generador en la instalación experimental mencionada en el capítulo 1.

2.3. Absorbedores adiabáticos

El proceso de absorción en un SRA ocurre cuando el vapor refrigerante que llega desde el evaporador es absorbido por la disolución concentrada que llega desde el generador. Como el proceso es exotérmico, el calor liberado debe ser extraído para que el proceso sea efectivo. La absorción puede llevarse a cabo mediante tres métodos diferentes de poner en contacto el vapor y la disolución: disolución continua-vapor continuo, disolución continua-vapor discontinuo y disolución discontinua-vapor continuo.

El método disolución continua-vapor continuo consiste en que la disolución es suministrada por medio de una película líquida sobre una pared de una geometría determinada, en tanto que el vapor es suministrado de manera continua en coflujo o contraflujo sobre la capa líquida.

El método disolución continua-vapor discontinuo consiste en hacer circular burbujas de vapor refrigerante a través de un conducto por donde circula disolución de manera continua en flujo en paralelo o en contracorriente. El conducto puede colocarse de manera horizontal, vertical o con cierta inclinación.

El método disolución discontinua-vapor continuo consiste en suministrar la disolución por medio de gotas en un espacio definido por un volumen, en tanto que el vapor es suministrado a dicho espacio de manera continua. La absorción de vapor en todos los casos ocurre a través de la interfase líquido-vapor.

El método de absorción por disolución discontinua-vapor continuo es una alternativa en el diseño de los absorbedores. En este caso se separa el proceso de absorción respecto al de transferencia de calor, realizándose una absorción denominada adiabática, Ryan (1993), Summerer et al. (1996), Venegas (2002) y Venegas et al. (2002, 2004). Este método ha sido estudiado mediante análisis analíticos, numéricos y de manera experimental, como se muestra en la revisión bibliográfica que se presenta a continuación:

2.3.1. Estudios analíticos y numéricos

Hasta donde ha sido posible buscar, se han encontrado los siguientes trabajos donde se muestran resultados de absorción adiabática obtenidos mediante análisis numérico o analítico.

La transferencia de masa y de calor combinados durante la absorción en gotas es reportado por Nakoryakovy Grigoreva (1977), en donde los autores muestran que con los números adimensionales¹² de Fourier (Fo), de Lewis (Le) y de Kutateladze (Ka), puede correlacionarse el coeficiente de transferencia de masa.

La absorción de vapor de agua por pequeñas gotas de disolución agua-bromuro de litio con circulación interna es analizada numéricamente por Morioka et al. (1992), en donde los autores muestran que las distribuciones de temperatura y de concentración son influenciadas por el movimiento interno causado por el contacto con el flujo de vapor. Los autores además muestran que la razón de absorción se eleva en varias decenas respecto a las gotas sin movimiento interno y que este incremento depende del número de Reynolds y el tiempo de residencia.

¹² Los números adimensionales de Fourier, Lewis y Kutateladze son definidos respectivamente como:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{R^2}, \quad Le = \frac{\alpha}{D}, \quad Ka = \frac{r_a \cdot k}{Cp}.$$

El modelado de un absorbedor adiabático de gotas es presentado por Ryan (1993), en donde el autor analiza el proceso de transferencia de masa y el de calor en dos componentes por separado. El proceso de transferencia de masa puede desarrollarse dentro de un absorbedor adiabático mediante un atomizado, en tanto que el proceso de transferencia de calor puede desarrollarse en un intercambiador de calor externo, reduciendo el área superficial de transferencia de calor.

Varios modelos existentes en la literatura fueron analizados por Ryan para usar en la modelización del proceso de absorción adiabática, encontrando que el modelo de Newmann (1931) proporciona mejores resultados para el rango de operación previsto. El autor muestra que los números adimensionales¹³ de Sherwood (Sh), de Reynolds (Re), de Eotvos (Eo) y de Péclet (Pe), pueden ser usados para modelar el proceso de absorción adiabática.

La transferencia de calor y masa en la absorción de vapor de agua por gotas de disolución agua-bromuro de litio con circulación interna a bajos números de Reynolds fue analizada numéricamente por Lu et al. (1998). Los autores muestran que la interacción entre el efecto de la circulación interna y el calor de absorción puede hacer variar la eficiencia de transferencia de masa hasta en 30% si el calor liberado es bajo. No obstante, si este calor es elevado, la eficiencia de transferencia de masa puede ser menor de un 1%.

La transferencia de calor y de masa durante la absorción del vapor de amoníaco por gotas de disolución amoníaco-nitrato de litio es presentado por Venegas et al. (2004), en donde los autores analizan un absorbedor adiabático de spray con un intercambiador de placas. Mediante simulación numérica, los autores analizan la transferencia de masa en gotas de entre 60 y 100 μm , encontrando que los resultados de la simulación se aproximan a los del modelo de Newman para transferencia de masa. Los autores además muestran que el tiempo en el que se alcanza el equilibrio es menor a un segundo.

Coefficientes de transferencia de masa durante la absorción de amoníaco en gotas de disolución de amoníaco-nitrato de litio son determinados por Venegas et al. (2005), en donde los autores analizan las tres regiones de un atomizado: chorro líquido, desaceleración de las gotas y movimiento uniforme. Los autores además muestran que dichos coeficientes pueden ser

¹³ Los números adimensionales de Sherwood, Eotvos y de Péclet respectivamente están definidos como:

$$Sh = \frac{h \cdot L}{D}, \quad Eo = \frac{g \cdot \Delta\rho \cdot d^2}{\sigma}, \quad Pe = \frac{u \cdot d}{D}.$$

un orden de magnitud superior respecto a los obtenidos en absorbedores no adiabáticos de película.

La transferencia de calor y de masa en gotas dispersas durante la absorción no isotérmica es analizada numéricamente por Elperin et al. (2007), en donde los autores muestran gotas con circulación interna en la absorción del vapor de agua por solución agua-bromuro de litio. Los autores compararon sus resultados con los encontrados experimentalmente por Paniev (1983) y Burdakov et al. (1989) encontrando que, aunque los resultados experimentales tenían cierta dispersión, la concordancia fue buena. Los autores muestran que el incremento de la temperatura interfacial causa una disminución de la concentración de equilibrio del sorbente, reduce la fuerza de empuje de la transferencia de masa y el flujo de masa durante la absorción.

La modelización de la absorción no isotérmica de vapor en láminas líquidas expandidas es realizada por Acosta-Iborra et al. (2009), en donde los autores muestran los resultados para las disoluciones agua-bromuro de litio y amoníaco-nitrato de litio bajo condiciones representativas de absorción adiabática en sistemas de refrigeración. Para una misma concentración y subenfriamiento inicial los autores muestran que el número de Sherwood y la razón de absorción en láminas lisas expandibles de la disolución amoníaco-nitrato de litio son siempre superiores a los correspondientes a la disolución agua-bromuro de litio.

2.3.2. Estudios experimentales

Un resumen de los trabajos experimentales encontrados en la literatura abierta sobre absorción adiabática se muestra a continuación.

La transferencia de masa y de calor experimental durante la absorción de vapor de agua por gotas de un spray de agua-bromuro de litio es presentado por Paniev (1983). El autor muestra que el número de Nusselt de difusión¹⁴, Nu_D , y la concentración pueden representarse en función del número de Lewis, Le y de Fourier, Fo .

Resultados experimentales de transferencia de masa y de calor durante la absorción del vapor de agua mediante gotas de disolución agua-bromuro de litio, son mostrados también por Burdakov et al. (1989). En el estudio, los autores muestran que la absorción disminuye rápidamente desde el atomizador hasta una distancia aproximada de 200 mm, después de esta

¹⁴ Este número adimensional se define como:
$$Nu_D = \frac{G_v \cdot R}{\rho_l \cdot D \cdot \Delta C}$$

distancia el cambio es más lento. Asimismo, el número de Nusselt de difusión disminuye rápidamente conforme el número de Fourier aumenta de 0 a 2 aproximadamente, tras lo cual tiende a mantenerse constante. Los autores muestran además que, con números de Nu_D entre 8-40 aproximadamente, los datos experimentales son correlacionados adecuadamente por la correlación del número de Nusselt de difusión presentada por Nakoryakov y Grigoreva (1977).

El Instituto Nacional Estadounidense de Estándares, ANSI (por sus siglas en Ingles, American National Standards Institute) y la Asociación Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de aire, ASHRAE (por sus siglas en inglés American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), sugieren un procedimiento para absorber el amoniaco que se descarga desde un sistema de refrigeración. Los resultados experimentales y de modelización de la absorción del amoniaco por un spray de agua son mostrados por Fenton et al. (1991), en donde los autores muestran que el 86% del amoniaco descargado desde el sistema de refrigeración puede ser absorbido por el spray de agua. Este valor es cercano al recomendado por los organismos antes mencionados que es de 90%.

La aplicación de absorbedores por spray en sistemas de absorción abiertos para la absorción de vapor de agua fue presentada por Westerlund y Dahl (1994), en donde los autores muestran que la caída de presión en este tipo de absorbedores es despreciable, que pueden ser una buena elección si la eficiencia es aceptable debido a que son de fácil construcción.

Resultados experimentales sobre el proceso de absorción adiabática con diferentes atomizadores y la disolución agua-bromuro de litio son presentados por Ryan et al. (1995), en donde, además de los números adimensionales mencionados en Ryan (1993), el número de Lewis es usado. El cambio de concentración real ΔX_{real} y el factor de aproximación al equilibrio F son relacionados de la forma:

$$\Delta X_{real} = F(X_{eq} - X_i) \quad (2.9)$$

en donde X_{eq} es la concentración de equilibrio y X_i es la concentración a la entrada del absorbedor. La concentración de equilibrio es determinada mediante un proceso iterativo con ayuda del diagrama de Dühring y el de Merkel. Los autores muestran además que el modelo desarrollado en Ryan (1993) predice los resultados experimentales con un error menor del 20% en el rango de potencia frigorífica de 0 a 60 W.

Las bombas de calor por absorción usando un absorbedor de spray fueron analizadas por Summerer et al. (1996), en donde los autores muestran que dichas máquinas pueden alcanzar

rendimientos similares con cualquiera de los dos tipos de absorbedores: de spray adiabático o de película no adiabática. Asimismo, los autores muestran que atomizadores tipo Spiraljet pueden usarse incluso a 100 mm de altura sobre la superficie libre del líquido, en tanto que los atomizadores tipo Fogjet y Fulljet, sólo pueden usarse a 400 ó 300 mm, según el rango de operación ensayado. Esto se debe a que el subenfriamiento final es mayor para estos últimos tipos de atomizado. Este subenfriamiento, ΔT_o , es el parámetro usado para la comparación de los atomizadores y está definido como:

$$\Delta T_o = (T_{eq} - T_o) \quad (2.10)$$

donde T_{eq} es la temperatura de equilibrio de la solución diluida a la presión del absorbedor y T_o la temperatura de la disolución a la salida.

La absorción adiabática del vapor de agua en soluciones de agua-bromuro de litio es analizada por Arzoz et al. (2005). Los autores muestran que, para un mismo rango de subenfriamiento inicial, la relación de absorción de un absorbedor adiabático por spray está en el mismo orden de la obtenida utilizando absorbedores de chorro y de película en caída libre, ambos adiabáticos.

La absorción adiabática en un absorbedor de spray del vapor de agua por un absorbente líquido con base de bromuro de litio, denominado LZBTM, es presentada por Warnakulasuriya y Worek (2006). Los autores muestran que pueden absorberse entre 2-6 gr de vapor por cada kilogramo de disolución, con diámetros¹⁵ MVD de gota entre 252-338 μm y entre 25 y 170 kPa de diferencia de presiones. La concentración de equilibrio pudieron determinarla con ayuda de los datos de entalpía y del diagrama de Dühring para un proceso de absorción adiabática. La relación de absorción la definen de forma similar a como ha sido definida anteriormente:

$$\text{Relación de absorción} = \frac{\text{Peso del vapor de agua absorbido}}{\text{Peso de la solución de sal circulada}} \quad (2.11)$$

Las propiedades de absorción de vapor de agua por esta disolución, propiedad de Trane, en un sistema de refrigeración por spray, fueron analizadas por Warnakulasuriya y Worek (2008a). Los autores mostraron que los resultados de transferencia de masa obtenidos mediante el número adimensional de Sherwood son hasta 4 veces mayores respecto a los sistemas convencionales de absorción.

¹⁵ El diámetro medio de la gota en volumen se le denomina MVD.

El análisis del rendimiento termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción adiabático enfriado por aire y energizado con gas, usando la disolución agua-bromuro de litio, es mostrado por Wang et al. (2007). Los autores muestran que para climas extremadamente calientes, aunque la capacidad de enfriamiento que produce el sistema es 25% inferior de aquella para la que fue diseñada en condiciones normales de operación, los resultados del *COP* disminuyen sólo 16%. De lo anterior, los autores concluyen que la temperatura del aire exterior tiene fuerte influencia sobre la capacidad de enfriamiento y el *COP*.

La caída de presión y transferencia de masa en láminas cónicas de disolución agua-bromuro de litio en absorbedores adiabáticos son analizadas experimentalmente por Palacios et al. (2009a). Los autores reportan valores del factor de aproximación al equilibrio de 0,63 y 0,8 a 40 y 120 mm de distancia del orificio de salida de la disolución respectivamente, en tanto que a 220 mm, este parámetro tuvo un valor de 0,93 aproximadamente. En este estudio, la disolución se dispersa en forma de láminas que posteriormente se fragmenta en gotas.

La absorción de masa por una lámina lisa de disolución agua-bromuro de litio en un absorbedor adiabático fue evaluada por Palacios et al. (2009b), en donde los autores muestran que este tipo de atomizado rinde mejor que un absorbedor de tipo película de caída libre no adiabático.

La evaluación de la transferencia de masa y de calor en un sistema de absorción adiabática empleando la disolución agua-bromuro de litio ha sido realizada además por Gutiérrez (2009), en donde la autora muestra que un absorbedor adiabático empleando la configuración de lámina plana opera mejor que si se emplea la configuración de gotas en caída libre.

2.4. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha presentado una revisión bibliográfica del fluido de trabajo amoniaco-nitrato de litio utilizado en sistemas de refrigeración por absorción, de los procesos de transferencia de calor y pérdidas de carga característicos de los flujos monofásico y bifásico en intercambiadores de calor de placas y de trabajos previos que investigan la transferencia de masa y aproximación al equilibrio en absorbedores adiabáticos.

De la revisión bibliográfica se ha encontrado que el flujo bifásico en los intercambiadores de calor de placas ha sido evaluado principalmente para sustancias puras. Para mezclas sólo ha

sido analizado con las disoluciones amoníaco-agua y agua-bromuro de litio en el área de los sistemas de refrigeración por absorción.

Puede concluirse que es necesaria mayor investigación del flujo bifásico en intercambiadores de calor de placas con disoluciones usadas en sistemas de refrigeración por absorción. En esta tesis, se evalúa el caso del flujo bifásico de la disolución amoníaco-nitrato de litio en un generador de placas.

Respecto a trabajos relacionados con absorción adiabática en los sistemas de refrigeración por absorción, resultados de trabajos numéricos, analíticos y experimentales muestran que la absorción adiabática es una alternativa prometedora, debido principalmente a que la transferencia de masa puede ocurrir en un componente de construcción relativamente simple como es el absorbedor adiabático, en tanto que la transferencia de calor puede llevarse a cabo en un intercambiador de calor externo líquido-líquido que proporciona elevados coeficientes de transferencia de calor.

Hasta donde ha sido posible investigar, no existen trabajos experimentales de transferencia de masa y de calor en absorbedores adiabáticos por spray con la disolución amoníaco-nitrato de litio. Es por esto que en la presente tesis se lleva a cabo la evaluación de la transferencia de masa y aproximación al equilibrio en absorbedores adiabáticos utilizando diferentes atomizadores y la disolución amoníaco-nitrato de litio.

Capítulo 3

Instalación experimental

En la revisión bibliográfica desarrollada anteriormente, se demuestra la carencia de trabajos sobre el análisis experimental de intercambiadores de calor de placas en flujo bifásico y de transferencia de masa en absorbedores adiabáticos empleando la disolución amoníaco-nitrato de litio. En este capítulo se describe la instalación experimental empleada en la presente tesis para el análisis de estos componentes, así como las medidas de seguridad adoptadas para el manejo de la planta. De la misma manera, se describen los procedimientos tanto de puesta a punto de la instalación como de ensayo con la disolución. Se muestra también un modelado termodinámico de la instalación con el fin de predecir su funcionamiento. En el capítulo, además, se comparan los resultados de la experimentación con los obtenidos mediante la simulación.

3.1. Descripción de la instalación experimental

La instalación descrita a continuación ha sido construida gracias al proyecto de investigación ENE2005-08255-C02-02, “Aplicación a la disolución de nitrato de litio-amoníaco”, dirigido por el Dr. Antonio Lecuona Neumann, Catedrático de la Universidad Carlos III de Madrid.

Algunos componentes de la instalación experimental han sido adquiridos gracias a los proyectos CCG06-UC3M/ENE-0689, “Técnicas innovadoras para la producción eficiente de frío con energía solar y máquinas de absorción” y CCG07-UC3M/ENE-3411, “Optimización de absorbedores de burbujas con superficies internas mejoradas”, dirigidos por la Dra. María del Carmen Venegas Bernal, Profesora Titular de la Universidad Carlos III de Madrid.

La construcción de la máquina fue realizada por la empresa PID Eng & Tech bajo la dirección del Ing. Javier Roa. La instalación y la preparación del banco de ensayos fue realizada

por el mismo Ing. Javier Roa y con el apoyo del Ing. Rubén Ventas y de los técnicos de laboratorio Manuel Santos y Carlos Cobos.

La instalación experimental de la que se habla se muestra en la figura 3.1 y es la que fue utilizada para el análisis del intercambiador de calor de placas en flujo bifásico y el absorbedor adiabático empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio.

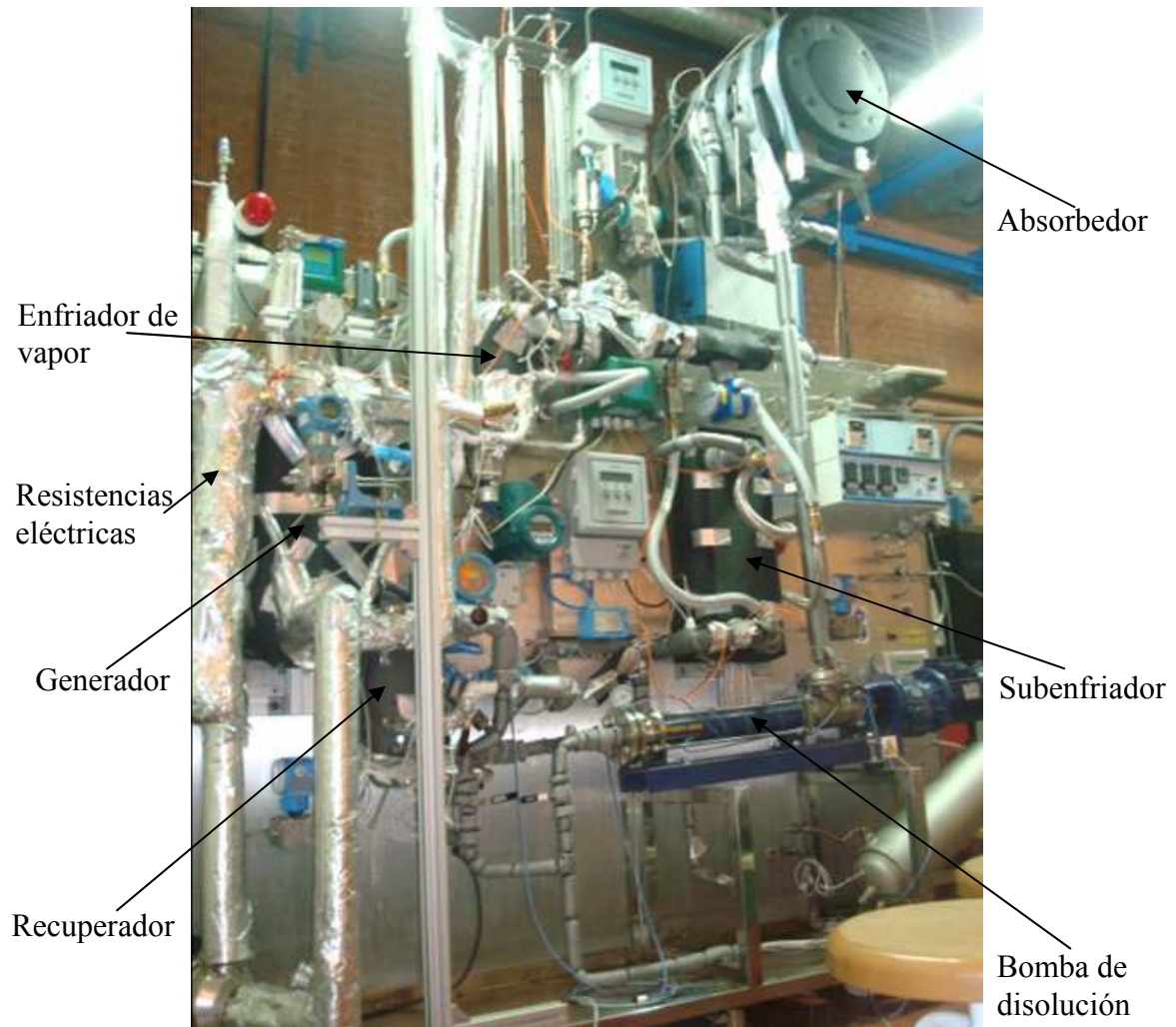


Figura 3.1. Fotografía de la instalación experimental.

La figura 3.2 muestra un esquema de la instalación, donde aparecen la dirección del flujo del fluido de trabajo y la ubicación de los instrumentos utilizados. El agua del circuito caliente es impulsada por una bomba a través de un depósito que alberga tres resistencias eléctricas, las cuales calientan el agua que se dirige entonces al generador donde se transfiere el calor a la disolución amoniaco-nitrato de litio. Este circuito está equipado con una bolsa de aire en la parte más alta, la cual cumple con dos objetivos, uno de albergar el aire que contenga la instalación y el otro de presurizar el circuito, lo cual garantiza la no cavitación de la bomba.

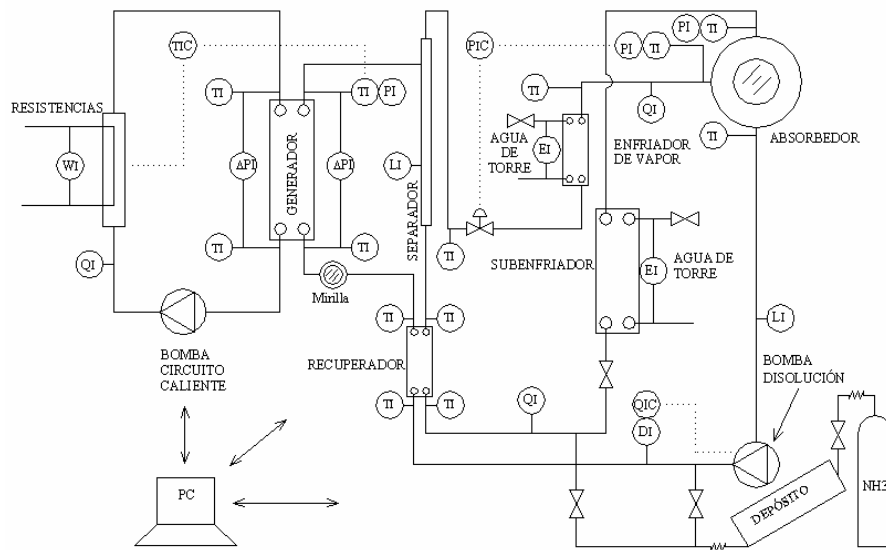


Figura 3.2. Esquema de la instalación experimental.

En el circuito de disolución el fluido de trabajo es la disolución amoniaco-nitrato de litio, la cual fluye como sigue: en el generador, al aplicarle calor, se separa vapor de amoniaco desde la disolución rica en amoniaco, el vapor separado se expande mediante una válvula de expansión, se enfría utilizando un intercambiador de calor de placas y entra por una zona lateral al absorbedor adiabático para ser absorbido por la disolución concentrada. La disolución concentrada que sale del generador pierde calor en el intercambiador de calor de placas llamado recuperador de calor, a continuación cede calor al agua procedente de la torre de enfriamiento en otro intercambiador de calor de placas llamado subenfriador y finalmente entra por la parte superior al absorbedor adiabático para absorber el vapor que llega desde el generador. La disolución rica en amoniaco que sale del absorbedor es impulsada por una bomba a través del recuperador de calor, donde gana calor de la disolución concentrada en sal, y entra por la parte inferior del generador en donde es calentada para separar vapor de amoniaco, cerrándose el ciclo.

Una válvula micrométrica está instalada antes del subenfriador para regular el flujo y/o presión. Válvulas de alivio están instaladas en lugares estratégicos entre el circuito de disolución y una piscina de agua con el fin de que, en caso de que hubiera fugas, el amoniaco pueda ser absorbido por el agua y no contamine el aire del local de la instalación experimental. El calor liberado en el enfriador de vapor y en el subenfriador de disolución es retirado por agua procedente de la torre de enfriamiento. En la instalación existen medidores de flujo QI, de densidad DI, de temperatura TI, de presión, PI, Δ PI, de nivel LI, de energía EI y de potencia WI, como se describe en la sección 3.1.2. La descripción de cada componente instalado en la plataforma experimental se presenta a continuación.

3.1.1. Componentes de la instalación experimental

Bomba de agua caliente: Es una bomba centrífuga marca Lowara, completamente de acero inoxidable, para caudal máximo de 56 l/min y 30 m (figura 3.3).



Figura 3.3. Bomba de agua caliente.

Bomba de disolución: Es una bomba de desplazamiento positivo, marca Seepex, con capacidad máxima de 10 l/min y 23 bar a la salida. La bomba cuenta con un tubo de recirculación que entra en funcionamiento en caso de sobrepresión, figura 3.4.



Figura 3.4. Bomba de disolución.

Válvula de expansión: La expansión del vapor se realiza en una válvula de aguja de regulación con un servomotor, marca Swagelok (figura 3.5).



Figura 3.5. Válvula servo posicionada.

Los equipos de intercambio de calor: enfriador de vapor, recuperador de calor, subenfriador de disolución y generador, son intercambiadores de calor de placas unidas por fusión completamente de acero inoxidable SS316. Todos los intercambiadores utilizados, incluyendo el generador de placas que es uno de los componentes analizados en esta tesis, son del tipo mostrado en la figura 3.6.



Figura 3.6. Intercambiador de calor de placas.

Las características geométricas de los intercambiadores son mostradas en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Datos técnicos de los intercambiadores de calor de placas.

Componente	Modelo	Volumen por canal [l]	Área efectiva [m ²]	Número de placas	Dimensiones w-H [mm]
Generador	AlfaNova76	0,25	1,8	20	172-472
Subenfriador	AlfaNova76	0,25	1,8	20	172-472
Recuperador de calor	AlfaNova27	0,05	0,21	10	100-217
Enfriador de vapor	AlfaNova27	0,05	0,21	10	100-217

Absorbedor: Es un componente cilíndrico de acero inoxidable SS316 colocado en posición horizontal como se muestra en la figura 3.7. El absorbedor está equipado con una mirilla de material pyrex en cada extremo, la presión máxima de diseño es 20 bar y mide 400 mm de

diámetro interior con 435 mm de largo. Este componente es el principal elemento analizado en esta tesis.

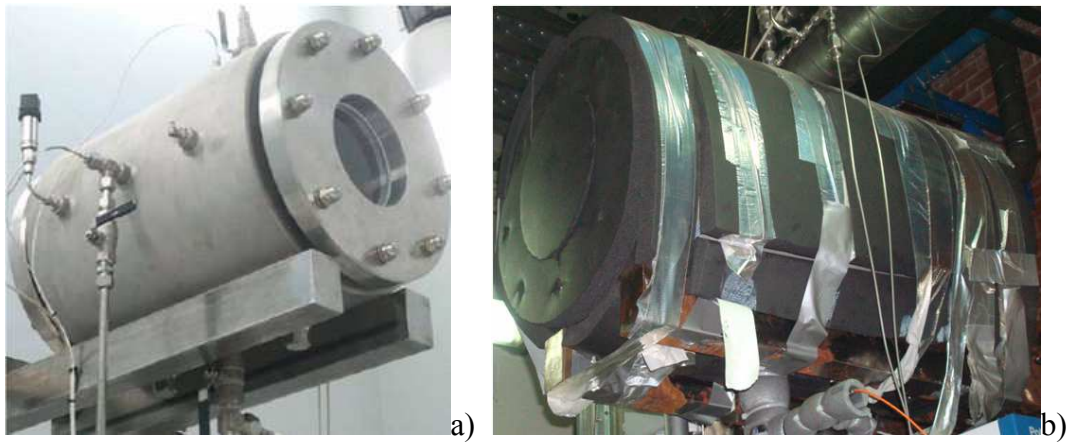


Figura 3.7. Absorbedor adiabático, a) sin aislamiento b) con aislamiento.

3.1.2. Instrumentación

Se han instalado instrumentos de medición de temperatura, de presión, de caudal, de densidad, de nivel, de presión diferencial, de energía y de potencia eléctrica en la instalación experimental. En esta sección, se muestra una descripción breve de cada instrumento de medida. El rango de operación y la incertidumbre de cada instrumento se muestran más adelante en el apartado de calibración de los instrumentos de medición.

Sensores de temperatura (TI): Se han colocado termoresistencias tipo PT100 (figura 3.8) a la entrada y salida de ambos lados de cada equipo de intercambio de calor y del absorbedor.



Figura 3.8. Termoresistencias tipo PT100.

Sensores de presión (PI): Se han instalado transductores de presión de diafragma (figura 3.9a) con rango de 0 a 40 bar y 0 a 15 bar en el generador y en el absorbedor respectivamente. Un manómetro tipo Bourdon (figura 3.9b), con glicerina para que no influya la vibración, está

colocado a la salida de la bomba de disolución, en la línea de carga de amoniaco y otro en el circuito de agua caliente.

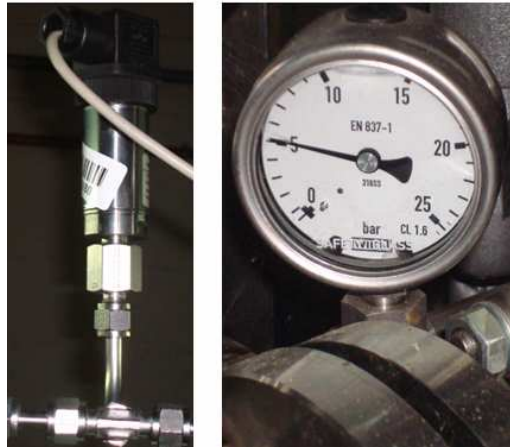


Figura 3.9. a) Transductor de presión, b) Manómetro tipo Bourdon.

Caudalímetros (QI): Se han instalado medidores de caudal tipo Coriolis en toda la instalación, no obstante, dependiendo de la ubicación de cada uno, la marca ha sido diferente por cuestiones de precisión. En la línea de disolución diluida, tanto para el caudal como para la densidad, se ha instalado uno de marca Micromotion. Medidores de la marca Rheonik se han instalado uno en la línea de disolución concentrada y otro en el circuito de agua caliente. Se ha instalado un medidor de marca Yokogawa en la línea de vapor. Una foto del caudalímetro marca Micromotion se muestra en la figura 3.10.

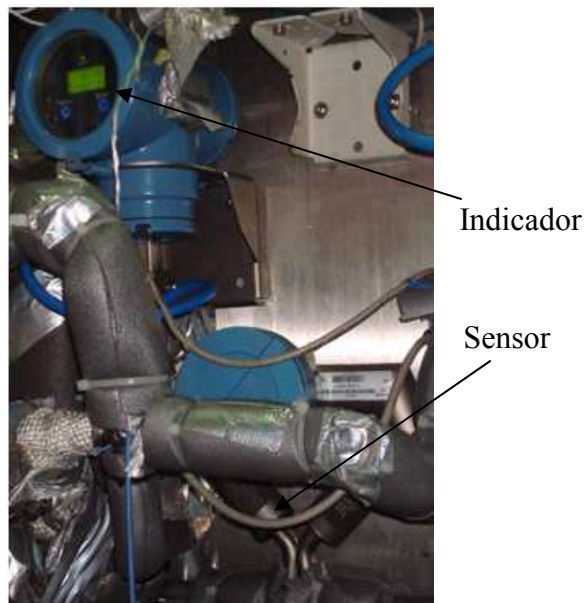


Figura 3.10. Medidor tipo Coriolis de caudal y densidad.

Medidores de Densidad (DI): El medidor tipo Coriolis instalado en la línea de la disolución diluida, además de medir el caudal, proporciona también la densidad del fluido. Este valor es utilizado para determinar la concentración de la disolución en dicha línea.

Medidores de nivel (LI): Se han instalado dos sensores de presión diferencial (figura 3.11) para medir el nivel del líquido, uno en el separador y otro a la salida del absorbedor. Para verificar que el circuito caliente tiene suficiente líquido, se ha colocado un tramo de tubo transparente en la parte más alta.



Figura 3.11. Sensor diferencial de presión indicador de nivel.

Sensores de presión diferencial (ΔP): Para medir la pérdida de carga en monofásico se ha instalado en el circuito de agua caliente un medidor de diafragma marca General Electric (figura 3.12a). La pérdida de carga en flujo bifásico en el generador ha sido medida con un medidor diferencial de presión marca Emerson (figura 3.12b).

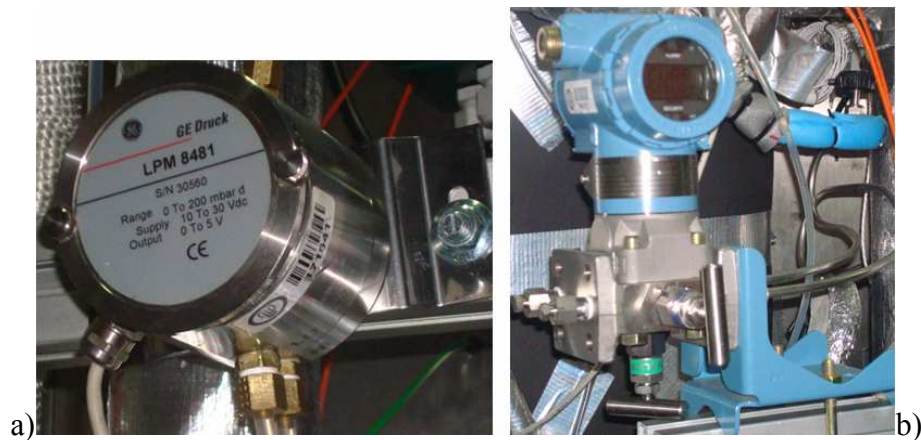


Figura 3.12. Sensores diferenciales de presión a) zona de flujo monofásico, b) zona de flujo bifásico.

Medidores de energía (EI): Para medir la cantidad de energía cedida al agua procedente de la torre de enfriamiento, en el subenfriador de disolución y en el enfriador de vapor, se han colocado medidores de energía marca Isomag en cada uno (figura 3.13).

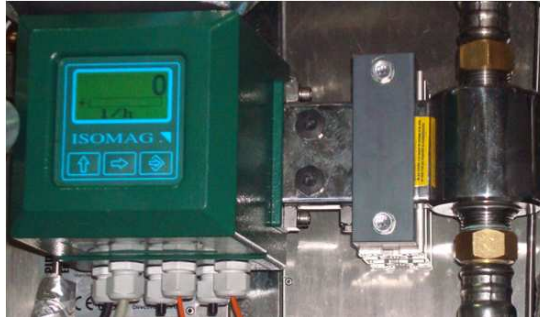


Figura 3.13. Medidor de energía.

Medidor de potencia eléctrica (WI): Para medir la potencia eléctrica suministrada a las resistencias eléctricas en el generador, se ha colocado un vatímetro de la marca Chauvin Arnoux, modelo C.A.8230 (figura 3.14).



Figura 3.14. Vatímetro.

3.1.3. Sistemas de control

Para el desarrollo de la experimentación, la instalación experimental está equipada con sistemas para controlar: la temperatura de la disolución a la salida del generador, el flujo de disolución diluida, la presión en el interior del absorbedor y el flujo del fluido caliente. Cada uno de estos controles se describe a continuación.

Control de temperatura (TIC): La temperatura de la disolución a la salida del generador es controlada mediante el aumento o disminución del voltaje aplicado a las resistencias eléctricas,

de acuerdo al punto de consigna, por medio de un controlador tipo Proporcional Integral Derivativo (PID) (figura 3.15). El control se lleva a cabo como sigue: el controlador recibe la señal de temperatura enviada por un sensor de temperatura PT100, esta señal es comparada con el punto de consigna, si la señal recibida es menor que el valor de consigna entonces proporciona mayor voltaje a las resistencias, en caso contrario lo disminuye.

Control del flujo de disolución (QIC): El flujo de disolución diluida es controlado mediante la variación de frecuencia de la bomba de disolución por medio de un controlador tipo PID. El controlador recibe una señal del flujo de disolución diluida medido con un medidor tipo Coriolis, esta señal es comparada con el punto de consigna, si la señal recibida es menor que este punto entonces aumenta la frecuencia de la bomba, en caso contrario disminuye la frecuencia (figura 3.15).

Control de presión (PIC): La presión en el interior del absorbedor es controlada mediante la apertura o cierre de la válvula de expansión usando un controlador tipo PID. El controlador recibe una señal de presión medida con un transductor de presión de diafragma, esta señal es comparada con el punto de consigna, si la señal recibida es menor que este punto, entonces manda abrir la válvula de expansión, en caso contrario la manda cerrar (figura 3.15).

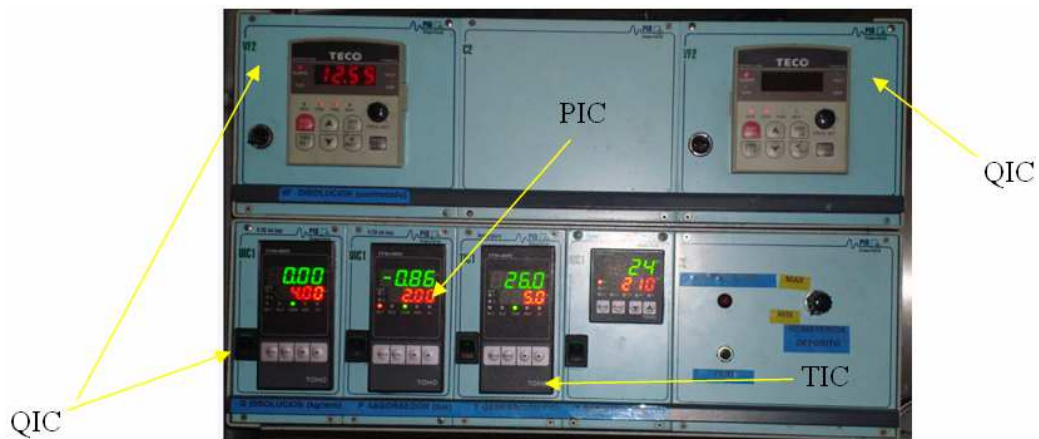


Figura 3.15. Controladores de caudal, de presión y de temperatura.

Control del flujo de agua caliente (QIC): El flujo de agua caliente es controlado al variar la frecuencia de la bomba de agua caliente. Este control se considera de lazo abierto debido a que el caudal se determina únicamente por el punto de consigna asignado por el usuario (figura 3.15).

El caudal de agua de torre es controlado mediante válvulas manuales.

3.1.4. Adquisición de datos

Todos los datos de temperatura, de presión, de caudal, de nivel, de densidad, de presión, de presión diferencial, de energía y de potencia eléctrica son registrados en un ordenador. Los módulos ADAM y/o RADAM (figura 3.16), son capaces de enviar señal digital al ordenador mediante una interfaz RS-485. Los valores medidos por cada sensor son registrados en el ordenador mediante una tarjeta de circuito impreso tipo PCI bus.



Figura 3.16. Conexión de los sensores a tarjetas ADAM.

Mediante un software de adquisición de datos llamado ADKIR pueden visualizarse en la pantalla del ordenador tanto numérica como gráficamente las variables de proceso: temperatura, presión, caudal, nivel, densidad, presión diferencial, energía y potencia eléctrica, figura 3.17. Mediante este mismo software pueden ser controladas todas las variables controlables que son: la temperatura de la disolución a la salida del generador, el flujo de disolución diluida, la presión del absorbedor y el flujo del agua caliente.

Todos los datos grabados de cada ensayo fueron guardados en intervalos definidos por el usuario, en este caso cada 5 segundos.

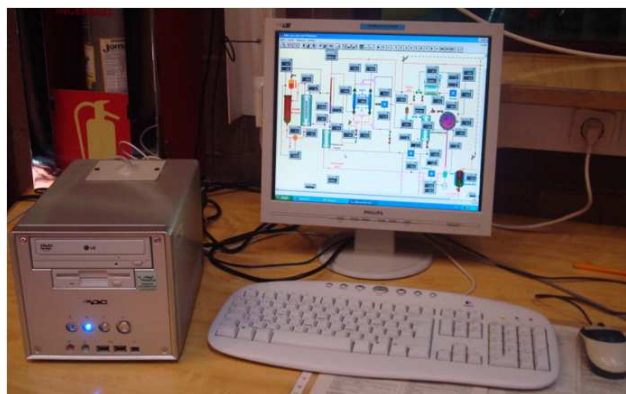


Figura 3.17. Software ADKIR y ordenador para el almacenamiento de datos, monitoreo y control de la instalación experimental.

3.1.5. Medidas de seguridad en la instalación

La instalación está equipada con sistemas de seguridad de tal forma que, en caso de que existan fugas de amoníaco, se mantengan las condiciones de seguridad necesarias.

Un extractor de pared (figura 3.18) se encuentra colocado en la pared posterior del local donde se ubica la instalación experimental. Éste debe funcionar siempre que se encuentre alguna persona dentro del habitáculo.

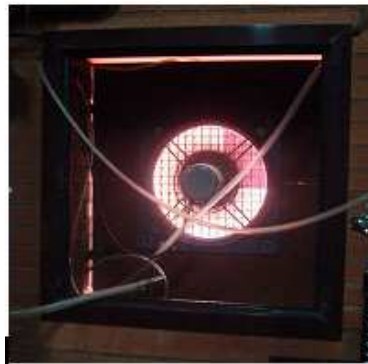


Figura 3.18. Extractor de pared en funcionamiento.

Las válvulas de seguridad o de alivio de la instalación experimental están conectadas a una línea que desemboca en una piscina llena de agua (figura 3.19). Esta piscina está diseñada para absorber todos los escapes de amoníaco que se produzcan a través de la línea.

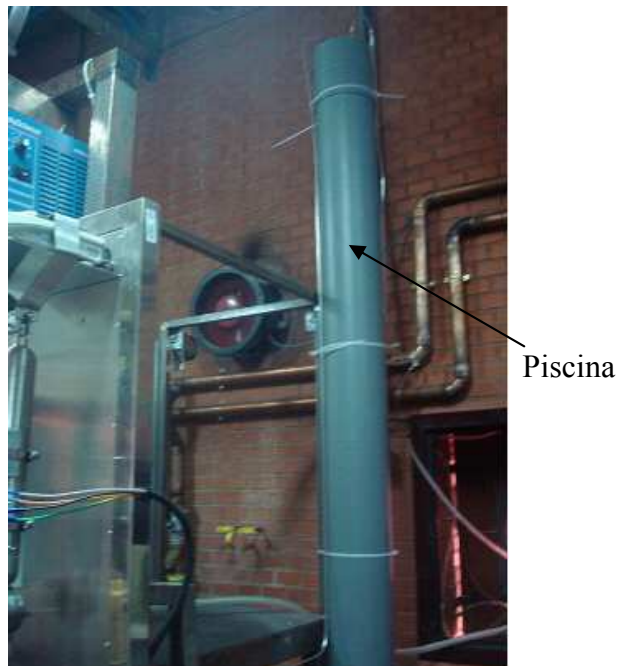


Figura 3.19. Piscina de agua.

Se cuenta con Equipos de Protección Individual, EPIs, para usarlos siempre que se realicen operaciones con la máquina cargada de disolución. Estos equipos básicamente se componen de lo siguiente: mascarilla, gafas, guantes y peto de seguridad (figura 3.20), aptos para operar con amoniaco.



Figura 3.20. Equipos de Seguridad Individual (EPIs).

Para la operación de la instalación en caso de emergencias se cuenta además con un equipo de respiración autónomo (figura 3.21).



Figura 3.21. Equipo de respiración autónomo.

Dos detectores de vapor de amoniaco (figura 3.22) están colocados dentro del local de la máquina. Uno se encuentra colocado en la pared cercano al generador de la máquina a aproximadamente 2 m de alto. El segundo detector está colocado en la pared frente a la máquina a una altura aproximada de 3,5 m.

Cuando el nivel de amoniaco dentro del habitáculo supera las 25 partes por millón (ppm) el detector colocado junto a la máquina activa una sirena (figura 3.22) que está dentro del habitáculo, indicando que existe una fuga de amoniaco en la instalación. Cuando el nivel supera las 30 ppm el detector ubicado a mayor altura sobre el suelo activa una sirena colocada en la parte exterior del habitáculo, lo cual indica que la fuga sigue aumentando. Para una concentración menor a 100 ppm es recomendable usar las EPIs, si la concentración es superior es recomendable entrar con un equipo de respiración autónomo.



Figura 3.22. Detector de vapor de amoníaco y sirenas acústicas y luminosas.

3.2. Puesta a punto de la instalación

La puesta a punto de la instalación experimental empleando la disolución amoníaco-nitrato de litio conllevó las siguientes actividades.

3.2.1. Calibración de los instrumentos de medición

Calibración de medidores de temperatura: Cada termoresistencia PT100 colocada en la instalación experimental fue calibrada con un equipo de calibración certificado.

Calibración de medidores de presión: Cada transductor de presión fue calibrado con un equipo de calibración de presión certificado.

Calibración de medidores de caudal: Los medidores de caudal se recibieron calibrados de fábrica.

Calibración del medidor de densidad: El medidor de densidad viene calibrado de fábrica.

Calibración de medidores de presión diferencial: El medidor de presión diferencial colocado del lado del circuito caliente ha sido calibrado con el mismo calibrador certificado utilizado para los transductores de presión antes descritos. El medidor diferencial instalado del lado del circuito de la disolución viene calibrado de fábrica.

Calibración de medidores de nivel: Los medidores de nivel fueron calibrados por la empresa suministradora de la instalación experimental.

El error total de cada instrumento se calcula como la diferencia entre el valor medido y el valor obtenido mediante el ajuste de calibración del sensor. En la figura 3.23 se muestra el caso

de la termoresistencia colocada en el lado de la disolución a la salida del generador, T_8 . Como puede verse, en el rango utilizado de 78-95 °C el error máximo es de $\pm 0,50$ °C.

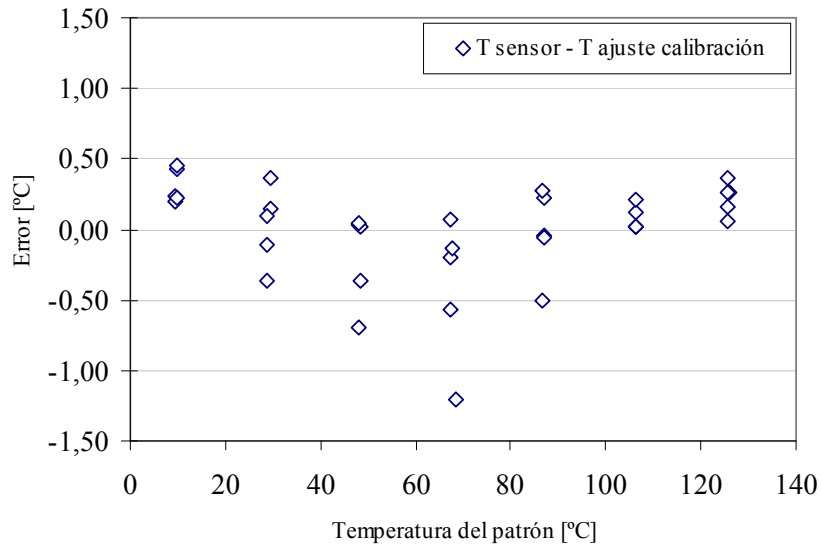


Figura 3.23. Margen de error de la temperatura final, T_8 , después de la calibración.

La incertidumbre de cada sensor de temperatura PT100, se ha determinado como se muestra a continuación:

3.2.2. Incertidumbre de la medida

La incertidumbre de la medida en cada punto del rango calibrado para las termoresistencias PT100 es determinada como lo muestra Calvo (2007), de la forma:

$$u_i = \sqrt{u_0^2 + \sigma_c^2 \cdot \left(\frac{1}{n_c} + 1 \right) + \frac{\delta_c^2}{4}} \quad (3.1)$$

El término u_0 es la incertidumbre inicial del patrón, indicada en el certificado de calibración del patrón.

El elemento $\sigma_c^2 \left(\frac{1}{n_c} + 1 \right)$ es un factor de corrección que incluye la desviación típica de los datos σ_c y el número de medidas de la muestra n_c .

El término $\frac{\delta_c^2}{4}$ es un factor de corrección residual que se determina de:

$$\delta_c = \Delta x_{p,c} - \bar{\Delta x}_{p,c} \quad (3.2)$$

$$\Delta x_{p,c} = \bar{x}_p - \bar{x}_c \quad (3.3)$$

donde, \bar{x}_p y \bar{x}_c son, respectivamente, el valor medio de cada punto calibrado del patrón y del calibrando.

$\bar{\Delta x}_{p,c}$: promedio de las diferencias de los valores medios de cada punto calibrado, $\Delta x_{p,c}$.

La incertidumbre del instrumento U se determina de:

$$U = k \cdot \max(u_i) \quad (3.4)$$

donde k es un factor de protección igual a 2, recomendado por el servicio de acreditación del Reino Unido UKAS, por sus siglas en inglés (United Kingdom Accreditation Service).

La incertidumbre de cada punto de cada PT100 fue determinada mediante este procedimiento. Un resumen del rango de medida y de la incertidumbre de cada instrumento de medición se muestra en la tabla 3.2, para los datos utilizados durante el análisis del flujo monofásico y bifásico en el generador de la instalación. La incertidumbre mostrada en la tabla es la máxima de cada sensor. El fluido caliente es el agua caliente, en tanto que el fluido frío es la disolución.

Tabla 3.2. Rango de medición e incertidumbre de instrumentos de medición utilizados durante el análisis del flujo monofásico y bifásico en el generador.

Variable	Sensor	Rango	Incertidumbre
T_{hi}	Temperatura de entrada del fluido caliente	40-110 °C	±0,55 °C
T_{ho}	Temperatura de salida del fluido caliente	40-110 °C	±0,35 °C
T_{ci}	Temperatura de entrada del fluido frío	40-110 °C	±0,49 °C
T_{co}	Temperatura de salida del fluido frío	40-110 °C	±0,72 °C
\dot{W}	Potencia del vatímetro	0-13 kW	± 0,005% F.S.

P	Presión de generación	0-2,3 MPa	±1 kPa
ΔP	Presión diferencial de flujo monofásico	0-20 kPa	±0,25% FS
ΔP	Presión diferencial de flujo bifásico	0-3 kPa	±10 Pa
\dot{m}_h	Caudal agua caliente, Coriolis	0-1,25 kg/s	±0,26% F.S.
\dot{m}_{ds}	Caudal disolución diluida, Coriolis	0-0,3023 kg/s	±0,03% F.S
T_{ds}	Temperatura salida de bomba	10-110 °C	±0,39 °C
ρ_{ds}	Densidad disolución diluida, Coriolis	0-10.000 kg/m ³	±0,03% F.S
\dot{m}_v	Caudal vapor, Coriolis	0-0,1027 kg/s	±0,05% F.S

En la tabla 3.3 se muestra el rango de medida y la incertidumbre de cada instrumento de medición empleado para el análisis del absorbedor adiabático.

Tabla 3.3. Rango de medición e incertidumbre de instrumentos de medición utilizados en análisis de absorción adiabática.

Variable	Sensor	Rango	Incertidumbre
T_i	Temperatura de disolución entrada absorbedor	10-60 °C	±0,40 °C
T_o	Temperatura de disolución salida absorbedor	10-60 °C	±0,58 °C
P_i	Presión entrada de absorbedor	0-1 MPa	±1 kPa
P_a	Presión interior absorbedor	0-1 MPa	±1 kPa
\dot{m}_{ds}	Caudal disolución diluida, Coriolis	0-0,3023 kg/s	±0,03% F.S
T_{ds}	Temperatura de disolución diluida	10-110 °C	±0,39 °C
ρ_{ds}	Densidad disolución diluida, Coriolis	0-10.000 kg/m ³	±0,03% F.S
\dot{m}_v	Caudal vapor, Coriolis	0-0,1027 kg/s	±0,05% F.S

La incertidumbre de las variables medidas para el subenfriador se muestra en la tabla 3.4. El fluido caliente es del lado de la disolución, en tanto que el fluido frío es del lado del agua de torre.

Tabla 3.4. Incertidumbre de las variables medidas del subenfriador.

variables	Incertidumbre
$T_{h,i}$ Temperatura de entrada del fluido caliente	$\pm 0,39$ °C
$T_{h,o}$ Temperatura de salida del fluido caliente	$\pm 0,4$ °C
T_{ds} Temperatura disolución diluida	$\pm 0,39$ °C
\dot{m}_{ds} Caudalímetro disolución diluida, Coriolis	$\pm 0,03\%$ F.S
ρ_{ds} Densidad disolución diluida, Coriolis	$\pm 0,03\%$ F.S
\dot{m}_v Caudalímetro vapor, Coriolis	$\pm 0,05\%$ F.S

3.2.3. Preparación y disposición de la disolución

Previo a la preparación de la disolución amoniaco-nitrato de litio se han realizado pruebas de estanqueidad y de vacío en el circuito de disolución. Estas últimas con el objetivo de eliminar el vapor de agua contenida en la instalación.

Para formar la disolución primero se ha introducido el nitrato de litio dentro del depósito ubicado en la parte inferior derecha de las figuras 3.1 ó 3.2. Después, mediante una válvula manual, lentamente se va suministrando el gas de amoniaco desde la botella. El amoniaco se va proporcionando conforme va siendo absorbido por la disolución que se está formando, hasta alcanzar aproximadamente 2% menor a la concentración deseada, en este caso 45%. La absorción del amoniaco por la disolución en formación puede deducirse por el aumento de presión dentro del depósito observada mediante un manómetro tipo Bourdon y el diagrama de Dühring.

Una vez formada la mezcla, al circuito de disolución se le realiza nuevamente vacío. La diferencia de presión es aprovechada para subir la disolución al circuito. Se agrega más amoniaco a presión para subir toda la disolución requerida. Con la cantidad de amoniaco que se agrega se alcanza la concentración deseada de 45%.

3.3.1. Desarrollo del modelo

El modelo se basa en balances de masa y energía en los componentes principales. Ha sido desarrollado suponiendo operación en estado estacionario. Se incluyen además algunas hipótesis que serán descritas a continuación.

Los balances de energía y de materia en el absorbedor son de la forma:

$$\dot{m}_{cs} + \dot{m}_v = \dot{m}_{ds} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{cs} h_{10} + \dot{m}_v h_4 = \dot{m}_{ds} h_5 \quad (3.6)$$

La potencia de la bomba es determinada mediante:

$$\dot{W}_P = \frac{f \cdot \dot{m}_v (P_1 - P_4)}{\rho_{ds} \cdot \eta_P} \quad (3.7)$$

donde la relación de flujos es obtenida de:

$$f = \frac{\dot{m}_{ds}}{\dot{m}_v} = \frac{1 - X_{cs}}{X_{ds} - X_{cs}} \quad (3.8)$$

Las potencias térmicas intercambiadas en el generador, en el subenfriador de disolución y en el enfriador de vapor son determinadas respectivamente como:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_v h_1 + \dot{m}_{cs} h_8 - \dot{m}_{ds} h_7 \quad (3.9)$$

La expansión en las válvulas de disolución y vapor se considera isoentálpica, por lo cual:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{cs} (h_9 - h_{10}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_v (h_1 - h_4) \quad (3.11)$$

El balance de energía en el recuperador de calor es:

$$\dot{m}_{ds} (h_7 - h_6) = \dot{m}_{cs} (h_8 - h_9) \quad (3.12)$$

La eficiencia de los intercambiadores de calor de placas fue determinada mediante:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad \text{si } ((\dot{m}C_p)_{min} = (\dot{m}C_p)_h) \quad (3.13)$$

o mediante:

$$\varepsilon = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad \text{si } ((\dot{m}C_p)_{min} = (\dot{m}C_p)_c) \quad (3.14)$$

Para que el modelo sea válido debe cumplirse además el balance de energía global:

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_P - \dot{Q}_s - \dot{Q}_k = 0 \quad (3.15)$$

La eficiencia del subenfriador de disolución, obtenida al resolver el sistema de ecuaciones anterior, es tomada como válida si se encuentra en el rango de 30-100%. Valores fuera de este rango indican que la instalación no debe funcionar en las condiciones propuestas.

3.3.2. Resultados de la simulación

Las ecuaciones 3.5 a 3.15 fueron programadas en el software de programación Engineering Equation Solver, EES, Klein (2008).

Las propiedades de la disolución amoníaco-nitrato de litio, como se comenta en la introducción de esta tesis, fueron determinadas mediante las correlaciones propuestas por Infante Ferreira (1984a), Libotean et al. (2007, 2008) y Libotean (2008), en tanto que las propiedades del vapor de amoníaco fueron tomadas del mismo software, EES, que utiliza los datos del programa REFPROP 6 del Instituto Nacional de Estándares y Tecnología, NIST (por sus siglas en inglés, National Institute of Standards and Technology).

Para la simulación las variables de entrada fueron: temperatura de la disolución a la salida del generador, caudal másico de disolución diluida, presión de absorción, presión de generación, temperatura de agua de torre y concentración inicial de la disolución diluida. En tanto que las variables de salida fueron las potencias térmicas en los intercambiadores de calor, la potencia de bombeo, el cambio de concentración y la eficiencia del subenfriador.

El programa está realizado para que la presión del generador sea cambiada de manera manual con el fin de que la temperatura T_8 pudiera ser variada en el rango deseado. El rango simulado de las variables de entrada es el que se muestra en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Rango de operación simulado.

Parámetro	Rango
Concentración de la disolución diluida, X_{ds} [%]	42
Temperatura de la disolución a la salida del generador, T_8 [°C]	65-95
Caudal másico de disolución diluida, \dot{m}_{ds} [kg/h]	100-600
Presión en el interior del absorbedor, P_a [kPa]	200-500
Presión en el generador, P_g [kPa]	1.000-2.000
Temperatura de agua de torre, T_{ci} [°C]	22

Los resultados mostrados a continuación son para un intervalo pequeño de temperatura de la disolución a la salida del generador (87,5 °C a 94 °C) correspondiente a una misma presión de generación (1050 kPa). Este rango puede ser ampliado asignándole otro valor a la presión de generación.

Para el cálculo de las potencias térmicas y de bombeo mostradas en la figura 3.25, se ha establecido la presión de absorción P_4 y la temperatura de la disolución a la salida del generador T_8 en 250 kPa y 90 °C respectivamente. La figura muestra, como es de esperar, que todas las potencias crecen con el caudal másico de la disolución diluida. El flujo de la disolución afectará básicamente las potencias térmicas y de bombeo. La tendencia lineal, como se muestra más adelante, ha sido observada durante la experimentación.

Las figuras 3.26 y 3.27 fueron realizadas también para una presión de absorción de 250 kPa. El caudal másico de disolución diluida fue establecido en 300 kg/h.

En la figura 3.26 se observa que las potencias térmicas del generador, del subenfriador de disolución y del enfriador de vapor aumentan con la temperatura T_8 . Las primeras dos potencias crecen cerca de 1 kW por grado, en tanto que la tercera potencia térmica crece sólo 0,1 kW/°C. La potencia térmica intercambiada en el recuperador de calor también aumenta cuando la temperatura T_8 crece, en tanto que la potencia de bombeo prácticamente no cambia.

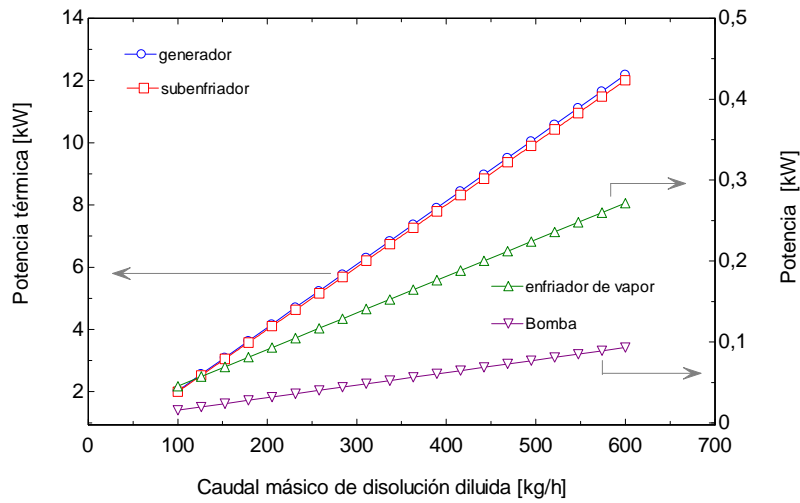


Figura 3.25. Potencias térmicas y de bombeo en función del caudal másico de disolución diluida.

La figura 3.27 muestra la evolución de la temperatura de la disolución a la entrada del absorbedor, T_{10} , así como el cambio de concentración en la instalación, ambos respecto a la temperatura T_8 . De la figura puede observarse que la temperatura T_{10} disminuye cuando T_8 aumenta. Esto se debe a que la cantidad de vapor separado en el generador ha aumentado, y una disminución de la temperatura T_{10} garantiza el incremento necesario de la capacidad de absorción para absorber todo el refrigerante separado. El aumento en el cambio de concentración mostrado en la figura indica que la cantidad de vapor separado se incrementa con la temperatura T_8 , como es de esperar.

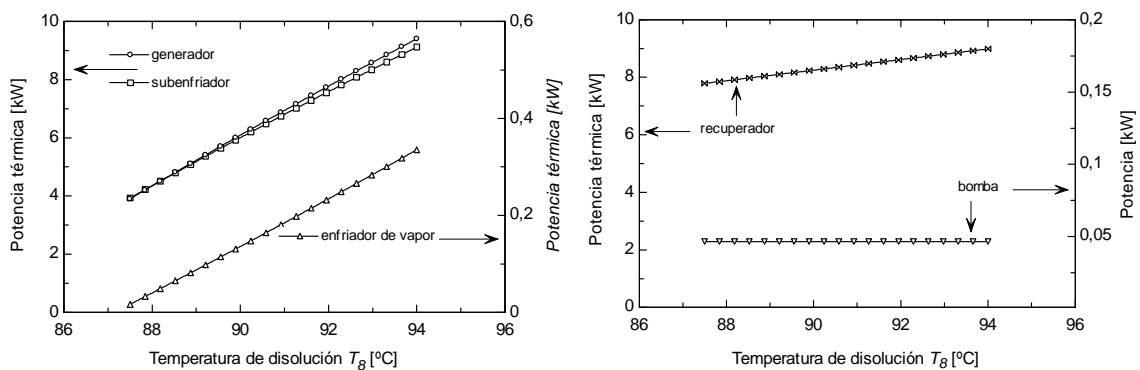


Figura 3.26. Potencias térmicas y de bombeo en función de la temperatura T_8 .

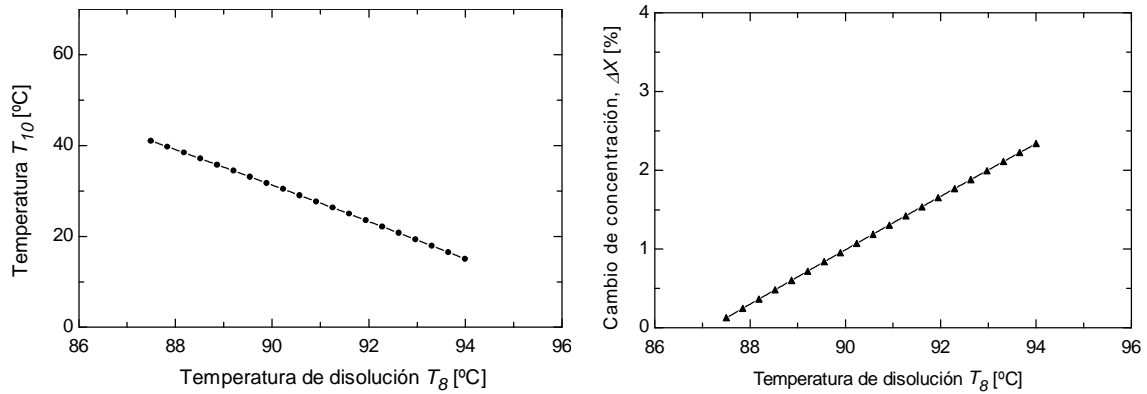


Figura 3.27. Temperatura de la disolución a la entrada del absorbedor, T_{10} y cambio de concentración en función de T_8 .

La figura 3.28 fue realizada para una temperatura de la disolución a la salida del generador T_8 y un caudal másico de disolución diluida de 90 °C y 300 kg/h respectivamente. La figura muestra la variación de la potencia de bombeo y las potencias térmicas de los componentes principales respecto a la presión de absorción. De la figura puede observarse que la potencia intercambiada en el enfriador de vapor aumenta cuando la presión de absorción crece. Sin embargo, la potencia de bombeo y las potencias térmicas del subenfriador y del generador disminuyen. Esto indica que si la presión de absorción se eleva, menores potencias de generación y de bombeo se requieren.

Si se comparan las figuras 3.26 y 3.28 se puede concluir que, de las variables T_8 y P_4 , la operación de la instalación experimental estará definida principalmente por la temperatura de generación en primer lugar y por la presión de absorción en segundo término.

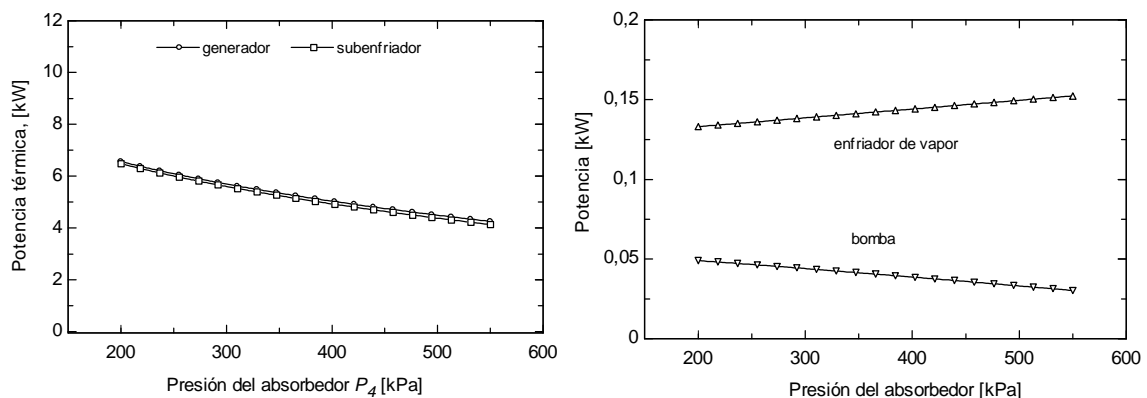


Figura 3.28. Potencias térmicas y de bombeo en función de la presión de absorción.

En las figuras 3.29 y 3.30 las variables de salida son mostradas en función de las dos variables independientes T_8 y P_4 . La figura 3.29 muestra la potencia térmica en el generador y el cambio de concentración en la instalación, con un caudal másico de disolución de 300 kg/h.

De la figura 3.29 puede observarse que si la presión de absorción P_4 y la temperatura de la disolución a la salida del generador T_8 son variadas al mismo tiempo, la mayor potencia térmica en el generador \dot{Q}_g debería suministrarse con los valores más altos de T_8 y con las presiones P_4 más bajas. De la figura también puede observarse que el cambio de concentración más grande puede alcanzarse con la temperatura T_8 más alta, siendo el cambio menor al variar la presión de absorción, P_4 .

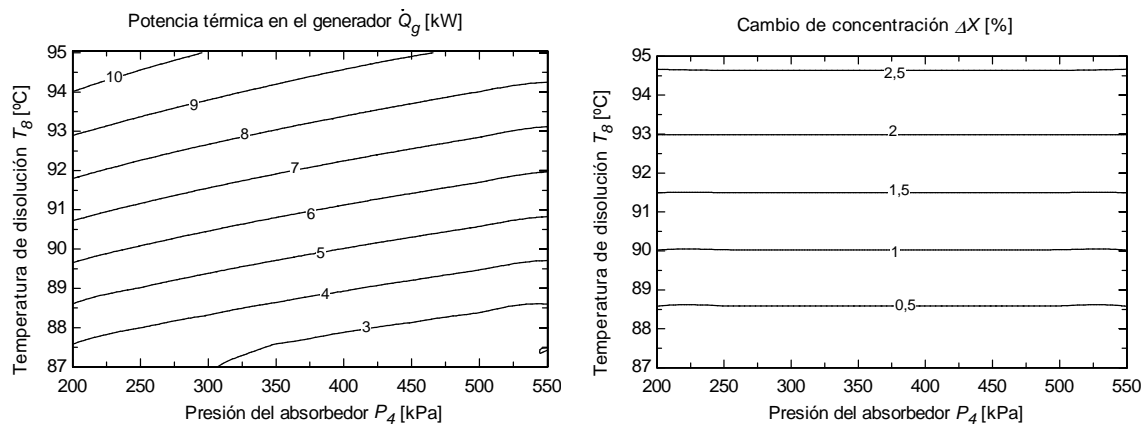


Figura 3.29. Potencia del generador y cambio de concentración en función de P_4 y T_8 .

La figura 3.30 muestra el Coeficiente de Operación Equivalente (*ECOP*, por las siglas en inglés, Equivalent Coefficient Of Performance) del compresor termoquímico. Este representa la relación entre el caudal másico de vapor separado en el generador y la potencia térmica suministrada a la instalación experimental. Matemáticamente puede expresarse de la forma:

$$ECOP = \frac{\dot{m}_v}{\dot{Q}_g} \quad (3.16)$$

Como puede observarse de la figura, los valores más altos son previstos a temperaturas T_8 y presiones P_4 mayores.

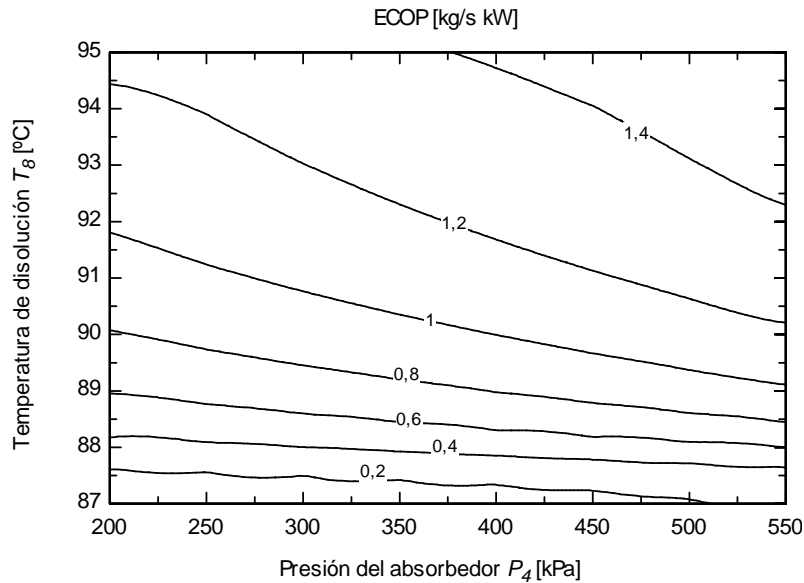


Figura 3.30. Coeficiente de operación equivalente, $ECOP$, en función de P_4 y T_8 .

3.4. Comparación de resultados de la simulación con los experimentales

Los resultados obtenidos utilizando el modelo termodinámico son comparados con los datos experimentales en esta sección. Los resultados aquí mostrados corresponden a los ensayos realizados con los cuatro tipos de atomizado: cono sólido, cono hueco, niebla y lámina a la altura de 205 mm analizados posteriormente en el capítulo 5.

La comparación del cambio de concentración se muestra en la figura 3.31a, en donde se observa que el 93% de los resultados de la simulación son mayores que los experimentales entre un 31% y un 45%. Esto se debe principalmente al factor de aproximación al equilibrio, F , debido a que en el modelo se considera igual a 1, sin embargo, como se muestra en el capítulo 5, este parámetro es menor que la unidad. Gráficamente en la figura 3.31b, se muestra que al cambiar en el modelo el valor de F a 0,83 que es valor medio de los cuatro atomizados analizados, los resultados se aproximan a los experimentales.

La comparación de la relación de circulación¹⁶, parámetro importante para el sistema de bombeo, se muestra en la figura 3.32a. En ella se observa que el 93% de los resultados del modelo predice relaciones de circulación del orden de 34% a 58% menores que el valor real de este parámetro. Esto es debido principalmente a la sobrepredicción del cambio de concentración

¹⁶ La relación de circulación está definida como $f = \frac{\dot{m}_{ds}}{\dot{m}_v}$.

mostrado en el párrafo anterior. Al asignar un valor de 0,83 al factor de aproximación al equilibrio, los resultados del modelo mejoran un 30% aproximadamente, como se muestra en la figura 3.32b.

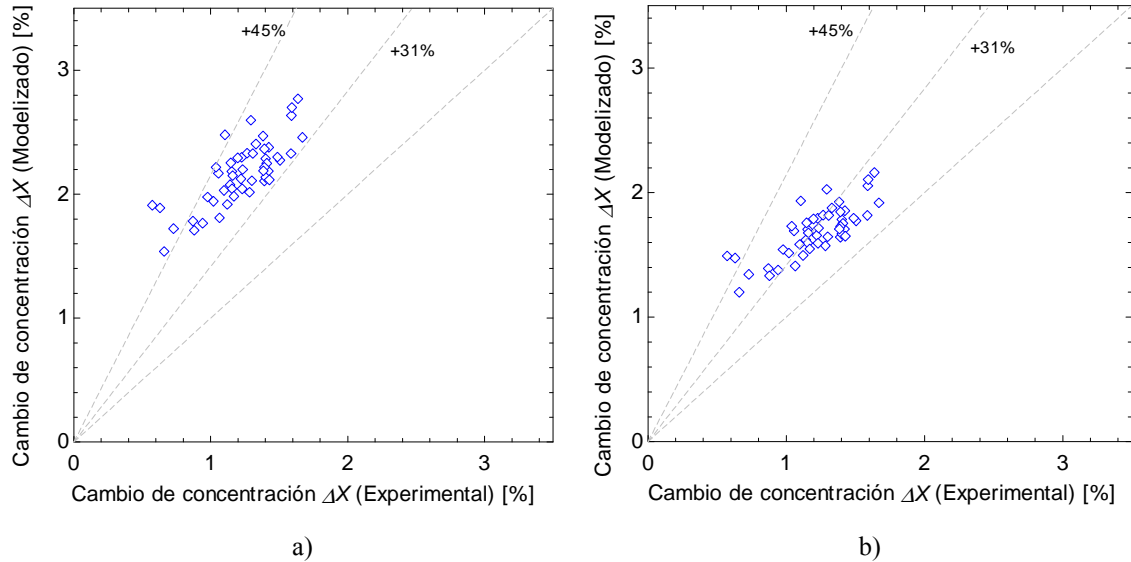


Figura 3.31. Comparación de resultados del cambio de concentración calculado respecto al experimental, a) $F=1$; b) $F=0,83$.

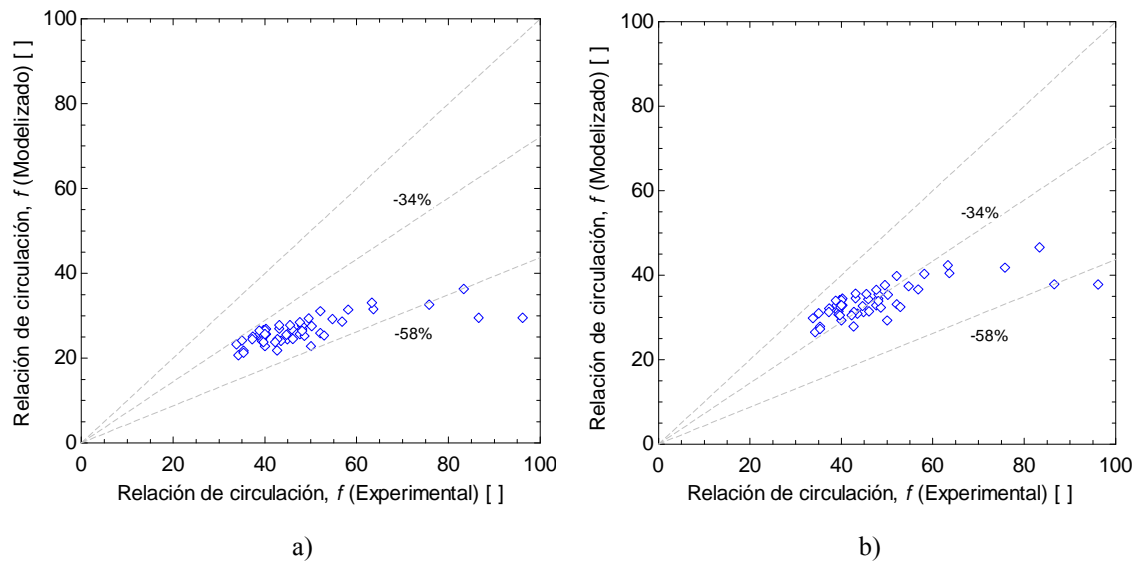


Figura 3.32. Comparación de resultados de relación de circulación calculada respecto a la experimental, a) $F=1$; b) $F=0,83$.

La figura 3.33a muestra la comparación de la potencia térmica del generador, en donde se observa que el modelo predice resultados inferiores a los reales. Esto se debe a que en el modelo, además del factor de aproximación al equilibrio como se ha comentado antes, fue considerada una eficiencia ϵ del recuperador de calor de 70%, en tanto que experimentalmente

los resultados de este parámetro fueron de 50% en valor medio. Los resultados con $F=0,83$ y $\varepsilon=0,5$ se muestran en la figura 3.33b en donde puede apreciarse la mejora de la predicción.

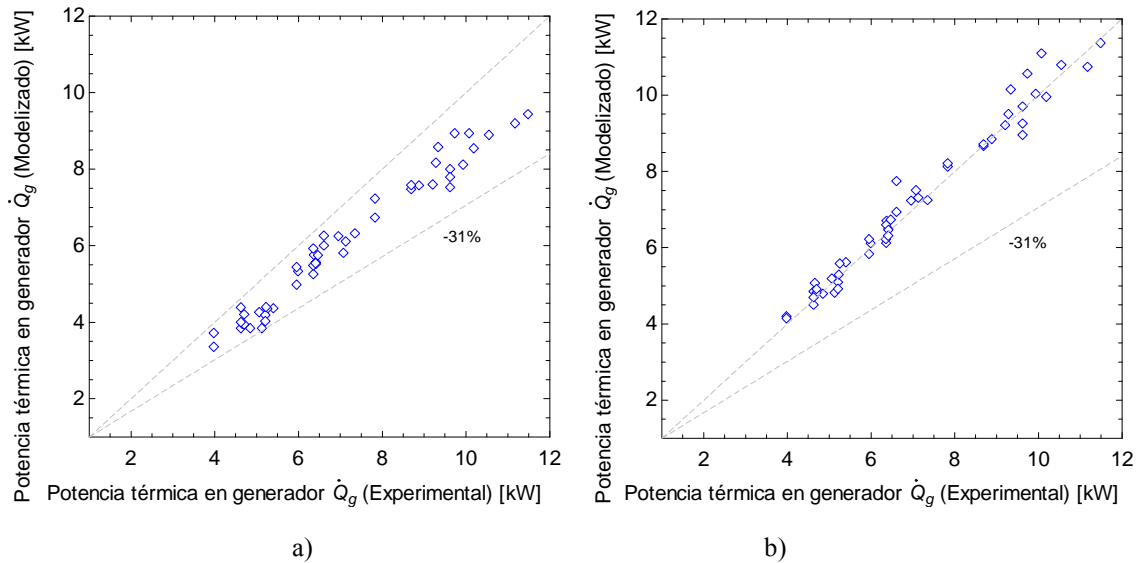


Figura 3.33. Comparación de resultados de potencia térmica del generador calculada respecto a la experimental, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$.

El efecto del cambio de concentración y de la eficiencia del recuperador puede apreciarse en el Coeficiente de Operación Equivalente mostrado en la figura 3.34a, en donde se observa que el 95% de los resultados del modelo sobrepredice entre 34% y 65% los resultados reales de este parámetro. En la figura 3.34b se muestran los resultados una vez introducidos al modelo $F=0,83$ y $\varepsilon=0,5$.

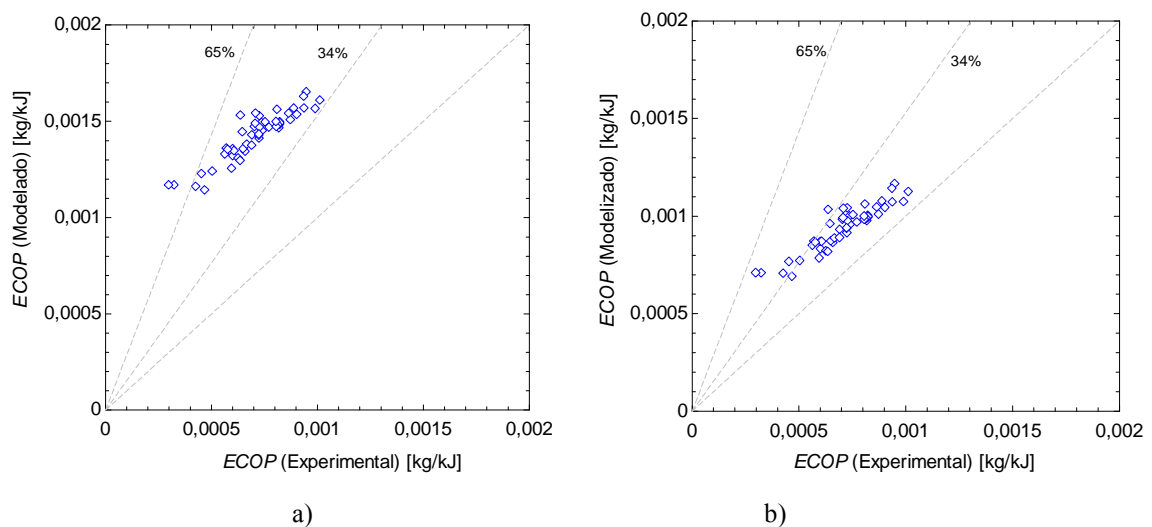


Figura 3.34. Comparación de resultados de Coeficiente de Operación Equivalente calculado respecto al experimental, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$.

Algunos parámetros de gran interés a la hora de seleccionar una máquina de refrigeración por absorción son la potencia frigorífica, \dot{Q}_e y el COP . A continuación se describe el método utilizado en esta tesis para calcular estas variables y se comparan los resultados obtenidos de la simulación con los semiempíricos¹⁷.

El flujo de vapor separado en el generador, \dot{m}_v , la entalpía del amoníaco como líquido saturado a la presión del generador, $h_{ls}(P_g)$ y la entalpía del vapor saturado a la presión del absorbedor, $h_{vs}(P_a)$, pueden ser utilizados para determinar la potencia frigorífica que podría suministrar la instalación si se añadiesen el resto de componentes (evaporador y condensador):

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_v \cdot (h_{vs}(P_a) - h_{ls}(P_g)) \quad (3.17)$$

El Coeficiente de Operación, COP , se determina mediante:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (3.18)$$

Los resultados de la simulación y los semiempíricos de ambos parámetros son comparados en las figuras 3.35a y 3.36a. De ambas figuras se observa que el 96% de los resultados del modelo sobrepredicen los resultados experimentales de la potencia frigorífica hasta en 38%, en tanto que el COP es sobrepredicho hasta en 65%. Esto se debe, como se ha comentado anteriormente, a que el factor de aproximación al equilibrio en el absorbedor adiabático ha sido considerado con un valor de 1 y la eficiencia del recuperador de calor con un valor constante de 70%. Sin embargo, durante los experimentos el primer parámetro es menor de la unidad, en tanto que el segundo factor estuvo en el orden de 50%. Una vez incluidos los valores de $F=0,83$ y $\varepsilon=0,5$ en el modelo, la mejora de los resultados de la simulación puede observarse en las figuras 3.35b y 3.36b.

¹⁷ Se les denomina semiempíricos porque aunque el caudal de vapor es medido experimentalmente, el cambio de entalpía en el evaporador es determinado teóricamente.

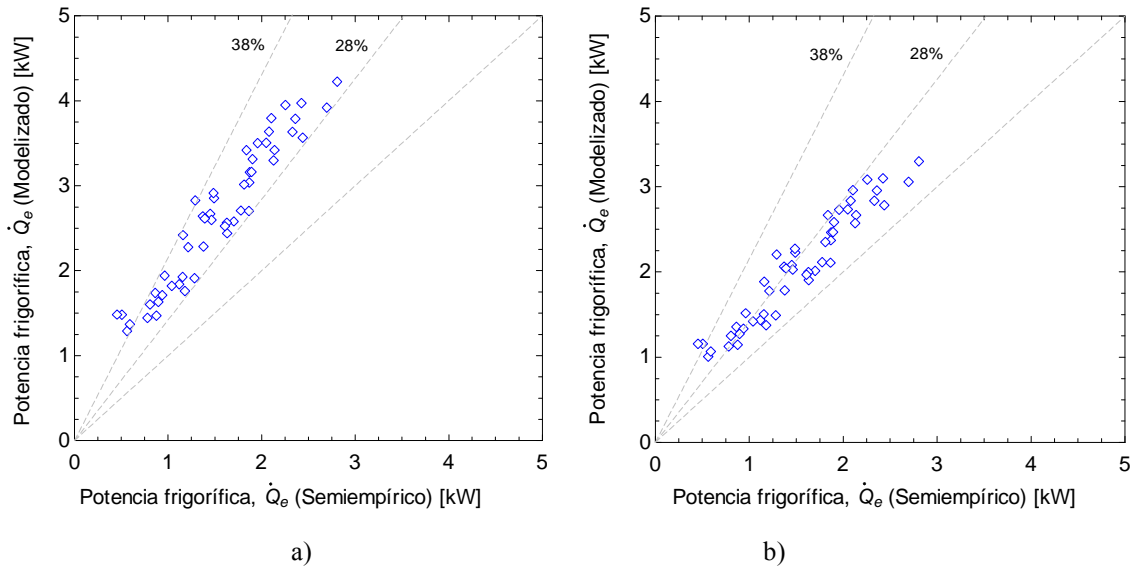


Figura 3.35. Comparación de resultados de potencia frigorífica calculada respecto a los semiempíricos, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$.

Las posibles causas de las discrepancias remanentes entre los resultados de la simulación y la experimentación pueden ser debidas a que en el modelo se consideran expansiones isoentálpicas en las válvulas y la existencia del equilibrio químico y mecánico a la salida de todos los componentes. Por otra parte no están consideradas las pérdidas de presión en componentes principales, tuberías y accesorios, los intercambios de calor con el entorno, entre otros factores.

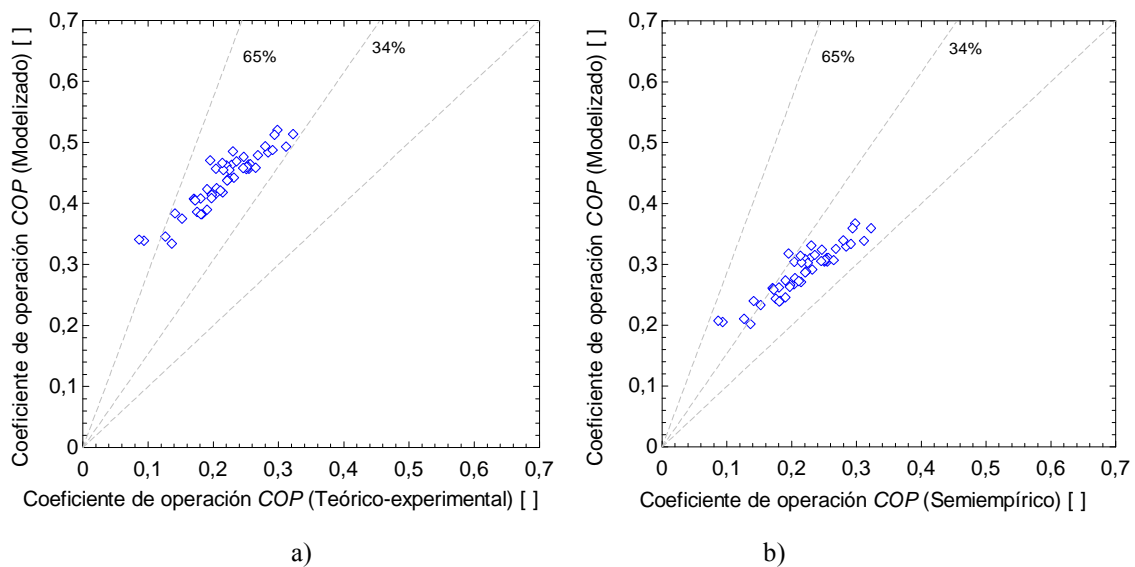


Figura 3.36. Comparación de resultados de COP calculado respecto a los semiempíricos, a) $F=1$; $\varepsilon=0,7$; b) $F=0,83$; $\varepsilon=0,5$.

3.5. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha llevado a cabo una descripción de la instalación experimental, incluyendo la calibración y el cálculo de la incertidumbre de los instrumentos de medición. Esta instalación ha sido la utilizada para evaluar la transferencia de masa en el absorbedor adiabático y la transferencia de calor y pérdida de carga en flujo bifásico en el generador de placas, como se muestra en capítulos posteriores.

Se ha desarrollado un modelo termodinámico del banco de ensayos con el objetivo de predecir su comportamiento en condiciones variables empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio. Los resultados del modelo han mostrado que la temperatura de la disolución a la salida del generador es la que más influye, seguida de la presión del absorbedor.

Los resultados de la simulación se han comparado con los resultados experimentales obtenidos utilizando los cuatro tipos de atomizado a 205 mm de altura sobre el nivel del líquido, en donde se ha encontrado que el modelo sobrepredice los resultados experimentales de cambio de concentración, potencia frigorífica, *ECOP* y *COP*, en tanto que subpredice los resultados de potencia térmica en el generador y relación de circulación. La discordancia de los resultados de la simulación respecto a los experimentales se debe principalmente a dos factores: el factor de aproximación al equilibrio en el absorbedor y la eficiencia del recuperador de calor. El factor de aproximación al equilibrio en el modelo se ha considerado igual a 1, mientras que los resultados experimentales mostraron que este parámetro en media alcanza un valor de 0,83. La eficiencia del recuperador considerada en el modelo es de 70%, sin embargo la eficiencia experimental media del recuperador de calor se ha encontrado en 50%. El 85% de los resultados del modelo final, obtenido teniendo en cuenta estos dos parámetros, tiene una desviación máxima del 34% respecto a los resultados experimentales.

Capítulo 4

Flujo bifásico en un generador de placas

En la revisión bibliográfica mostrada en el capítulo 2 se ha identificado la necesidad de estudiar el flujo bifásico de disoluciones en intercambiadores de calor de placas de máquinas de absorción. En el capítulo 3 se ha mostrado un banco de ensayos de componentes de una máquina de absorción que cuenta con un generador de placas. En el presente capítulo se muestra el procedimiento experimental y la calibración de este intercambiador de calor de placas en régimen de flujo monofásico. De esta calibración se encontraron correlaciones de transferencia de calor y del factor de fricción de Fanning, las cuales son empleadas para el análisis del generador de placas en flujo bifásico. El análisis en flujo bifásico es realizado variando el flujo de calor y el flujo másico de la disolución. Los resultados encontrados son comparados con correlaciones presentadas en la literatura. Una correlación de transferencia de calor y una de pérdida de carga son encontradas en este estudio. Al final del capítulo se muestran las conclusiones obtenidas en él.

4.1. Equipo y procedimiento experimental

En el capítulo anterior se ha descrito la instalación experimental y la instrumentación utilizada para el estudio del generador de placas. En esta sección se muestra la geometría del generador y el procedimiento experimental utilizado tanto para el análisis en flujo monofásico como para flujo bifásico.

4.1.1. Geometría de la placa

Las características de las placas del generador se muestran en la figura 4.1, en donde pueden observarse parámetros como longitud, distancia entre puertos, ancho de las placas, etc.

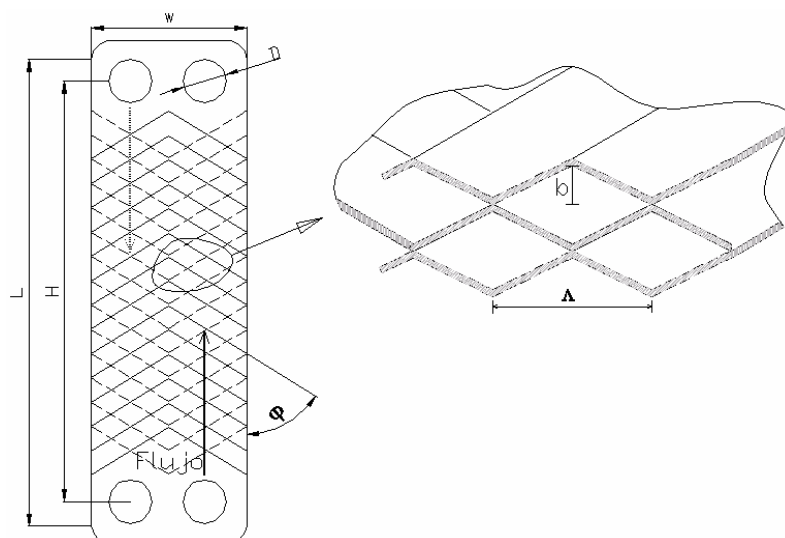


Figura 4.1. Esquema de las placas del intercambiador de calor usado como generador.

Los datos geométricos de las placas se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Parámetros geométricos del modelo AN76 de Alfa Laval.

Parámetro	
Número de placas (N_p)	20
Área de transferencia de calor efectiva de la placa (A)	0,1 m ²
Relación de áreas, factor de incremento de superficie (ϕ)	1,22
Altura del canal (b)	2,4 mm
Diámetro hidráulico (D_h)	3,9 mm
Ancho del canal (w)	175 mm
Longitud térmica efectiva (L)	576 mm
Distancia entre centros de los puertos (H)	519 mm
Diámetro de los puertos (D)	54 mm
Espesor de la placa (e)	0,4 mm
Paso de la corrugación (Λ)	9,85 mm
Ángulo de la corrugación (ϕ)	58,5°

4.1.2. Procedimiento experimental

El procedimiento experimental se presenta en dos partes, la primera seguida durante la calibración del generador en flujo monofásico y la segunda llevada a cabo durante los ensayos utilizados para el estudio del generador en flujo bifásico.

4.1.2.1. Flujo monofásico

Se ha desarrollado una campaña experimental de 96 ensayos para analizar la transferencia de calor y 89 para la pérdida de carga en estado estacionario.

Los fluidos caliente y frío utilizados fueron aceite diatermo S y agua respectivamente. Las propiedades del agua fueron tomadas del NIST, en tanto que las propiedades del aceite fueron proporcionadas por el fabricante, CEPESA.

Tanto para el análisis de transferencia de calor como para el análisis de pérdida de carga, la temperatura a la salida del agua, el caudal másico de aceite y el caudal másico del agua fueron variados como se muestra en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Rango de operación de parámetros para calibración del intercambiador en flujo monofásico.

Parámetro	Rango
Temperatura a la salida del generador ¹⁸ , T_8 [°C]	55-95; 15-140
Caudal másico de aceite, \dot{m}_h [kg/min]	7,3-72,6
Caudal másico de agua, \dot{m}_{cs} [kg/min]	2,5-9

El procedimiento experimental para el análisis del intercambiador de placas en flujo bifásico se muestra a continuación.

¹⁸ Los intervalos son para el análisis de transferencia de calor y de pérdida de carga respectivamente.

4.1.2.2. Flujo bifásico

El análisis de flujo bifásico ha consistido de una campaña experimental de 48 ensayos para el análisis de transferencia de calor y 10 ensayos para el análisis de pérdida de carga en estado estacionario. Los datos fueron guardados durante 10 minutos en intervalos de 5 segundos.

Los fluidos utilizados fueron agua en el lado caliente y disolución amoníaco-nitrato de litio en el lado frío. Las propiedades del agua fueron determinadas mediante el NIST, en tanto que las de la disolución mediante las correlaciones proporcionadas por Libotean et al. (2007, 2008) y Libotean (2008).

Para el análisis, la temperatura a la salida del generador y el caudal másico de la disolución se fijaron en los siguientes valores: (78, 82, 86, 90, 95) °C y (2,5; 3,5; 5) kg/min respectivamente.

4.2. Calibración del equipo en flujo monofásico

La calibración del generador de placas ha sido realizada con el fin de determinar correlaciones de transferencia de calor en simple fase que sean válidas para el rango de operación previsto en la región de subenfriamiento durante la ebullición. A continuación se muestra el procedimiento utilizado para el análisis y los resultados de la caracterización en flujo monofásico.

4.2.1. Análisis en flujo monofásico

El coeficiente global de transferencia de calor U se obtiene mediante:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.1)$$

donde A es el área superficial efectiva de intercambio de calor y F es el factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas ΔT_{lm} , el cual tiene en cuenta que las placas de los extremos transfieren calor a través de una sola cara, y ha sido tomado de Shah y Kandlikar (1986). La potencia térmica \dot{Q} es determinada de:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{o,c} - T_{i,c}) = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{i,h} - T_{o,h}) \quad (4.2)$$

La diferencia media logarítmica de temperaturas se determina mediante:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.3)$$

donde ΔT_1 y ΔT_2 se determinan para cada intercambiador o región de la que se trate. En el presente caso, al tratarse de flujos a contracorriente, se determina mediante:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{hi} - T_{co} \\ \Delta T_2 &= T_{ho} - T_{ci} \end{aligned} \quad (4.4)$$

En las ecuaciones anteriores los subíndices h y c denominan el fluido caliente y frío respectivamente, de la misma forma que los subíndices i y o representan la entrada y salida.

El coeficiente global de transferencia de calor, U , también puede ser relacionado con las resistencias térmicas de ambos lados del intercambiador de calor de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + R_h + \frac{1}{h_c} + R_c + \frac{e}{k_w} \quad (4.5)$$

en donde las resistencias por ensuciamiento R_h y R_c , pueden despreciarse debido a que la instalación es nueva, se trabaja en un circuito cerrado y a las observaciones hechas por Marriott (1971), descritas en la sección 2.2.1 de esta tesis.

Asimismo, mediante la definición del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (4.6)$$

y usando correlaciones de los parámetros adimensionales característicos de la transferencia de calor en el intercambiador, pueden determinarse los coeficientes h_h y h_c . Las correlaciones son de la forma de la ecuación (2.1) o (2.2) dependiendo si el flujo es turbulento o laminar respectivamente.

Cuando ambos coeficientes de transferencia de calor deben encontrarse experimentalmente, pueden determinarse de manera iterativa mediante el método de Wilson modificado, como se muestra a continuación.

4.2.2. Método de Wilson modificado

El método de Wilson ha sido inicialmente propuesto por Wilson (1915) para determinar coeficientes de transferencia de calor en intercambiadores de calor tubulares. El método ha sido modificado por Briggs y Young (1969), con el fin de poder usar diferentes caudales y temperaturas a ambos lados del intercambiador. Este método ha sido utilizado asimismo para determinar correlaciones de transferencia de calor en tubos concéntricos por Khartabil et al. (1988), dando buenos resultados.

Una valoración del método de Wilson modificado la hace Shah (1990). El autor comenta que este método es válido para analizar datos experimentales de transferencia de calor en donde los coeficientes a determinar pueden ser de ambos lados o de un solo lado del intercambiador de calor. Los autores Fernández-Seara et al. (2005 y 2007a) han utilizado y realizado una revisión bibliográfica del método de Wilson modificado para determinar coeficientes de transferencia de calor, encontrando buena aceptación del procedimiento para la determinación de estos coeficientes.

Diversos autores han empleado el método de Wilson modificado para determinar correlaciones de transferencia de calor en intercambiadores de calor de placas en flujo monofásico, Muley y Manglik (1999) y Gutiérrez (2009). Para calibración en flujo monofásico de intercambiadores de placas usados como evaporador se tienen los trabajos presentados por Yan y Lin (1999), Hsieh et al. (2002), Hsieh y Lin (2002), Hsieh y Lin (2003), Longo et al. (2004), Jokar et al. (2006) y Longo y Gasparella (2007a, 2007b y 2007c).

En esta tesis el método de Wilson modificado es empleado para determinar los coeficientes de transferencia de calor en simple fase de ambos lados del intercambiador de placas, sustituyendo h_h y h_c en la ecuación (4.5) por las ecuaciones que se obtienen al utilizar las correlaciones de la forma de la ecuación (2.1). La misma ecuación (4.5) es representada de la siguiente forma después de seguir el procedimiento anterior:

$$\left(\frac{1}{U} - \frac{e}{k_w}\right) \frac{k_h}{D_h} Re_h^m Pr_h^n \left(\frac{\mu_h}{\mu_{w,h}}\right)^d = \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \frac{Re_h^m Pr_h^n k_h \left(\frac{\mu_h}{\mu_{w,h}}\right)^d}{Re_c^m Pr_c^n k_c \left(\frac{\mu_c}{\mu_{w,c}}\right)^d} \quad (4.7)$$

Por conservativismo, a las constantes n y d se les han asignado valores constantes de 1/3 y 0,14 respectivamente como lo muestran Shah y Focke (1988). Nótese que el exponente m del

número de Reynolds, Re , se considera igual para ambos flujos. Esto debido a que la geometría de ambos lados es la misma. De la ecuación (4.7) se observa que ésta puede representarse mediante una recta de la forma¹⁹:

$$Y = B_0 + B_1 Z \quad (4.8)$$

En la ecuación (4.7) a la constante m se le asigna un valor inicial y mediante un primer ajuste lineal pueden determinarse las constantes C_h y C_c . Utilizando los valores encontrados de C_h y C_c , y después de realizar una nueva manipulación de la ecuación (4.5), se obtiene una ecuación de la forma:

$$\ln \left[\left(\frac{1}{U} - \frac{e}{k_w} - \frac{D_h}{k_c Re_c^m Pr_c^{1/3} C_c \left(\frac{\mu_c}{\mu_{w,c}} \right)^{0,14}} \right) Pr_h^{1/3} \frac{k_h}{D_h} \left(\frac{\mu_h}{\mu_{w,h}} \right)^{0,14} \right]^{-1} = m \cdot \ln(Re_h) + \ln(C_h) \quad (4.9)$$

De esta ecuación puede encontrarse un nuevo valor de m . Si este valor es igual al propuesto inicialmente el cálculo es finalizado y las correlaciones de transferencia de calor son encontradas. De lo contrario, se repite el procedimiento hasta que m converja.

4.2.3. Resultados de la calibración en flujo monofásico

Los resultados de la calibración del generador en flujo monofásico son presentados a continuación tanto para transferencia de calor como para pérdida de carga. Los resultados de la pérdida de carga en flujo monofásico en el generador fueron presentados por Ventas et al. (2008), en donde los autores determinan correlaciones del factor de fricción para flujo laminar y flujo turbulento como se muestra a continuación:

$$\begin{array}{ll} f_{SP} = 17,42 \cdot Re^{-0,5141} & \text{Para } Re \leq 50 \quad \textit{la min ar} \\ f_{SP} = 2,86 \cdot Re^{-0,1048} & Re \geq 180 \quad \textit{turbulento} \end{array} \quad (4.10)$$

Los resultados de transferencia de calor han sido iniciados en los trabajos desarrollados por Marquínez (2007), González (2008), Zacarías et al. (2007a) y Ventas et al. (2008). No obstante,

¹⁹ Las constantes B_0 y B_1 son respectivamente la ordenada al origen y la pendiente de la recta, con variable dependiente Y y variable independiente Z .

en aquellos trabajos no estuvo incluida ni la relación de viscosidades ni el factor de corrección F de la diferencia media logarítmica de temperaturas.

Aunque Marriott (1977) propone correlaciones de transferencia de calor para flujo laminar de la forma de la ecuación (2.2), Wanniarachchi et al. (1995) correlacionan el número de Nusselt con una única función válida tanto para régimen laminar como turbulento. Asimismo, las correlaciones de transferencia de calor para fluidos viscosos que proponen Warnakulasuriya y Worek (2006) y Gutiérrez (2009) tienen la forma de la ecuación (2.1).

En este trabajo, una vez incluida la relación de viscosidades y el factor F de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas, utilizando el método de Wilson modificado se han encontrado las siguientes correlaciones con R^2 de 94,1%:

$$Nu_h = 0,172 \cdot Re_h^{0,789} Pr_h^{1/3} \left(\frac{\mu_h}{\mu_{w,h}} \right)^{0,14} ; \quad 21 < Re_h < 417; \quad 52 < Pr_h < 137 \quad (4.11)$$

$$Nu_c = 0,177 \cdot Re_c^{0,789} Pr_c^{1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{w,c}} \right)^{0,14} ; \quad 71 < Re_c < 416; \quad 2 < Pr_c < 3,8 \quad (4.12)$$

Debido a que la geometría de ambos lados del intercambiador de calor es la misma, ambas correlaciones mostradas en las ecuaciones (4.11) y (4.12) deberían ser la misma, la mínima diferencia que existe en las constantes pueden ser debido a errores instrumentales, al tamaño de la muestra, a las hipótesis asumidas y a la incertidumbre en las propiedades del aceite.

Las correlaciones de transferencia de calor mostradas en las ecuaciones (4.11) y (4.12) reproducen el 90% de los resultados experimentales con una desviación menor del 12,5%, como se muestra en la figura 4.2.

Para calcular la viscosidad μ_w se utiliza la temperatura de la pared de la placa, determinada mediante la temperatura media del fluido caliente, $T_{h,m}$ y frío, $T_{c,m}$ como:

$$T_{w,m} = \frac{T_{h,m} + T_{c,m}}{2} \quad (4.13)$$

Las correlaciones encontradas para ambos lados del generador operando en flujo monofásico son comparadas mediante el grupo adimensional $j_{Nusselt}$, j_{Nu} , el cual elimina el efecto

de las propiedades del fluido y es utilizado para comparar diferentes geometrías. Este grupo está definido como:

$$j_{Nu} = \frac{Nu}{Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}} \quad (4.14)$$

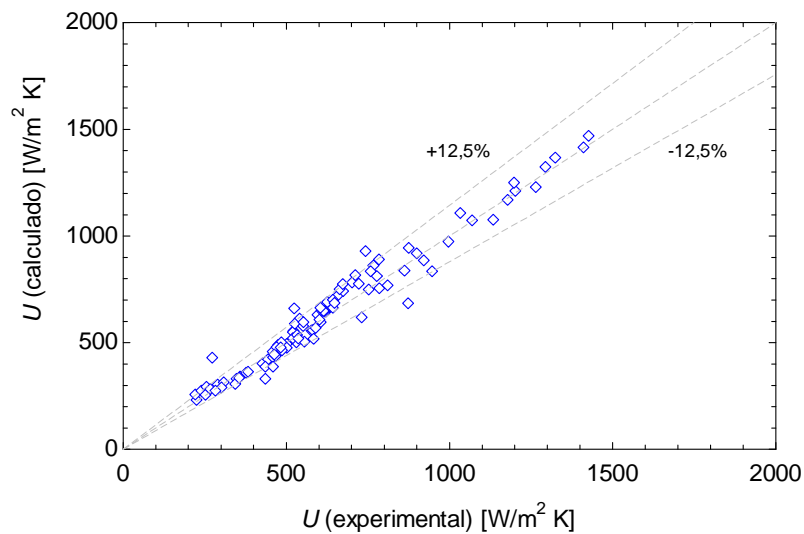


Figura 4.2. Coeficiente global de transferencia de calor calculado respecto al experimental.

Las correlaciones de transferencia de calor encontradas en esta tesis son comparadas en la figura 4.3 con las correlaciones de flujo monofásico propuestas por Wanniarachchi et al. (1995), Warnakulasuriya y Worek (2006) y Gutiérrez (2009), mostradas en el capítulo 2. Las correlaciones del primer trabajo cubren los regímenes laminar y turbulento, en tanto que las dos últimas son propuestas para fluidos viscosos específicos con números de Reynolds mayores de 250 y 50 respectivamente.

En la figura 4.3 puede observarse la concordancia de las correlaciones encontradas en este trabajo con la correlación propuesta por Warnakulasuriya y Worek (2006), además de tener la misma pendiente que la obtenida por Gutiérrez (2009). La correlación de Wanniarachchi et al. (1995) tiene una pendiente diferente aunque los valores obtenidos son cercanos.

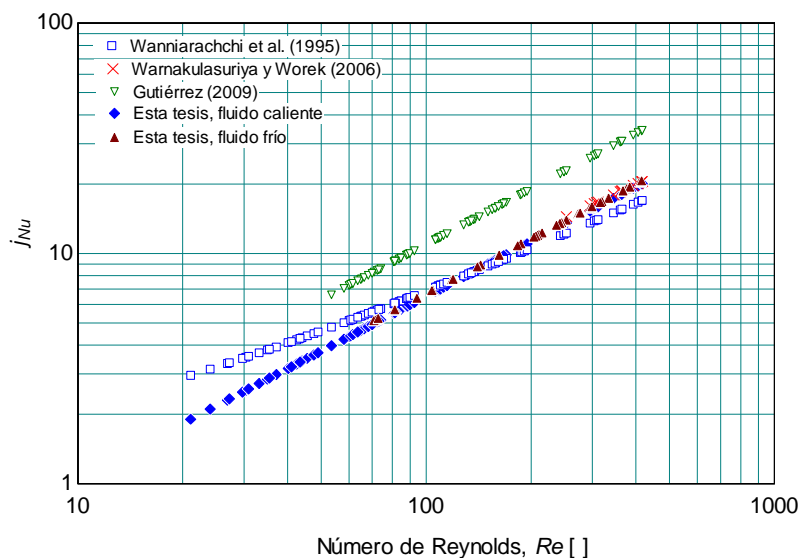


Figura 4.3. Comparación del j_{Nu} en flujo monofásico con resultados de otros autores.

4.3. Ebullición forzada en el generador

El análisis de ebullición forzada en el intercambiador de calor de placas es llevado a cabo dividiendo al generador en dos regiones. La primera zona es llamada “región de subenfriamiento”, en donde la disolución líquida es calentada hasta llegar a la temperatura de saturación, y a la segunda parte del generador se le denomina “región de ebullición” en donde vapor de amoníaco es separado de la disolución amoníaco-nitrato de litio.

4.3.1. Región de subenfriamiento

La región de subenfriamiento es delimitada una vez que es conocida la temperatura de saturación de la disolución, calculada mediante el diagrama de Dühring a la concentración de entrada y la presión de salida del generador, debido a que la pérdida de carga en el interior del generador es despreciable. A esta temperatura se le llama temperatura de inicio de la ebullición, T_b .

Un esquema del comportamiento esperado del flujo dentro del generador de placas se muestra en la figura 4.4, esto si se produce un estado de equilibrio local. En la figura además se observa el perfil de temperatura tanto en la región de subenfriamiento como en la región de ebullición forzada.

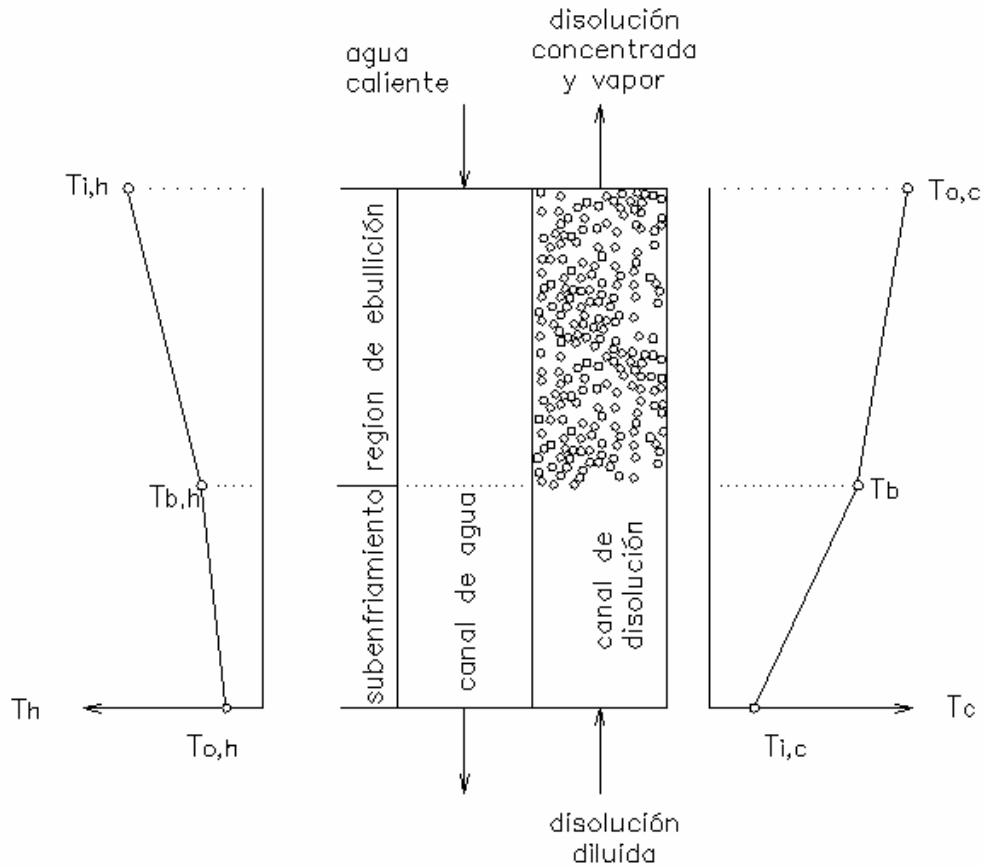


Figura 4.4. Esquema del comportamiento esperado de las regiones de subenfriamiento y ebullición forzada en el generador de placas.

Las correlaciones de Infante Ferreira (1984a) han sido ampliamente usadas en la literatura para determinar las propiedades de la disolución amoníaco-nitrato de litio. En este trabajo la presión determinada mediante dichas ecuaciones fue inferior a la presión medida durante la experimentación, aspecto que limitó el análisis del flujo bifásico del generador de placas. Esto no sucedió al usar las correlaciones propuestas por Libotean et al. (2007, 2008) y Libotean (2008). En esta tesis, las propiedades de la disolución amoníaco-nitrato de litio de: presión, calor específico, densidad y viscosidad absoluta fueron determinadas con las correlaciones de 2007 y 2008, en tanto que la conductividad y la Difusividad másica fueron determinadas mediante las correlaciones propuestas por Infante Ferreira (1984a). Las correlaciones usadas son mostradas en los anexos a esta tesis.

La temperatura del fluido caliente en el punto de inicio de la ebullición y la potencia intercambiada en la zona de disolución subenfriada son determinados mediante un balance de energía a esta región:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}_{ds}(i_{ds,b} - i_{ds,i}) = \dot{m}_h C p_h (T_{h,b} - T_{h,o}) \quad (4.15)$$

El área de transferencia de calor de esta región de subenfriamiento se obtiene mediante:

$$A_{sub} = \frac{\dot{Q}_{sub}}{U_{sub} \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.16)$$

en donde el factor de corrección de temperaturas F se determina como en la sección 4.2.1, en tanto que el coeficiente global de transferencia de calor U_{sub} y la diferencia media logarítmica de temperaturas, se determinan mediante:

$$U_{sub} = \frac{1}{\frac{1}{h_{sub,h}} + \frac{1}{h_{sub,c}} + \frac{e}{k_w}} \quad (4.17)$$

$$\Delta T_{sub,lm} = \frac{\Delta T_{sub,1} - \Delta T_{sub,2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{sub,1}}{\Delta T_{sub,2}}\right)} \quad (4.18)$$

Los coeficientes de transferencia de calor en simple fase $h_{sub,h}$ y $h_{sub,c}$ son determinados mediante las correlaciones encontradas en la calibración del generador en simple fase, ecuaciones (4.11) y (4.12). Las diferencias de temperaturas $\Delta T_{sub,1}$ y $\Delta T_{sub,2}$ son determinados mediante:

$$\begin{aligned} \Delta T_{sub,1} &= T_{h,b} - T_b \\ \Delta T_{sub,2} &= T_{h,o} - T_{c,i} \end{aligned} \quad (4.19)$$

4.3.2. Región de ebullición

Una vez delimitada la región de subenfriamiento se desarrolla el análisis de la región de ebullición. El área de transferencia de calor y la potencia intercambiada en esta región son determinados mediante:

$$A_{TP} = A - A_{sub} \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{TP} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_{sub} \quad (4.21)$$

La potencia térmica \dot{Q}_g del generador es medida por el vatímetro. El coeficiente global de transferencia de calor, U_{TP} , en esta región es determinado mediante:

$$U_{TP} = \frac{\dot{Q}_{TP}}{A_{TP} \cdot F \cdot \Delta T_{TP,lm}} \quad (4.22)$$

en donde el factor de corrección F de la diferencia media logarítmica de temperaturas se determina con las propiedades medias del líquido y el vapor. La diferencia media logarítmica de temperaturas es determinada de:

$$\Delta T_{TP,lm} = \frac{\Delta T_{TP,1} - \Delta T_{TP,2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{TP,1}}{\Delta T_{TP,2}}\right)} \quad (4.23)$$

con

$$\begin{aligned} \Delta T_{TP,1} &= T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_{TP,2} &= T_{h,b} - T_b \end{aligned} \quad (4.24)$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor de ebullición es determinado mediante:

$$h_{TP} = \frac{1}{\frac{1}{U_{TP}} - \frac{1}{h_{h,b}} - \frac{e}{k_w}} \quad (4.25)$$

en donde $h_{h,b}$ es el coeficiente de transferencia de calor en flujo monofásico del fluido caliente en la región de ebullición del amoniaco y es determinado mediante las correlaciones encontradas en la calibración del generador en flujo monofásico, ecuaciones (4.11) y (4.12).

4.3.3. Pérdida de carga en ebullición

La pérdida de carga por fricción en la región de ebullición es determinada mediante:

$$\Delta P_{fr,TP} = \Delta P_{exp} - \Delta P_{fr,sub} - \Delta P_{sin} - \Delta P_{acc} \quad (4.26)$$

donde ΔP_{exp} es la pérdida de presión medida por el medidor de presión diferencial instalado del lado de la disolución en el generador. La pérdida de presión debida a la gravedad no es tomada

en cuenta debido a la adecuada instalación del transductor de presión diferencial y a que se tuvo especial cuidado de que los tubos del medidor estuvieran completamente llenos de líquido.

$\Delta P_{fr,sub}$ es la pérdida de presión por fricción en la región de subenfriamiento y tiene la forma:

$$\Delta P_{fr,sub} = \frac{1}{2} \left(f \frac{\rho \cdot u^2 \cdot L}{D_h} \right)_{sub} \quad (4.27)$$

en donde el factor de fricción de Fanning f es calculado mediante la correlación para el factor de fricción determinada de la calibración del generador, ecuación (4.10).

Las corrugaciones deben ser tomadas en cuenta cuando se determina la longitud recorrida por la solución en el interior del intercambiador de calor, Heavner (1993). La longitud efectiva es determinada de la forma:

$$L_{sub} = \frac{A_{sub}}{w} \quad (4.28)$$

El diámetro hidráulico es determinado de:

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\phi} \quad (4.29)$$

donde el factor de incremento de superficie, relación de áreas, ϕ es:

$$\phi = \frac{A}{A_p} \quad (4.30)$$

donde A_p es el área proyectada.

Las pérdidas de presión debidas a las singularidades, incluidos los puertos de entrada y salida y sus correspondientes conexiones, son determinadas como lo proponen Shah y Focke (1988):

$$\Delta P_{sin} = 1,5 \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \quad (4.31)$$

La densidad promedio puede ser obtenida usando el modelo homogéneo y la calidad del vapor promedio x_m :

$$\rho_m = \left(\frac{x_m}{\rho_v} + \frac{1-x_m}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (4.32)$$

La pérdida de presión por la aceleración del fluido debida a la ebullición es calculada de:

$$\Delta P_{acc} = G^2 \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) \cdot x \quad (4.33)$$

4.4. Resultados de ebullición forzada

Una campaña experimental de 48 ensayos para el análisis de transferencia de calor y 10 ensayos para el análisis de pérdida de carga se ha desarrollado con la instalación experimental mostrada en la figura 3.1, empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio para analizar el comportamiento del generador de placas en ebullición. El comportamiento estacionario de las variables medidas y los resultados de cada región del generador se muestra a continuación.

4.4.1. Comportamiento estacionario de los parámetros medidos

El comportamiento estacionario de las temperaturas de ambos fluidos a la entrada y salida del generador, el caudal másico de la disolución diluida y del vapor, así como la potencia térmica medida es mostrado en esta sección. Las figuras que se muestran fueron elaboradas a partir de los datos de los ensayos realizados con un atomizador de cono sólido instalado en el absorbedor a 165 mm de altura sobre el nivel del líquido. La temperatura y el caudal de disolución ensayados en el caso que se muestra fueron respectivamente de 82 °C y 3,5 kg/min.

La figura 4.5 muestra el comportamiento estacionario de las temperaturas de la disolución y del fluido caliente a la entrada y salida del generador, así como la desviación estándar de cada una. Puede observarse que la desviación de la temperatura de la disolución a la salida del generador es 0,2%, en tanto que la máxima desviación es encontrada para la temperatura de entrada del fluido caliente, en este caso 0,3%.

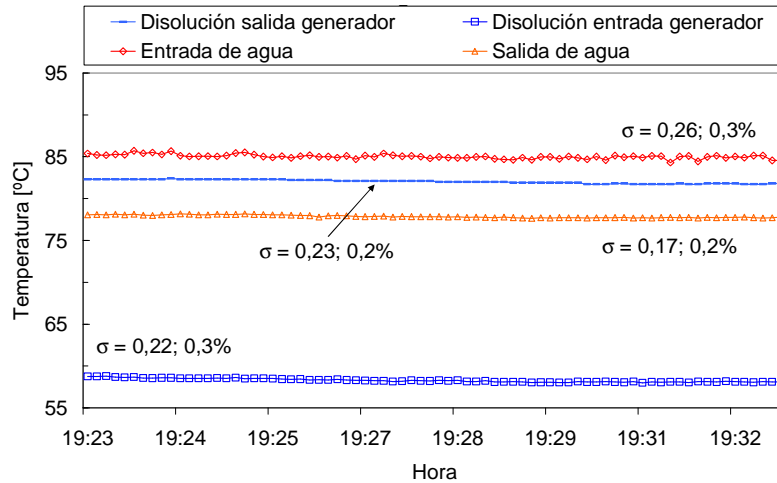


Figura 4.5. Temperaturas en la entrada y salida de cada lado del generador de placas durante un experimento.

La figura 4.6 muestra el comportamiento estacionario del caudal de disolución diluida, del vapor y del fluido caliente durante un estado estacionario. Puede observarse que la desviación estándar del caudal controlado (caudal de disolución) es de 0,07%, en tanto que la desviación del caudal másico del vapor se encuentra en 1,15%. La del fluido caliente en este caso es de 0,2%.

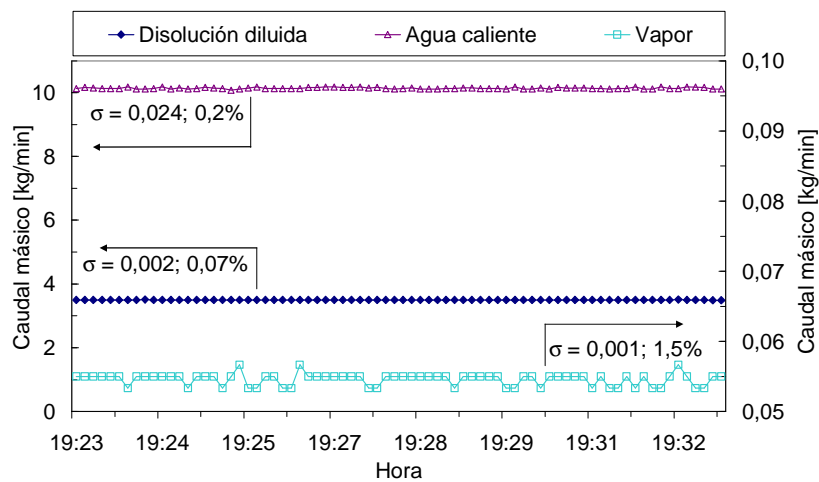


Figura 4.6. Caudales másicos durante un experimento.

La potencia térmica suministrada por las resistencias, medida con el vatímetro, es mostrada en la figura 4.7, en donde puede observarse la desviación estándar de 0,7%.

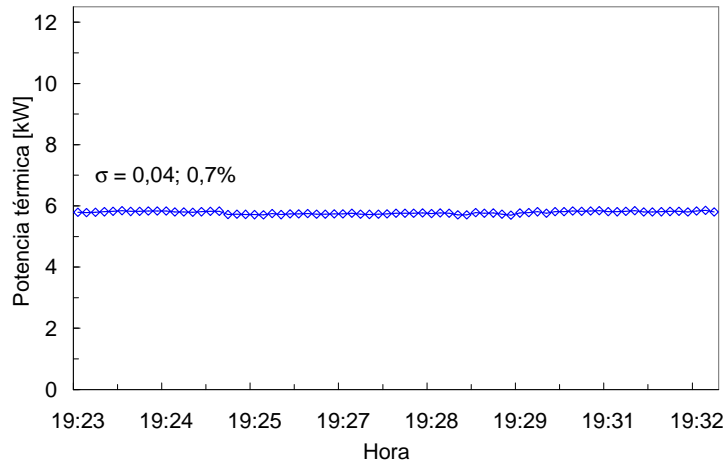


Figura 4.7. Potencia térmica en el generador medida con el vatímetro durante un experimento.

4.4.2. Resultados de la región de subenfriamiento

Del análisis experimental del generador de placas se han encontrado los coeficientes de transferencia de calor en flujo monofásico obtenidos en la región de subenfriamiento. El comportamiento de estos coeficientes respecto al número de Reynolds con tres flujos másicos de disolución diluida G y tres flujos de calor q'' es mostrado en la figura 4.8. Puede observarse que para un mismo número de Reynolds podrían obtenerse coeficientes de transferencia de calor mayores con un flujo másico más grande.

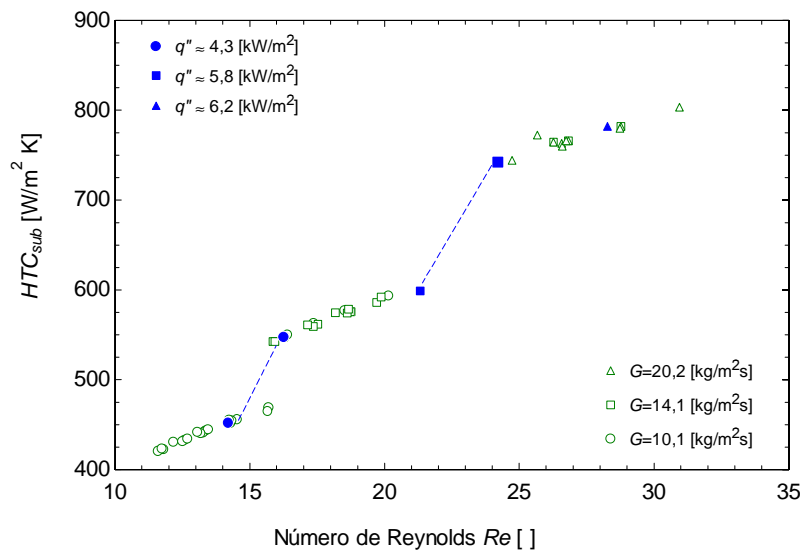


Figura 4.8. Coeficiente de transferencia de calor por convección en la región de subenfriamiento en función del número de Reynolds, para diferentes flujos másicos y de calor.

Asimismo puede observarse de la figura 4.8 que, para un mismo flujo másico, a mayor número de Reynolds los coeficientes de transferencia de calor son mayores debido a que el flujo de calor es mayor. El flujo de calor empleado en esta región ha variado entre 5-8 kW/m². Por tanto, puede concluirse que el coeficiente de transferencia de calor en la zona de subenfriamiento está relacionado con el flujo de calor y el flujo másico. Según aumentan estos flujos aumenta el coeficiente de transferencia de calor.

La variación del área utilizada en cada región en el generador de placas respecto a la calidad del vapor separado es mostrada en la figura 4.9, en donde se observa que prácticamente la misma área es utilizada durante todos los ensayos. De la figura puede observarse que aproximadamente el 67% del área total de intercambio de calor es usado para el proceso de ebullición, en tanto que cerca del 33% es usada para llevar el fluido a condiciones de saturación. Esto indica que la disolución entra con cierto grado de subenfriamiento, lo cual supone que parte del calor suministrado será usado para calentamiento de la disolución.

El grado de subenfriamiento es determinado mediante $\Delta T = T_b - T_{c,i}$, este valor estuvo entre 13 y 23 °C en la campaña experimental. Esto conlleva a que sólo entre 40 y 67% del calor suministrado en el generador sea utilizado en la región de ebullición.

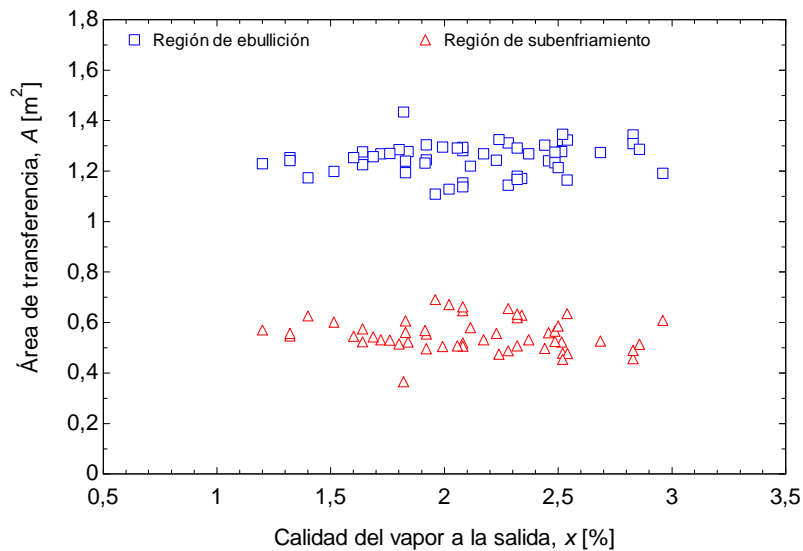


Figura 4.9. Área de transferencia de calor de las regiones de subenfriamiento y de ebullición en el generador.

4.4.3. Resultados de la región de ebullición

La transferencia de calor durante la ebullición es caracterizada por los fenómenos de ebullición nucleada y ebullición convectiva. De acuerdo a Palm y Claesson (2006), en general, el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada tiene una fuerte dependencia del flujo de calor, en tanto que la transferencia de calor en ebullición convectiva es principalmente dependiente del flujo másico y de la calidad del vapor.

Los generadores de placas son usados para la evaporación parcial de refrigerante, por esta razón existe una relación entre el flujo de calor y la calidad del vapor, haciendo difícil la separación de las dos contribuciones. Sterner y Sunden (2006) establecieron que en general la ebullición convectiva domina para bajos valores del flujo de calor y sobrecalentamiento de la pared, en tanto que la ebullición nucleada domina para valores elevados.

La influencia del flujo másico de la disolución y del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor de ebullición en el presente estudio experimental es mostrada a continuación.

La figura 4.10 muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor de ebullición como una función del flujo másico de la disolución diluida, pudiéndose observar la influencia positiva de este parámetro sobre la transferencia de calor.

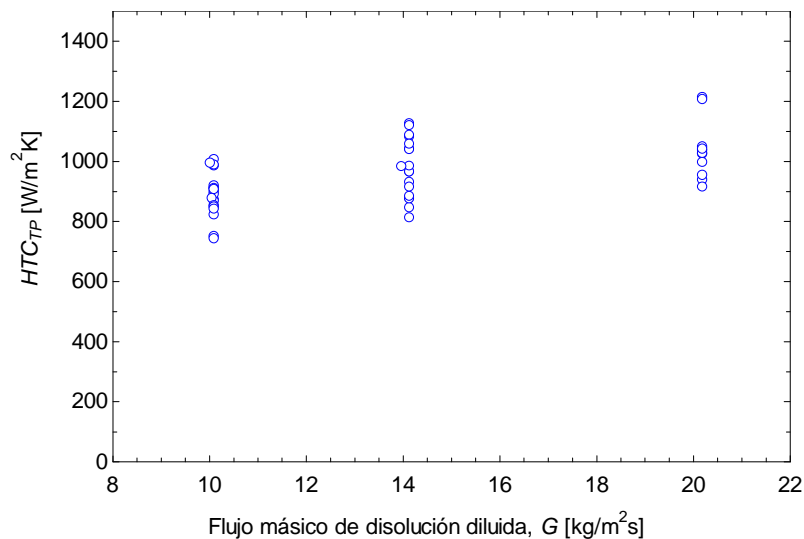


Figura 4.10. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función del flujo másico.

La influencia notable del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor de ebullición es mostrada en la figura 4.11 para tres diferentes flujos másicos de disolución diluida.

De la figura puede observarse que para cada flujo másico de disolución existe una dependencia aproximadamente lineal entre el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor de ebullición. Lo anterior sugiere que, para un mismo flujo de disolución, al aumentar el flujo de calor pueden encontrarse coeficientes de transferencia de calor de ebullición más elevados. Asimismo, la influencia del flujo másico puede apreciarse en esta figura. Es de esperar que para un mismo flujo de calor, si disminuye G aumente el coeficiente de transferencia de calor de flujo bifásico.

El flujo de calor utilizado en la región de ebullición está entre 1-5 kW/m², el cual es inferior al utilizado en la región de subenfriamiento. Como puede ser visto en la figura 4.11, relativamente bajos valores de coeficientes de transferencia de calor de ebullición son obtenidos. Esto es debido a los bajos flujos de calor empleados para la ebullición en el presente estudio.

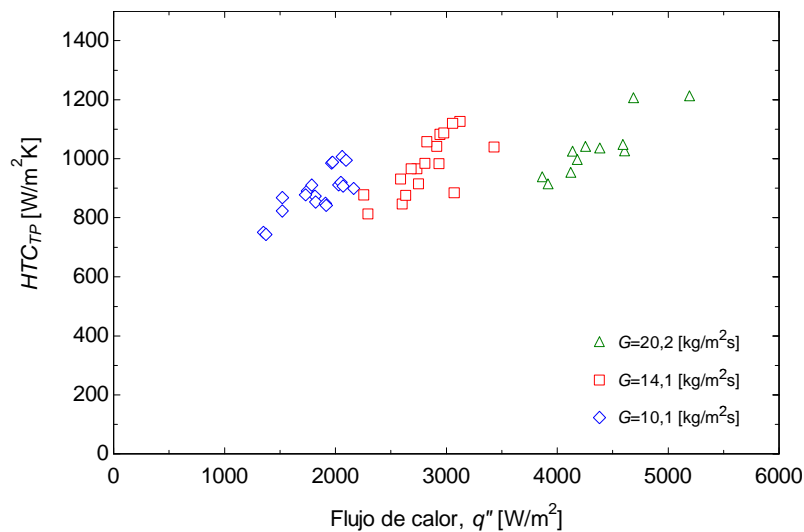


Figura 4.11. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función del flujo de calor con tres flujos másicos de disolución diluida.

Para conocer cuál es la contribución dominante en procesos de ebullición puede utilizarse el criterio de Thonon et al. (1995c). Este criterio está basado en el número de Boiling Bo , en el que se incluye el flujo de calor, y el parámetro de Lockhart-Martinelli X_{tt} , que toma en cuenta la calidad del vapor. El criterio establece que:

$$\begin{aligned}
 \text{Si } Bo \cdot X_{tt} > 0,15 \cdot 10^{-3} &\Rightarrow \text{la ebullición nucleada es dominante} \\
 \text{Si } Bo \cdot X_{tt} < 0,15 \cdot 10^{-3} &\Rightarrow \text{la ebullición convectiva es dominante}
 \end{aligned}
 \tag{4.34}$$

Los datos experimentales de este estudio son representados de acuerdo al criterio de Thonon et al. (1995c) en la figura 4.12, donde puede observarse que todos los datos están dentro de la zona dominada por ebullición nucleada y se encuentran lejos del límite entre las zonas de ebullición nucleada y convectiva. Por tanto, teniendo en cuenta el cumplimiento íntegro del criterio de Thonon et al. (1995), puede concluirse que la ebullición nucleada es la contribución dominante durante el proceso de ebullición de la disolución en el generador de placas en las condiciones ensayadas.

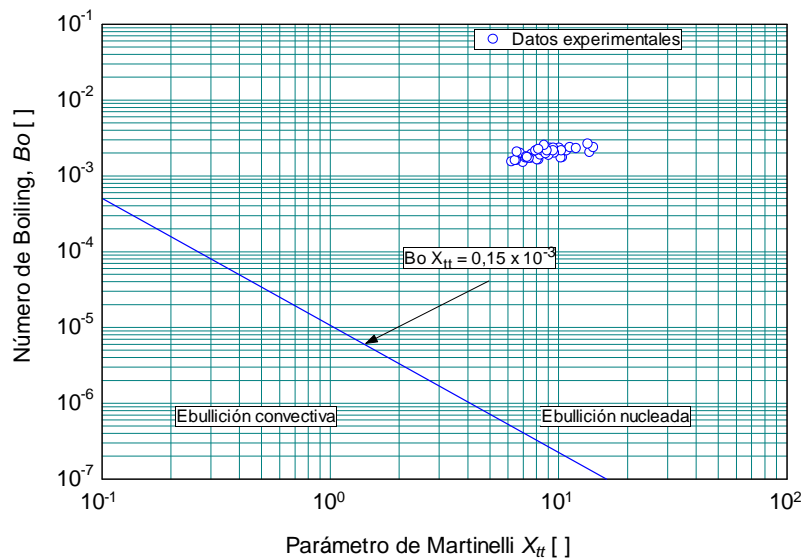


Figura 4.12. Número de Boiling respecto a X_{tt} de acuerdo al criterio de Thonon et al. (1995c).

La correlación mostrada por Cooper (1984), inicialmente desarrollada para ebullición en piscina, ha sido usada también para comparar coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada y convectiva en intercambiadores de calor de placas. En el trabajo presentado por Palm y Claesson (2006) han usado esta correlación para evaluar la evaporación en intercambiadores de calor de placas. Todos sus datos experimentales fueron bien representados por esta correlación introduciendo un factor de corrección de 1,5. De la misma forma, Longo y Gasparella (2007c) han reportado una desviación media absoluta en porcentaje de 11,4% de esta correlación respecto a sus datos experimentales utilizando HFC-134a y HFC-410a.

Tal correlación de Cooper (1984) para ebullición nucleada es de la forma:

$$h_{TP} = 55 \cdot P_r^{(0,12-0,2 \cdot \log R_p)} (-\log P_r)^{-0,55} q''^{0,67} M^{-0,5} \quad (4.35)$$

En la ecuación anterior la presión reducida P_r de la disolución es determinada de $P_r = P/P_{cr}$. La presión crítica de la disolución, P_{cr} , fue estimada de acuerdo al método de Lydersen, descrito en Sladkov y Pobedonostseva (2005):

$$P_{cr} = \frac{0,101325 \cdot M}{(\sum \Delta P + 0,34)^2} \quad (4.36)$$

donde M es el peso molecular de la disolución igual a 29,82 kg/kmol, determinado mediante análisis molar. La suma de los incrementos de presión $\sum \Delta P$ es determinada mediante:

$$\sum \Delta P = \Delta P_A + \eta \cdot \Delta P_B \quad (4.37)$$

donde η es el número de moles del amoniaco igual a 0,2111. Los incrementos de presión de Lydersen, ΔP_A y ΔP_B , se determinan para cada componente a la presión atmosférica P_{atm} , mediante:

$$\Delta P_A = \frac{P_{atm}}{P_{cr,A}}; \Delta P_B = \frac{P_{atm}}{P_{cr,B}} \quad (4.38)$$

La presión crítica del amoniaco de 11,28 MPa, $P_{cr,B}$, es tomada de Cengel (2002), en tanto que la presión crítica del nitrato de litio, $P_{cr,A}$, no fue posible encontrarla en la literatura, por lo cual ha sido supuesta igual a 68,9 MPa que es la presión crítica del litio, Weast et al. (1986). El valor de la presión crítica obtenida para la disolución amoniaco-nitrato de litio fue de 25,6 MPa.

La rugosidad superficial R_p es definida de acuerdo a la norma alemana DIN 4762/1. De la relación con R_a (valor promedio de la rugosidad), según Gorenflo (1993), el valor de R_p es encontrado:

$$R_a = 0,4R_p \quad (4.39)$$

El valor promedio de la rugosidad, $R_a=0,34 \mu\text{m}$, fue tomado de Jabardo et al. (2009).

Los resultados experimentales son comparados con los obtenidos utilizando la correlación de Cooper (1984) en la figura 4.13, en donde se muestra que tal correlación sobrepredice el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico hasta 44%. Esto puede ser debido a que tal correlación está desarrollada para ebullición nucleada de un refrigerante puro, en tanto que los datos del presente estudio están influenciados por las condiciones de la fracción líquida de la disolución (mezcla de una sal y refrigerante) que circula por el intercambiador durante el proceso de ebullición.

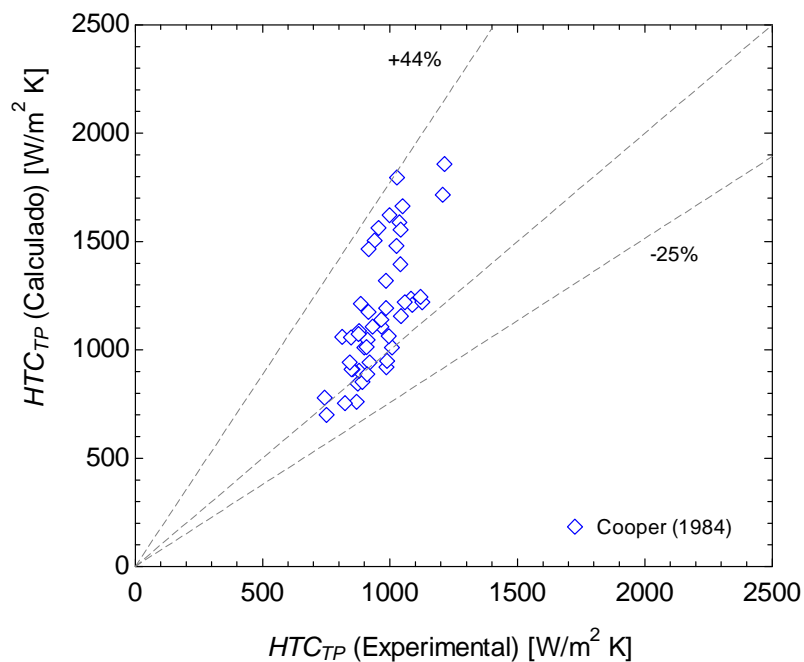


Figura 4.13. Comparación entre coeficientes de transferencia de calor de ebullición calculados mediante correlación de Cooper (1984) y valores experimentales.

La influencia del caudal másico del refrigerante separado y de la calidad del vapor a la salida del generador, sobre el coeficiente de transferencia de calor durante la ebullición, es mostrada a continuación.

La figura 4.14 muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor de ebullición como una función del caudal másico del refrigerante puro a la salida del generador. Los resultados son mostrados para tres diferentes flujos másicos de disolución diluida. La influencia observada para el caudal másico de refrigerante es similar a la obtenida en la figura 4.11 para el flujo de calor, es decir una dependencia casi lineal. La relación entre ambos resultados es debida al incremento en la cantidad de vapor separado cuando el flujo de calor crece.

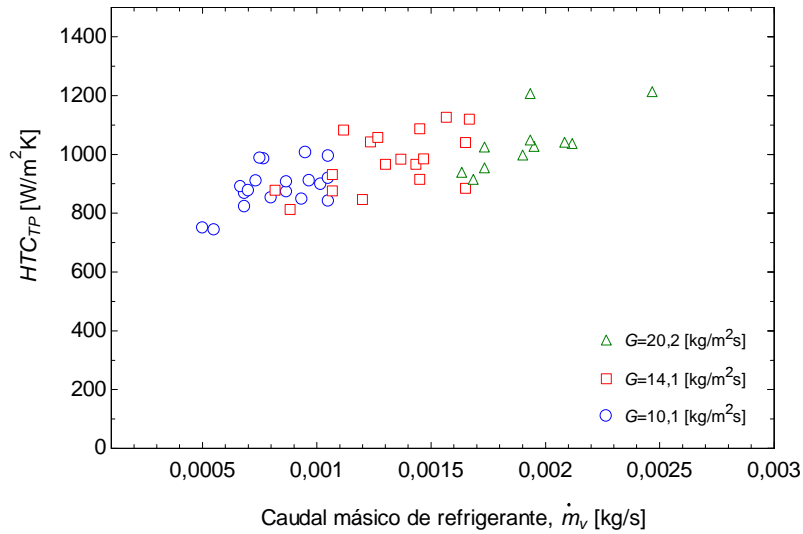


Figura 4.14. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función del caudal másico de refrigerante para tres flujos másicos de disolución diluida.

La variación del coeficiente de transferencia de calor de ebullición respecto a la calidad del vapor a la salida del generador es mostrada en la figura 4.15, para tres flujos másicos de disolución. La dependencia del coeficiente de transferencia de calor con la calidad del vapor es también aproximadamente lineal. Asimismo, puede observarse que existe una relación proporcional con el flujo másico de disolución.

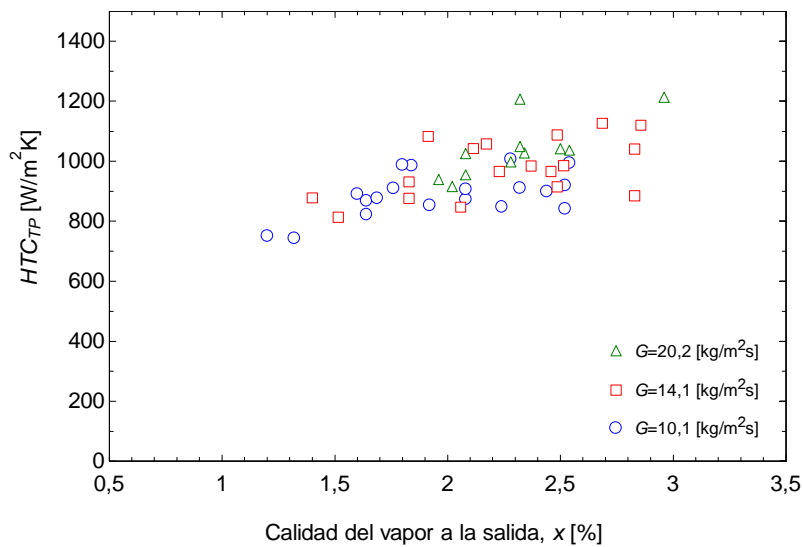


Figura 4.15. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición en función de la calidad del vapor a la salida del generador.

Una correlación para predecir el coeficiente de transferencia de calor durante la evaporación del amoníaco en intercambiadores de calor de placas, con cualquier ángulo de corrugación tipo chevron y sin dependencia del flujo de calor, fue la propuesta por Ayub (2003). En esta ecuación todas las variables están expresadas en unidades inglesas:

$$h_{TP} = C \cdot \left(\frac{k_{ds}}{D_h} \right) \left[Re_{ds}^2 \cdot \frac{i_{lv}}{L} \right]^{0,4121} P_r^{0,12} \left(\frac{65}{\beta} \right)^{0,35} ; \left[\frac{Btu}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right] \quad (4.40)$$

La constante $C=0,1121$ para evaporador inundado o termosifón.

Una comparación entre los resultados ofrecidos por esta correlación y los datos experimentales utilizando la disolución amoníaco-nitrato de litio se muestra en la figura 4.16. En la figura se muestra que la correlación sobrepredice los datos experimentales hasta un 40%. La mayor diferencia corresponde al caso del flujo másico más alto, lo cual podría atribuirse a la también mayor influencia de la solución líquida de los dos componentes de la disolución sobre la transferencia de calor, tendiendo a afectar negativamente el proceso de nucleación.

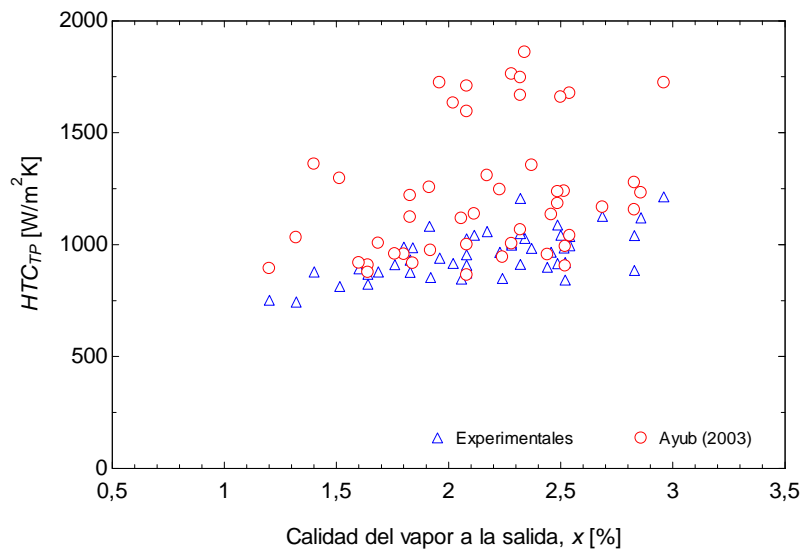


Figura 4.16. Coeficientes de transferencia de calor de ebullición predichos para el amoníaco puro por Ayub (2003) y valores experimentales de la disolución, en función de la calidad del vapor.

En las figuras 4.13 y 4.16 se ha observado que las correlaciones para ebullición nucleada y para el amoníaco puro, propuestas por Cooper (1984) y por Ayub (2003) respectivamente, sobrepredicen los resultados de ebullición de la disolución amoníaco-nitrato de litio. Por otra

parte, como se ha mostrado en la revisión bibliográfica, diversos autores han propuesto correlaciones para determinar coeficientes de transferencia de calor en intercambiadores de calor de placas usados como evaporadores. No obstante, cada una de tales correlaciones es válida para determinadas características geométricas de los intercambiadores y condiciones de ensayo del fluido para el cual fue propuesta. Por tanto, es objetivo de esta tesis encontrar una correlación de transferencia de calor válida para la zona de ebullición en el generador de placas utilizando la disolución amoníaco-nitrato de litio.

En los trabajos presentados por Yan y Lin (1999), Hsieh y Lin (2002), Sterner y Sunden (2006) y Jokar (2006), el coeficiente de transferencia de calor de flujo bifásico ha sido correlacionado con los números adimensionales de Reynolds, Re , Prandtl, Pr , Boiling, Bo , Jacob, Ja , Froude, Fr , Convectivo, Co y el título, x , de la forma:

$$Nu_{TP} = f_1(Re, Pr, Bo, Ja, Fr, Co, x) \quad (4.41)$$

en donde la función f_1 depende de las características de la ebullición.

Mediante análisis estadístico aplicado a los datos experimentales obtenidos en esta tesis se ha determinado el peso que cada número adimensional tiene sobre el número de Nusselt y se ha encontrado la siguiente correlación, con $R^2=84,64\%$:

$$Nu_{TP} = 150241 \cdot Fr^{0,2} Pr^{1,093} Bo^{1,214} Ja^{-0,7538} \quad (4.42)$$

De la correlación puede observarse la presencia de las propiedades del líquido en los números de Froude y Prandtl, en tanto que las propiedades del vapor se encuentran en los números de Boiling y de Jacob. Si se considera que, en la ebullición de la disolución amoníaco-nitrato de litio, entre 1,2 y 3% del fluido que circula a la salida del generador es vapor y lo demás es líquido ($x \ll 1$), puede esperarse que en la ebullición de la disolución tenga gran influencia el líquido que circula junto al refrigerante en estado de vapor.

Los resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico de la disolución amoníaco-nitrato de litio han sido comparados con los obtenidos utilizando la correlación (4.42) y se muestran en la figura 4.17. En este caso todos los datos tienen una desviación menor del 9%.

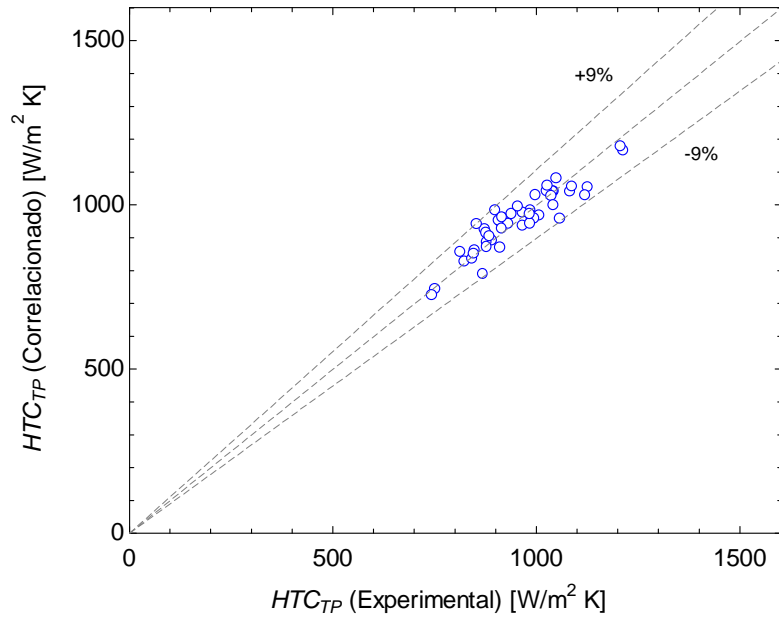


Figura 4.17. Comparación entre el coeficiente de transferencia de calor de ebullición determinado mediante la correlación (4.42) y el obtenido experimentalmente.

4.4.4. Pérdida de carga durante la ebullición

La pérdida de carga por fricción en flujo bifásico ha sido determinada experimentalmente como se describe en 4.3.3. Una campaña experimental de 10 ensayos ha sido realizada variando los caudales máscicos (3,5; 5 y 6 kg/min). El comportamiento de la pérdida de carga durante la ebullición respecto al flujo máscico de disolución diluida se muestra en la figura 4.18, en donde se muestra que la pérdida máxima encontrada fue de 844 Pa.

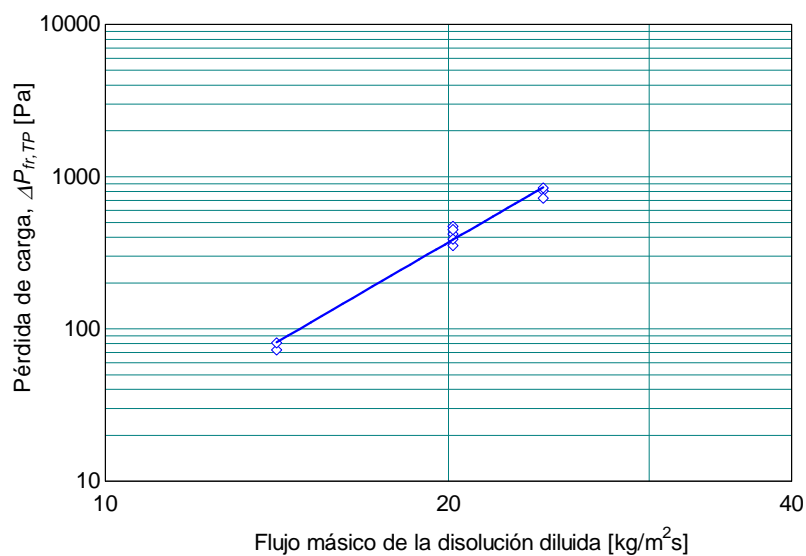


Figura 4.18. Pérdida de carga en flujo bifásico en función del flujo máscico de la disolución diluida.

Finalmente, la pérdida de presión por fricción determinada mediante la ecuación (4.26) puede ser correlacionada como una función de la energía cinética por unidad de volumen, como lo muestran Longo et al. (2007c), mediante:

$$\Delta P_{fr,TP} = C_1 \left(\frac{Ke}{V} \right)^{C_2} \quad (4.43)$$

donde las constantes C_1 y C_2 son determinadas experimentalmente y la energía cinética por unidad de volumen mediante:

$$\frac{Ke}{V} = \frac{G^2}{2 \cdot \rho_m} \quad (4.44)$$

La pérdida de carga ha sido correlacionada con la energía cinética por unidad de volumen de la forma:

$$\Delta P_{fr,TP} = 2168 \left(\frac{Ke}{V} \right)^{2,68} \quad (4.45)$$

La correlación encontrada se muestra gráficamente en la figura 4.19, en donde puede observarse que la pérdida de carga está bien correlacionada con la energía cinética por unidad de volumen. La correlación reproduce los datos experimentales con una desviación menor del 15%.

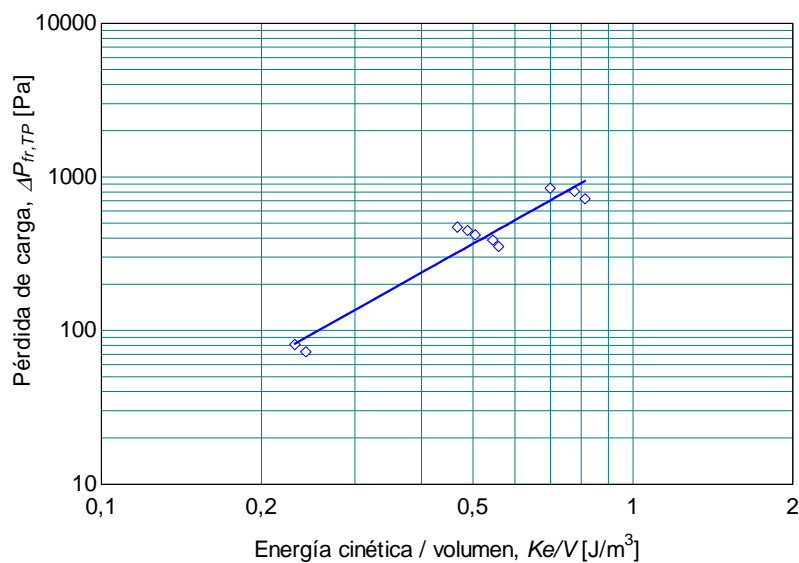


Figura 4.19. Pérdida de carga en flujo bifásico en función de la energía cinética por unidad de volumen.

4.5. Análisis de incertidumbre

Se ha realizado un análisis de incertidumbre para determinar el efecto que tiene la incertidumbre de los instrumentos de medición sobre los resultados obtenidos, como lo recomiendan Taylor y Kuyatt (1994) del NIST.

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_{x_i}^2} \quad (4.46)$$

donde U representa la incertidumbre de la variable.

La propagación de la incertidumbre se ha realizado con el software de procesos termodinámicos Engineering Equation Solver, EES, el cual tiene integrado el procedimiento del NIST. Los resultados obtenidos son mostrados en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Incertidumbre de las variables calculadas.

Variable	Incertidumbre
Región de subenfriamiento	
Flujo de calor, q''_{sub}	$\pm 6,7\%$
Área de transferencia de calor, A_{sub}	$\pm 18,8\%$
Coefficiente de transferencia de calor en flujo monofásico, h_{sub}	$\pm 0,21\%$
Región de ebullición	
Calidad del vapor, x	$\pm 3,7\%$
Coefficiente de transferencia de calor de ebullición, h_{TP}	$\pm 16,89\%$
Pérdida de carga en ebullición, $\Delta P_{fr,TP}$	$\pm 27\%$

4.6. Conclusiones del capítulo

A partir de la calibración realizada al generador de placas utilizando flujo monofásico puede concluirse que las correlaciones obtenidas tienen una tendencia similar a las desarrolladas por otros autores para disoluciones empleadas en sistemas de absorción.

El análisis del generador de placas en ebullición forzada utilizando la disolución amoniaconitrato de litio ha permitido obtener las siguientes conclusiones:

- La disolución entra con un alto grado de subenfriamiento (13 a 23 °C) por lo cual sólo un 51%, en valor medio, del calor suministrado es utilizado para hacer hervir la disolución y separar el amoníaco.
- Los coeficientes de transferencia de calor de ebullición están entre 0,7 y 1,3 kW/m² debido a que los flujos de calor utilizados en la región de ebullición son bajos, del orden de 2,6 kW/m² en media.
- En el estudio realizado se ha apreciado la influencia del flujo másico sobre el coeficiente de transferencia de calor de ebullición, existiendo una relación proporcional entre ambas variables.
- El coeficiente de transferencia de calor de ebullición depende principalmente del flujo de calor.
- El mecanismo dominante en el proceso de generación de vapor en el intercambiador de placas en las condiciones ensayadas es la ebullición nucleada.
- La mezcla bi-componente formada por el amoníaco y el nitrato de litio ejerce un efecto negativo sobre el coeficiente de transferencia de calor obtenido durante la ebullición, tendiendo a disminuir su magnitud si se le compara con el obtenido durante la ebullición del amoníaco puro.
- Ha sido posible correlacionar de forma satisfactoria el proceso de transferencia de calor durante la ebullición en el generador de placas en función de los números adimensionales *Fr*, *Pr*, *Bo* y *Ja*.
- La pérdida de carga durante la ebullición puede ser bien correlacionada con la energía cinética.

Capítulo 5

Transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos

En los primeros capítulos de esta tesis se ha comentado la carencia de trabajos experimentales de transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos utilizando la disolución amoníaco-nitrato de litio. En el capítulo 3 se ha descrito la instalación experimental de un compresor termoquímico en el cual se ubica un absorbedor adiabático. En este capítulo se muestra la evaluación de la transferencia de masa y de calor en este absorbedor. El análisis de transferencia de calor es llevado a cabo en un intercambiador de calor de placas en flujo monofásico usado como subenfriador. La evaluación de la transferencia de masa es realizada en el absorbedor adiabático de la figura 3.1. Los ensayos fueron realizados con los cuatro siguientes tipos de atomizado: cono sólido, cono hueco, lámina y niebla, el tipo cono sólido por ser el más comercial se ha ensayado a tres diferentes alturas. El conjunto absorbedor-subenfriador se describe a continuación.

5.1. Conjunto absorbedor-subenfriador

En el capítulo 3 se ha descrito la instalación experimental completa en donde se muestra, entre otros componentes, el conjunto absorbedor-subenfriador.

En la figura 5.1 se muestra una fotografía ampliada de este conjunto donde pueden apreciarse más en detalle estos componentes. La función del subenfriador en este caso es subenfriar la disolución por debajo de la temperatura de saturación correspondiente a la presión en el absorbedor y a la concentración de la disolución pobre en refrigerante. El absorbedor adiabático en este caso carece de recirculación.

El subenfriamiento inicial indica la capacidad de absorción que tiene la disolución a la entrada del absorbedor y está definido como:

$$\Delta T_i = T_{eq} - T_i \quad (5.1)$$

donde T_i es la temperatura de entrada al absorbedor y T_{eq} es la temperatura de saturación de un absorbedor adiabático determinada con la concentración de saturación y presión del absorbedor.

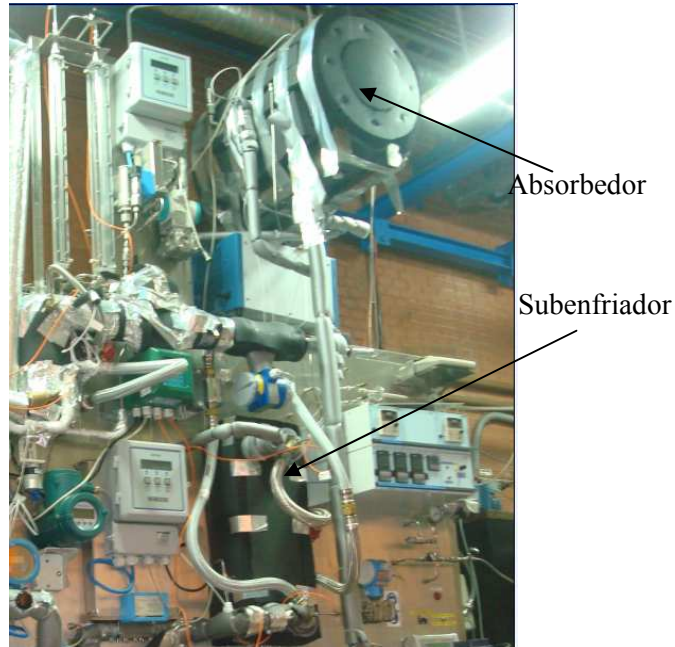


Figura 5.1. Fotografía del conjunto absorbedor adiabático-subenfriador.

A continuación se realiza un análisis del subenfriador, donde se caracteriza el mismo en términos de la transferencia de calor, y posteriormente se analiza el absorbedor adiabático.

5.2. Subenfriador

5.2.1. Geometría del subenfriador

La geometría de las placas del intercambiador de calor usado como subenfriador es la misma que se muestra en 4.1.1, es decir, el subenfriador y el generador son geoméricamente similares.

5.2.2. Procedimiento experimental

Una campaña experimental de 35 ensayos en estado estacionario fue realizada para el análisis de transferencia de calor en el subenfriador en flujo monofásico.

Los fluidos caliente y frío utilizados fueron disolución amoniaco-nitrato de litio y agua respectivamente. Las propiedades del agua fueron tomadas del NIST, en tanto que las propiedades de la disolución fueron tomadas de Libotean et al. (2007 y 2008) y Libotean (2008).

En la tabla 5.1 aparece el rango de operación de los diferentes parámetros variados durante los ensayos en el subenfriador.

Tabla 5.1. Rango de operación de los parámetros del subenfriador.

Parámetro	Valores o rango
Temperatura disolución entrada subenfriador, T_9 [°C]	50-70
Temperatura disolución entrada absorbedor, T_{10} [°C]	24-30
Caudal másico de disolución concentrada, \dot{m}_{cs} [kg/min]	2,5; 3,5; 5
Caudal másico agua de torre, \dot{m}_{co} [kg/min]	3-8

5.2.3. Transferencia de calor en el subenfriador

El análisis y los resultados de transferencia de calor en flujo monofásico en el intercambiador de calor de placas usado como subenfriador se muestran en esta sección.

5.2.3.1. Análisis

Para analizar la transferencia de calor en el subenfriador empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio en flujo monofásico, la correlación de transferencia de calor presentada por Wanniarachchi et al. (1995), descrita en 2.2.1, es utilizada. Se ha elegido esta correlación porque es la única disponible para el rango de números de Reynolds obtenido en el subenfriador.

5.2.3.2. Resultados

Los resultados de transferencia de calor en el intercambiador de calor de placas usado como subenfriador empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio son mostrados en la figura

5.2. En la figura puede observarse que los coeficientes de transferencia de calor por convección pueden alcanzar valores entre 1,5-2 kW/m²K, los flujos de calor empleados estuvieron entre 2,2 y 6,6 kW/m² para números de Reynolds entre 5-16. Estos valores son mayores que los encontrados para un absorbedor de película no adiabático mostrado por Deng y Ma (1999) para el mismo rango de Reynolds.

Los coeficientes de transferencia de calor en absorbedores de película y burbujas en tubos verticales con la disolución amoniaco-nitrato de litio respectivamente fueron mostrados por Infante Ferreira (1985 y 1995), resultando un orden inferior a los encontrados en esta tesis.

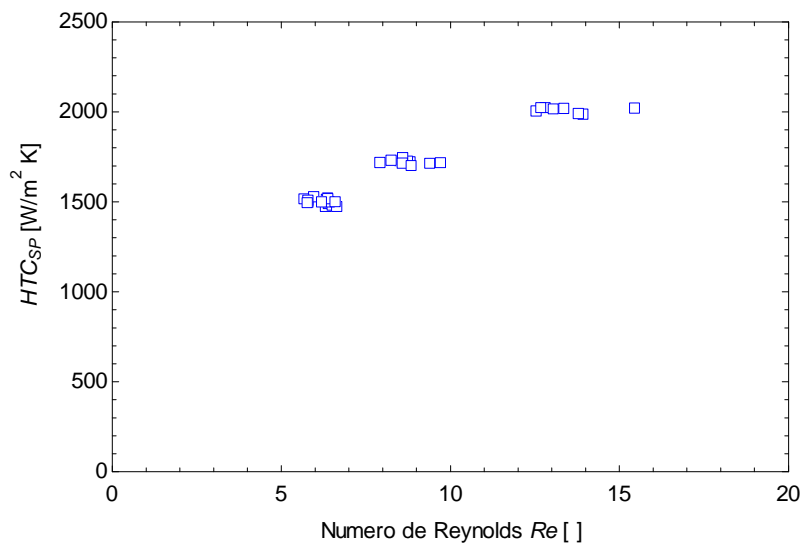


Figura 5.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado de la disolución en el subenfriador.

Los coeficientes de transferencia de calor en el subenfriador de los absorbedores de gotas con disolución genérica y disolución agua-bromuro de litio son reportados por Ryan (1993) y por Summerer et al. (1996) respectivamente. Los autores presentan valores del coeficiente de transferencia de calor de 10 y de 4 kW/m²K respectivamente. Este segundo valor es mayor que los obtenidos en esta tesis porque el flujo de calor empleado fue de 15 kW/m², en tanto que los empleados en el presente análisis fueron mucho menores (2,2 a 6,6 kW/m²).

5.3. Absorbedor

5.3.1. Geometría del absorbedor adiabático

El absorbedor adiabático, mostrado en la figura 5.3, se trata de un recipiente cilíndrico de acero inoxidable de 40 cm de diámetro y 43,5 cm de longitud que proporciona la capacidad de

54,6 litros y diseñado para soportar una presión máxima de 20 bar. El absorbedor cuenta con: una línea de entrada de disolución concentrada, una línea de entrada de vapor y una línea de salida de disolución diluida. Además cuenta con dos transductores de presión, uno para medir la presión de entrada y otro para medir la presión del interior del absorbedor. Termorresistencias tipo PT100 están colocadas a la entrada y salida de cada línea de flujo con el fin de medir la temperatura durante los ensayos. En el interior, un cabezal con tres orificios de 1/4 de pulgada para conexión de atomizadores está suspendido por un tubo que puede intercambiarse por otro de cualquier altura, en este caso se han utilizado tres diferentes. El equipo está especialmente equipado con mirillas en los extremos, con el fin de observar el proceso de atomización.

En la figura 5.3 se muestra un esquema de los componentes instalados en el absorbedor adiabático. La disolución concentrada en sal entra por la parte superior, punto éste desde el que es atomizada con un ángulo de apertura de 53° en el caso representado. El atomizador está suspendido en este caso a una altura de 205 mm sobre el nivel de líquido. Los ángulos de cada tipo de atomizado analizados en este trabajo se muestran con líneas tenues, además del representado de 53° . El vapor de amoníaco entra por un costado al interior del absorbedor. La disolución diluida (concentrada en amoníaco) abandona el absorbedor por la parte inferior, impulsada por una bomba de avance positivo.

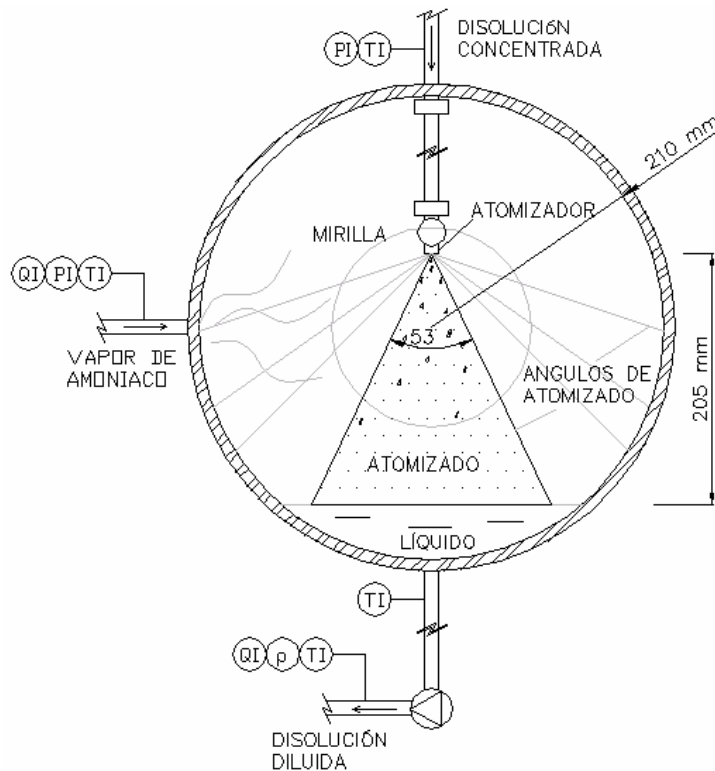


Figura 5.3. Esquema del absorbedor adiabático.

Todos los atomizadores fueron seleccionados de la marca Spraying Systems Co²⁰ para la presión de 7 bar. Sin embargo, debido a que los datos de diámetro de gota proporcionados por el fabricante no están a la presión para la cual fueron seleccionados, sino a la presión de 3 bar, los datos de cada atomizador mostrados en la tabla 5.2 se muestran para esta presión de 3 bar.

Tabla 5.2. Especificaciones de los atomizadores.

Tipo	Modelo	Diámetro de gota, MVD [μm]	Diámetro de orificio, [mm]	Capacidad (agua) [l/min]	Ángulo de atomizado [°]
Cono sólido	1/4 HH SS 6,5	1800	2,4	4,8	53
Cono hueco	1/4 BSJ SS 07	350	2,4	5,5	90
Lámina	1/4 H-VV SS 06	450	1,5	2,4	110
Niebla	3/4 7G SS 1	310	0,79	5,2	140

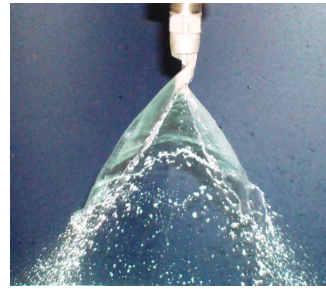
La imagen de cada tipo de atomizador y una fotografía típica del atomizado obtenido, se muestra en la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Fotografía de los atomizadores y el tipo de atomizado obtenido.

Tipo de atomizado	Imagen del atomizador	Fotografía de atomizado
Cono sólido		

²⁰ Spraying system Co. www.spray.com.

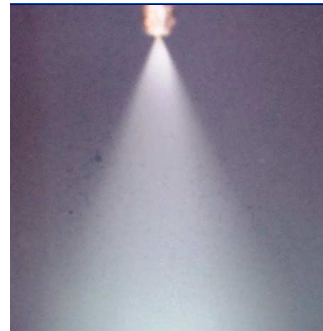
Cono hueco



Lámina



Niebla



5.3.2. Procedimiento experimental

Para la evaluación del absorbedor adiabático se ha realizado una campaña experimental de 81 ensayos, en los cuales fueron variados los siguientes parámetros:

- Caudal másico de disolución diluida: modificando la frecuencia de giro de la bomba.
- Flujo de vapor: mediante el aumento de potencia de generación al aumentar la temperatura de la disolución a la salida del generador y con la apertura de la válvula de control automático.

El rango de cada parámetro controlado se muestra en la tabla 5.4. La temperatura de la disolución a la entrada del absorbedor fue mantenida en el rango de 24 a 30 °C controlando

manualmente la apertura de la válvula de regulación del agua de torre. La presión en el absorbedor fue mantenida en el rango de 150-400 kPa, mediante la apertura y cierre de la válvula de control automático en la línea de vapor. Los atomizados de tipo cono hueco, tipo lámina y tipo niebla fueron ensayados a una misma altura de 205 mm, en tanto que el atomizado tipo cono sólido fue ensayado a las alturas mostradas en la tabla 5.4.

Tabla 5.4. Rango de operación de los parámetros para absorción adiabática.

Parámetro	Valores o rango
Temperatura de la disolución a la salida del generador, T_8 [°C]	78, 82, 86, 90, 95
Caudal másico de disolución diluida, \dot{m}_{ds} [kg/min]	2,5; 3,5; 5
Presión en el interior del absorbedor, P_a [kPa]	150-400
Temperatura de la disolución a la entrada del absorbedor, T_{10} [°C]	24-30
Altura de atomizado tipo cono hueco, lámina y niebla, H [mm]	205
Altura de atomizado tipo cono sólido, H [mm]	165, 205, 225

5.3.3. Análisis

5.3.3.1 Parámetros utilizados para caracterizar la transferencia de masa en absorbedores adiabáticos

Para la evaluación de la transferencia de masa en el absorbedor adiabático el análisis es realizado mediante varios parámetros como se muestra a continuación.

5.3.3.1.1. Relación de absorción

La relación de absorción indica cuánto vapor es absorbido por cada kilogramo de disolución circulada y está definida de la forma:

$$R_a = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{ds}} \quad (5.2)$$

donde:

\dot{m}_v : Caudal másico de vapor que entra al absorbedor.

\dot{m}_{ds} : Caudal másico de disolución que sale del absorbedor.

5.3.3.1.2. Coeficiente de transferencia de masa

En esta tesis el coeficiente de transferencia de masa está definido de forma similar a como lo definen Kim et al. (1995) y Miller y Keyhani (2001) para un absorbedor de película y Palacios et al. (2009a) para un absorbedor adiabático:

$$h_m = \frac{G_v}{\rho_{ds} \cdot \Delta X_{lm}} \quad (5.3)$$

donde:

$$G_v = \frac{\dot{m}_v}{A_{abs}} \quad (5.4)$$

El área de transferencia de masa A_{abs} ha sido definida en la literatura de diferentes formas, teniendo en cuenta el método de absorción utilizado y la información disponible para el cálculo. Por ejemplo, Lee et al. (2002) la definen como la superficie del absorbedor de placas por donde circula el flujo bifásico, en este caso se trata de un absorbedor de burbujas de placas, y Vallès et al. (2003) utilizan el área del intercambiador de calor instalado aguas abajo de un absorbedor adiabático. Por su parte, Summerer et al. (1996), también utilizando un absorbedor adiabático, la definen como el área superficial interior del absorbedor. Asimismo, Arzoz et al. (2005) utilizan el área total de contacto entre el líquido y el vapor, definiéndola como la superficie de la película, la superficie del chorro de líquido o el área de las gotas continuas de 4000 μm de diámetro. Palacios et al. (2009b), al emplear un absorbedor adiabático con atomizado tipo lámina, utiliza el área superficial de contacto entre la disolución y el vapor.

En esta tesis, para el atomizado tipo lámina, se utiliza en primer lugar el área como lo definen Palacios et al. (2009b), el área superficial de una lámina triangular de 93° a 205 mm de alto sobre el nivel del líquido, con el objetivo de poder realizar una comparación de los

resultados obtenidos en cada caso. Posteriormente, para todos los tipos de atomizado ensayados incluyendo la lámina, se utiliza el área superficial interior del absorbedor²¹.

La diferencia media logarítmica de concentración puede determinarse de diferentes maneras como lo muestran Venegas et al. (2005) y Palacios et al. (2009a, 2009b). Aquí es determinada como la definen Acosta-Iborra et al. (2009):

$$\Delta X_{lm} = \frac{\Delta X_1 - \Delta X_2}{\ln\left(\frac{\Delta X_1}{\Delta X_2}\right)} \quad (5.5)$$

$$\Delta X_1 = X_{eq} - X_i \quad (5.6)$$

$$\Delta X_2 = X_{eq} - X_o \quad (5.7)$$

donde los subíndices *i* y *o* indican la entrada y salida del absorbedor respectivamente. La concentración de saturación X_{eq} se determina mediante el procedimiento descrito en la sección 5.3.3.3.

5.3.3.1.3. Subenfriamiento final

El subenfriamiento final indica qué tan cerca de la saturación está el fluido al final del absorbedor y se escribe como:

$$\Delta T_o = T_{eq} - T_o \quad (5.8)$$

La temperatura de equilibrio T_{eq} se determina también siguiendo el procedimiento descrito en la sección 5.3.3.3.

5.3.3.1.4. Factor de aproximación al equilibrio

El factor *F* de aproximación al equilibrio indica cuál es el grado de saturación que la disolución ha alcanzado al final del proceso de absorción y se escribe como:

²¹ El área superficial interior del absorbedor está definida como: $A_{abs} = A_e + A_c$, donde A_e es el área de la envolvente interior y A_c es el área interior de las caras.

$$F = \frac{X_o - X_i}{X_{eq} - X_i} \quad (5.9)$$

5.3.3.2. Pérdida de carga en el absorbedor

La pérdida de carga de la disolución al entrar en el absorbedor es determinada mediante:

$$\Delta P_{abs} = \Delta P_{exp} - \Delta P_{fric} - \Delta P_{sin} \quad (5.10)$$

donde ΔP_{exp} es la diferencia entre las presiones medidas por los transductores de presión, ubicados uno en la tubería de entrada y el otro en el interior del absorbedor. La pérdida de carga debida a la gravedad ΔP_g , ha sido despreciada por la pequeña distancia vertical entre cada sensor. Las pérdidas de carga debidas a fricción, ΔP_{fric} , y debidas a los accesorios incluyendo las conexiones, ΔP_{sin} , son determinadas por medio de la ecuación 4.27. En este caso es necesario incluir estos términos porque el transductor ubicado en la tubería de entrada se encuentra separado de la boca de entrada al absorbedor. El factor de fricción de Fanning f ha sido determinado como lo muestra Incropera y De-Witt (1999), mediante:

$$f = 0,316 \cdot Re_D^{-1/4} \quad \text{para } Re_D \leq 2 \cdot 10^4 \quad (5.11)$$

donde el número de Reynolds Re_D es determinado con el diámetro de la tubería D .

5.3.3.3. Equilibrio de absorción adiabática

En este apartado se describe el procedimiento mediante el cual se determinan las condiciones de equilibrio a la salida de un absorbedor adiabático.

Para un proceso de absorción adiabática, un balance de energía y de masa indica que:

$$\dot{m}_{cs} \cdot h_{cs} + \dot{m}_{v,eq} \cdot h_v = (\dot{m}_{cs} + \dot{m}_{v,eq}) \cdot h_{eq} \quad (5.12)$$

en donde $\dot{m}_{v,eq}$ y h_{eq} son las incógnitas.

El balance de masa del refrigerante amoniaco se expresa como:

$$\dot{m}_{cs} \cdot X_{cs} + \dot{m}_{v,eq} = (\dot{m}_{cs} + \dot{m}_{v,eq}) \cdot X_{eq} \quad (5.13)$$

La concentración, la temperatura y la entalpía de equilibrio están relacionados mediante:

$$P_{eq} = f(X_{eq}, T_{eq}) \quad (5.14)$$

$$h_{eq} = f(X_{eq}, T_{eq}) \quad (5.15)$$

en donde la presión de equilibrio es la presión de absorción.

$$P_{eq} = P_a \quad (5.16)$$

El sistema de ecuaciones obtenido se resuelve y como resultado pueden obtenerse también la temperatura y concentración finales de equilibrio.

5.3.4. Resultados

Una campaña experimental de 79 ensayos ha sido desarrollada con la instalación experimental mostrada en la figura 3.1. De la experimentación, para el atomizado tipo lámina se han realizado 14 ensayos, mientras que para los atomizados tipos cono hueco y niebla se han realizado respectivamente 13 y 10, todos a la altura de 205 mm sobre el nivel del líquido. El número de ensayos realizados para las alturas de 165, 205 y 225 mm del atomizado tipo cono sólido han sido respectivamente 15, 12 y 15. Todas las mediciones han sido realizadas como se describe en 5.3.2.

Los resultados de la evaluación del absorbedor adiabático son mostrados en esta sección, después de analizar el comportamiento estacionario de las variables medidas durante la experimentación.

5.3.4.1. Comportamiento estacionario de los parámetros medidos

El comportamiento estacionario de los parámetros medidos: temperatura, caudal, presión y densidad son mostrados a continuación. Las figuras de esta sección fueron elaboradas a partir del ensayo realizado con el atomizado tipo cono sólido a 165 mm sobre el nivel del líquido. La temperatura de la disolución a la salida del generador y el caudal de disolución diluida ensayados fueron respectivamente de 82 °C y 3,5 kg/min.

La figura 5.4 muestra el comportamiento de las temperaturas de la disolución concentrada, de la disolución diluida y del vapor con sus desviaciones estándares correspondientes. Puede observarse que la desviación estándar de la temperatura de la disolución a la entrada del absorbedor es de 0,3% en tanto que la máxima desviación es encontrada para la temperatura de la disolución a la salida del absorbedor, en este caso 0,9%.

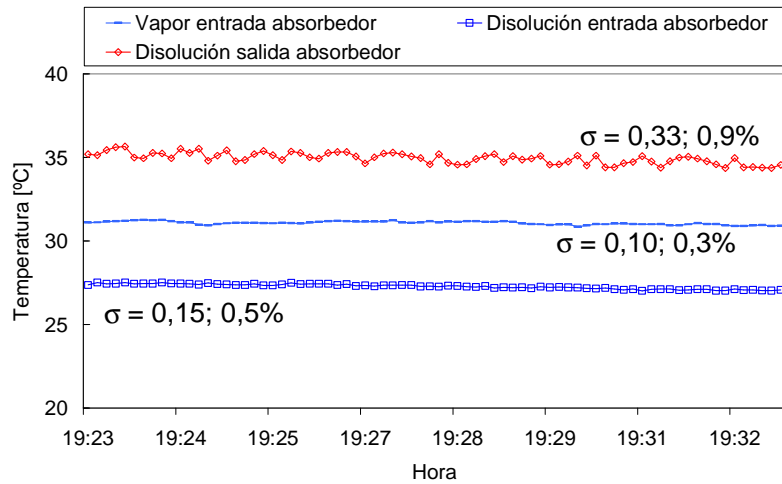


Figura 5.4. Comportamiento estacionario de la temperatura de la disolución a la entrada y salida, así como la del vapor a la entrada del absorbedor.

La figura 5.5 muestra el comportamiento del caudal de disolución diluida y del vapor durante un periodo de toma de datos. Puede observarse que la desviación estándar del caudal controlado (caudal de disolución diluida) equivale a una variación de 0,07%, en tanto que la desviación del caudal másico del vapor fue de 1,5%.

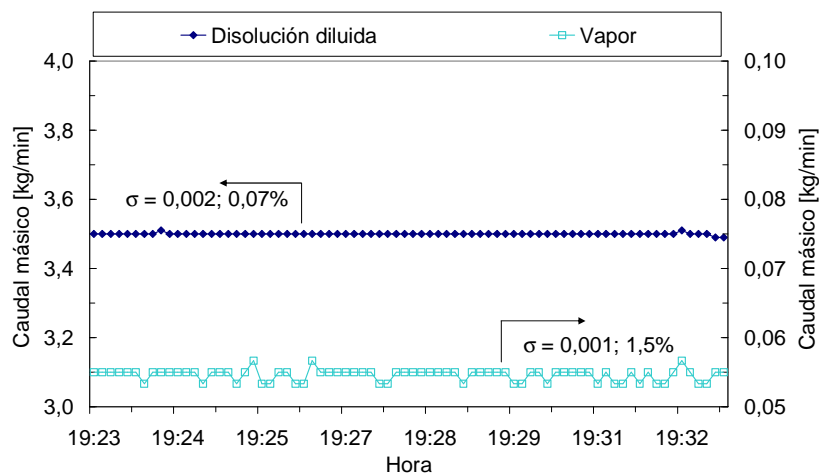


Figura 5.5. Caudales másicos durante un periodo de toma de datos.

Las presiones a la entrada y en el interior del absorbedor son mostradas en la figura 5.6, en donde puede observarse que la desviación estándar de cada una es de 0,83% y 0,93% respectivamente.

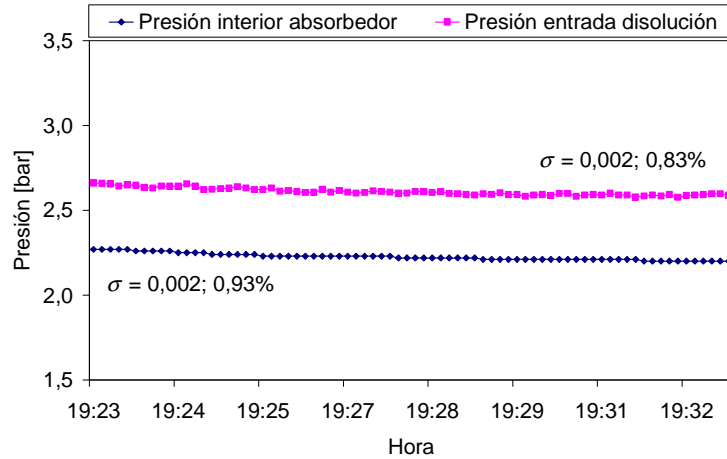


Figura 5.6. Presión a la entrada y en el interior del absorbedor.

La densidad de la disolución diluida medida con el Coriolis a la salida de la bomba es mostrada en la figura 5.7, en donde puede observarse que la desviación estándar fue del 0,04%.

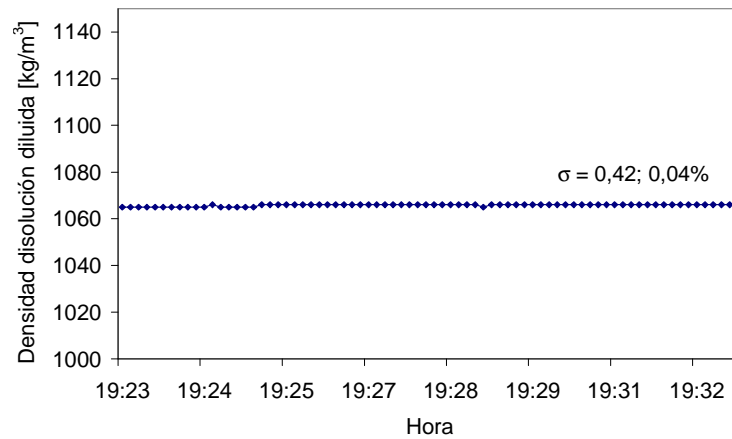


Figura 5.7. Densidad de la disolución a la salida del absorbedor.

Los resultados de transferencia de masa en el absorbedor adiabático se muestran a continuación. En primer lugar se analiza un tipo específico de atomizado (lámina), para estudiar la influencia de diferentes variables sobre la capacidad de absorción. A continuación se comparan entre sí los diferentes tipos de atomizado y por último se analiza la variación del proceso de absorción con la altura de atomizado.

5.3.4.2. Análisis de atomizado tipo lámina

El análisis de la transferencia de masa en un absorbedor adiabático con atomizado tipo lámina a la altura de 205 mm sobre el nivel del líquido es analizado en esta sección. En la figura 5.8 se muestra la relación de absorción respecto al caudal de disolución a la entrada del absorbedor (disolución concentrada), \dot{m}_{cs} , en donde puede observarse que para todos los caudales de disolución la relación de absorción ha estado en el mismo intervalo de 15-30 gr/kg (gramos de vapor absorbido por cada kilogramo de disolución circulada). Es decir, no se observa una relación entre ambas variables en las condiciones ensayadas.

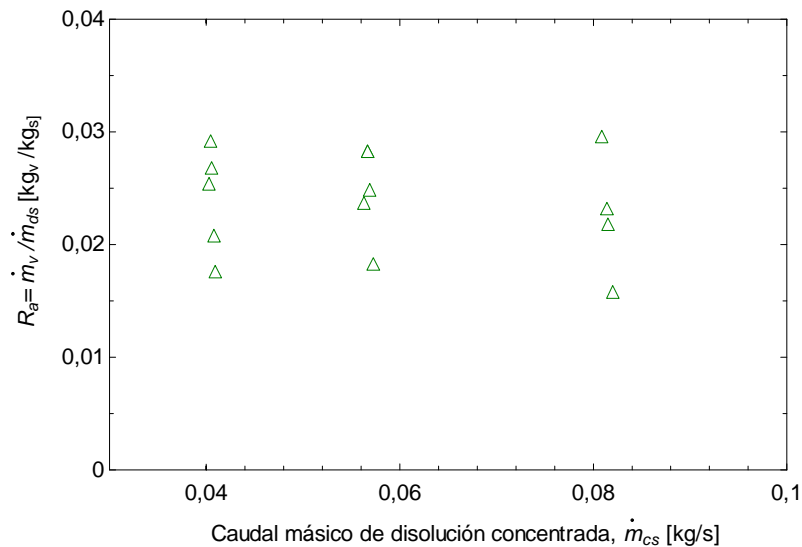


Figura 5.8. Relación de absorción en función del caudal másico de disolución concentrada.

La relación de absorción respecto al caudal de vapor es mostrada en la figura 5.9 para cada caudal de disolución concentrada. En la figura puede observarse que para un mismo caudal de disolución la relación de absorción aumenta de forma aproximadamente lineal con el caudal de vapor. Aquí puede observarse ahora que, para un mismo caudal de vapor, al disminuir el caudal de disolución aumenta la relación de absorción.

En la figura 5.10 se muestra el comportamiento de la relación de absorción respecto al subenfriamiento inicial, en donde no se observa dependencia respecto al caudal de disolución sino sólo del subenfriamiento inicial. Como es de esperar, a medida que aumenta el grado de subenfriamiento mayor es la capacidad de absorción.

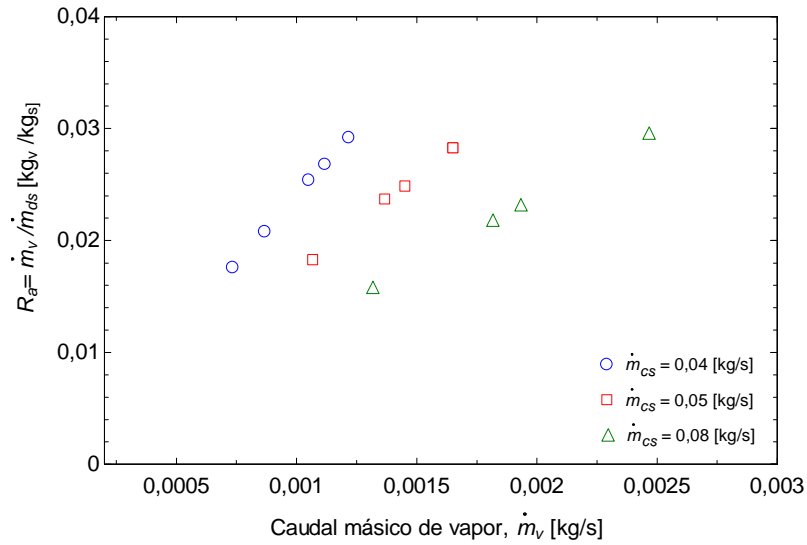


Figura 5.9. Relación de absorción en función del caudal másico de vapor.

En la figura 5.11 se muestra la relación lineal que existe entre el caudal másico de vapor y el subenfriamiento inicial para cada caudal másico de disolución concentrada. Se observa además algo lógico, que a un mismo subenfriamiento inicial, con mayor caudal de disolución el caudal másico de vapor de amoníaco aumenta.

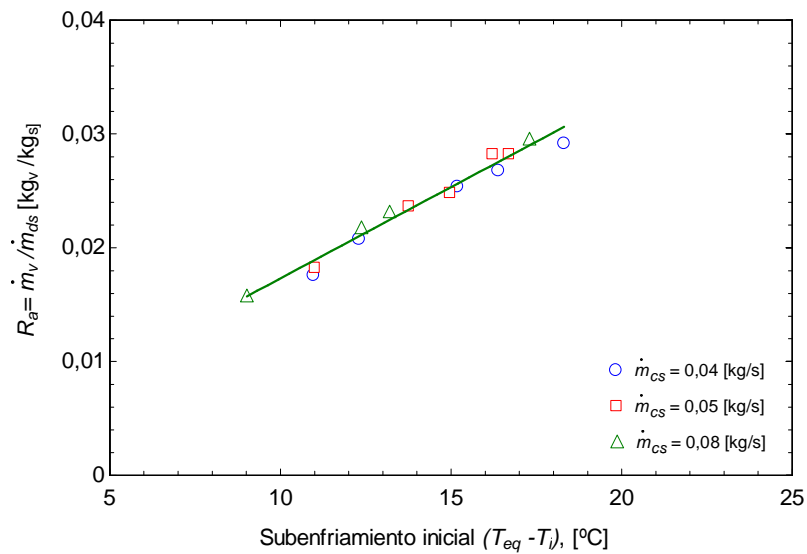


Figura 5.10. Relación de absorción en función del subenfriamiento inicial.

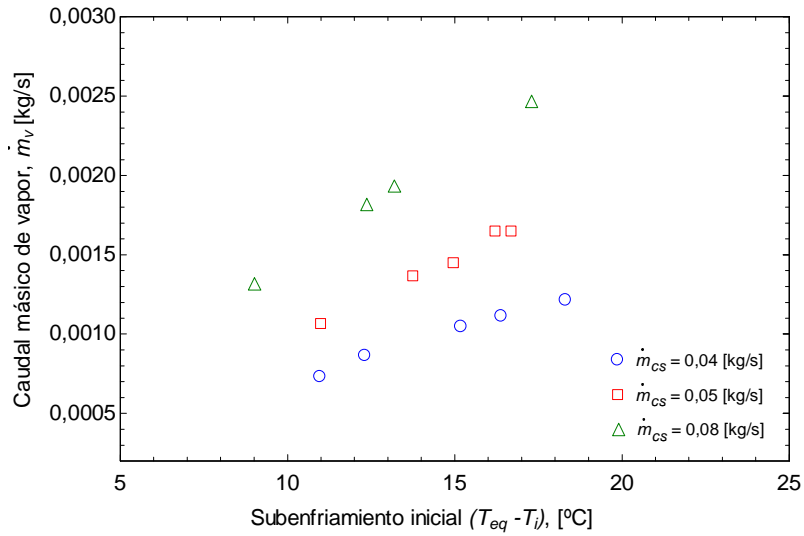


Figura 5.11. Caudal másico de vapor en función del subenfriamiento inicial a tres diferentes caudales másicos de disolución concentrada.

En la figura 5.12 se muestra la relación de absorción respecto a la presión de absorción. De la figura se observa que esta relación crece linealmente con el aumento de la presión de absorción.

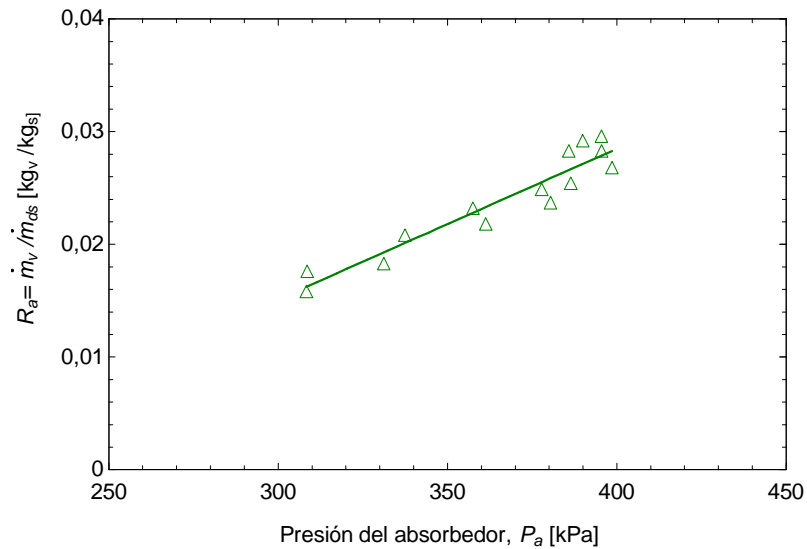


Figura 5.12. Relación de absorción en función de la presión de absorción.

La relación de absorción encontrada en este trabajo es mayor que la obtenida por Palacios et al. (2009b) para el mismo tipo de atomizado y rango de subenfriamiento inicial, a la altura de 220 mm con la disolución agua-bromuro de litio. Los autores, para caudales de disolución de

1,5 a 3,8 kg/min obtienen relaciones de absorción comprendidas entre 4 y 10 gr/kg. Las diferencias obtenidas entre ambos grupos de experimentos consideramos que pueden deberse principalmente a diferencias en las propiedades de transporte de ambas disoluciones, a la mayor presión de absorción a la que trabajan los sistemas que utilizan amoníaco como refrigerante y a diferencias en las dimensiones de la lámina y gotas obtenidas con el atomizador en cada caso.

Otra variable utilizada para evaluar el absorbedor adiabático es el subenfriamiento final. En la figura 5.13 se observa la variación de este subenfriamiento en función del número de Reynolds²². Puede apreciarse que el subenfriamiento final disminuye conforme aumenta este número adimensional.

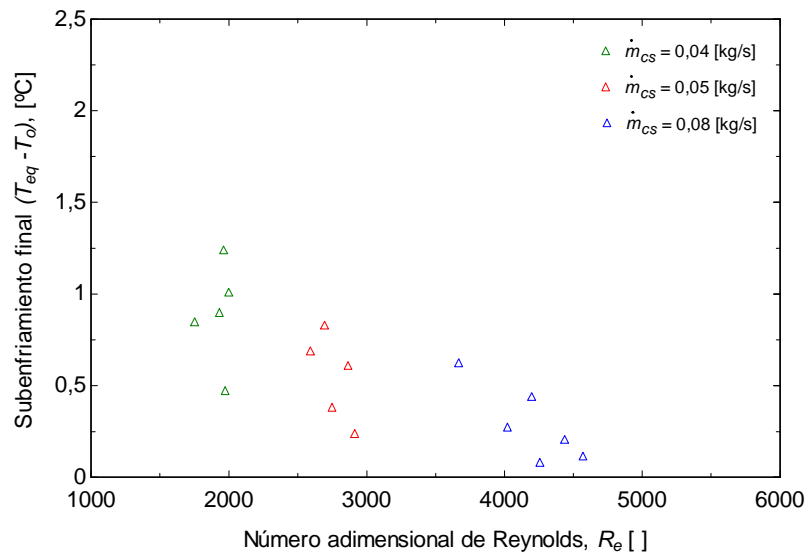


Figura 5.13. Subenfriamiento final en función del número adimensional de Reynolds.

Los subenfriamientos finales aquí encontrados a la altura de 205 mm son menores que los publicados por Summerer et al. (1996) para la disolución agua-bromuro de litio con atomizados tipo niebla, cono hueco y cono sólido a la altura de 200 mm (el menor encontrado por los autores fue de 2 °C). Las diferencias que se observan en este caso también consideramos que pueden deberse a la mayor presión de absorción a la que trabaja el amoníaco respecto al agua, a las diferencias entre las propiedades de transporte de las disoluciones y a posibles variaciones en los tamaños de gotas obtenidas con cada atomizador. Estos tamaños de gotas no han sido especificados para ningún caso, sólo se indica el modelo de atomizador utilizado.

²² El número de Reynolds en este caso está definido con el diámetro del orificio como:

$$Re = 4 \cdot \dot{m}_{CS} / \pi \cdot \mu_{CS} \cdot d_o .$$

El factor F de aproximación al equilibrio es mostrado en la figura 5.14 en función del caudal másico de vapor para diferentes caudales de disolución concentrada. Puede observarse un ligero aumento del factor F al aumentar el caudal de disolución.

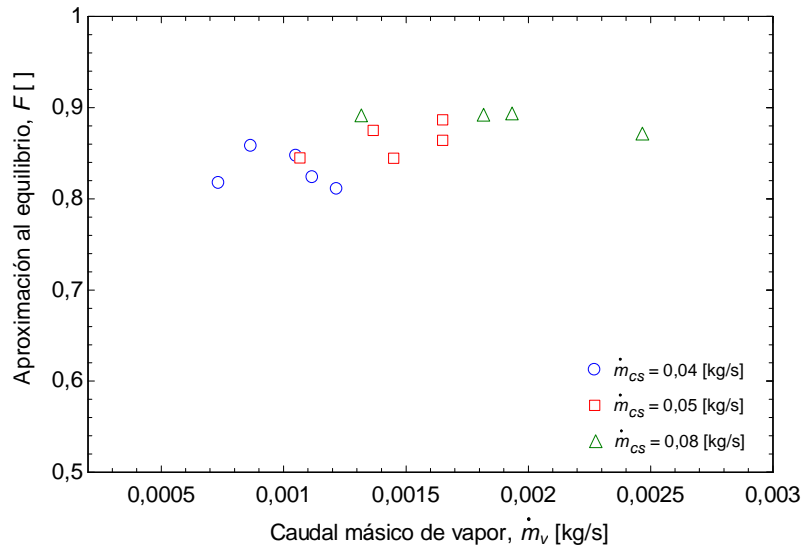


Figura 5.14. Aproximación al equilibrio en función del caudal másico de vapor.

En la figura 5.15 se muestra el factor de aproximación al equilibrio alcanzado con cada caudal de disolución concentrada respecto al número adimensional de Reynolds. Aunque el comportamiento del factor es similar al observado en la figura 5.14, en este caso pueden apreciarse más claramente los resultados para cada caudal de disolución ensayado.

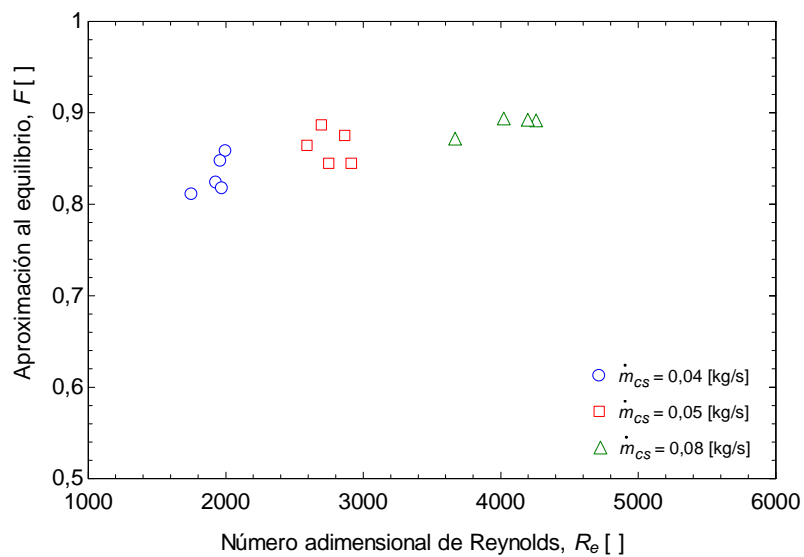


Figura 5.15. Aproximación al equilibrio en función del número de Reynolds con tres caudales másicos de disolución concentrada.

El factor de aproximación al equilibrio alcanzado en esta tesis utilizando la disolución amoniaco-nitrato de litio es ligeramente mayor que el del absorbedor tipo película y mayor que el del absorbedor tipo chorros mostrados por Arzoz et al. (2005). En aquel trabajo los autores utilizaron la disolución agua-bromuro de litio. Por otra parte, los resultados del factor de aproximación al equilibrio aquí obtenidos son similares a los mostrados por Palacios et al. (2009b) con la disolución agua-bromuro de litio utilizando un absorbedor adiabático con atomizado tipo lámina.

En la figura 5.16 se muestra la relación entre el coeficiente de transferencia de masa de la disolución amoniaco-nitrato de litio y el número adimensional de Reynolds. Se observa una relación lineal entre este número y el coeficiente de transferencia de masa. Estos coeficientes de transferencia de masa son mayores que los encontrados para la disolución agua-bromuro de litio por Palacios et al. (2009a, 2009b) utilizando el mismo tipo de atomizado y aproximadamente la misma altura.

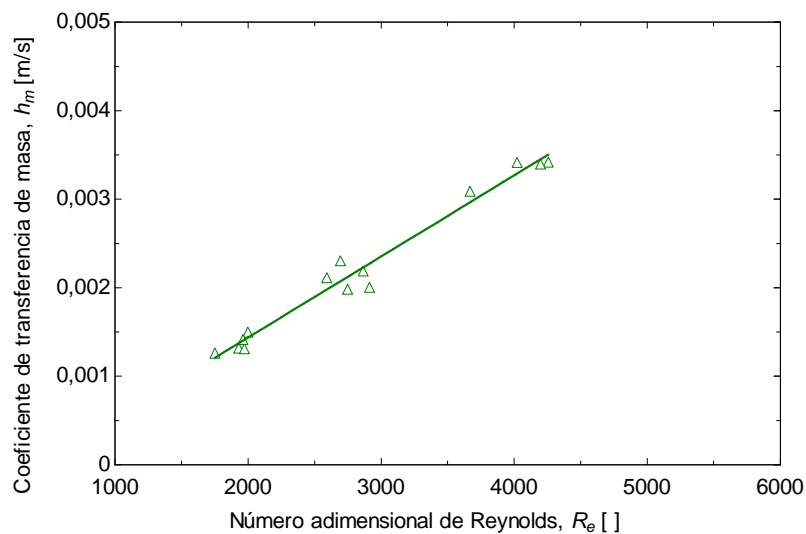


Figura 5.16. Coeficiente de transferencia de masa en función del número de Reynolds.

La pérdida de carga de la disolución al entrar en el absorbedor respecto al caudal de disolución concentrada es mostrada en la figura 5.17, en donde puede observarse que la relación entre estos dos parámetros puede aproximarse por un polinomio de segundo orden. Estas pérdidas de presión son ligeramente menores que las mostrados por Palacios et al. (2009b) para la disolución agua-bromuro de litio también con el mismo tipo de atomizado y aproximadamente la misma altura.

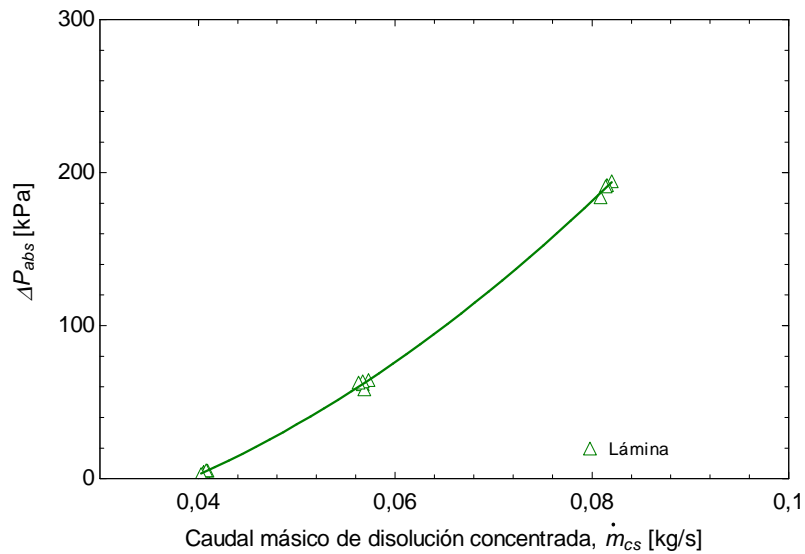


Figura 5.17. Pérdida de carga en el absorbedor en función del caudal másico de disolución concentrada.

5.3.4.3. Comparación entre atomizados: cono sólido, cono hueco, lámina y niebla

Los tipos de atomizado de cono sólido, cono hueco, lámina y niebla a la misma altura de 205 mm, son comparados en esta sección. Para ello se utilizan los parámetros de valoración: relación de absorción, subenfriamiento final, factor de aproximación al equilibrio y coeficiente de transferencia de masa. La pérdida de carga para los de tipo lámina y niebla también es mostrada.

En la figura 5.18 se muestra la relación de absorción en función del caudal de disolución concentrada para todos los tipos de atomizado, en donde se observa que todos los resultados se encuentran en un rango próximo de relación de absorción y, por tanto, no se aprecia dependencia del caudal de disolución.

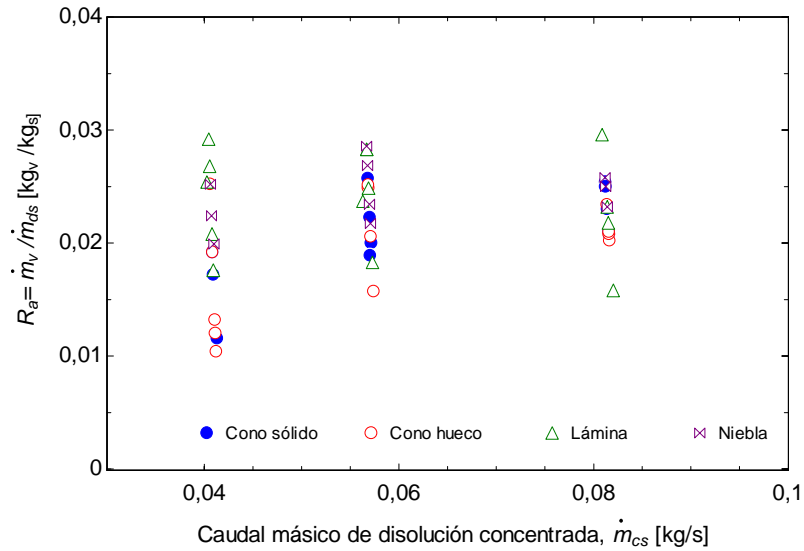


Figura 5.18. Relación de absorción en función del caudal másico de disolución concentrada.

En la figura 5.19 se muestra la relación de absorción de cada tipo de atomizado en función de la presión de absorción, en donde puede observarse que todos los datos pueden ajustarse mediante una relación aproximadamente lineal. Se aprecia también que el atomizado tipo lámina tiene una relación de absorción ligeramente superior respecto a los otros tipos de atomizado aquí analizados. No obstante, puede observarse que la dispersión en los datos es algo elevada en este caso.

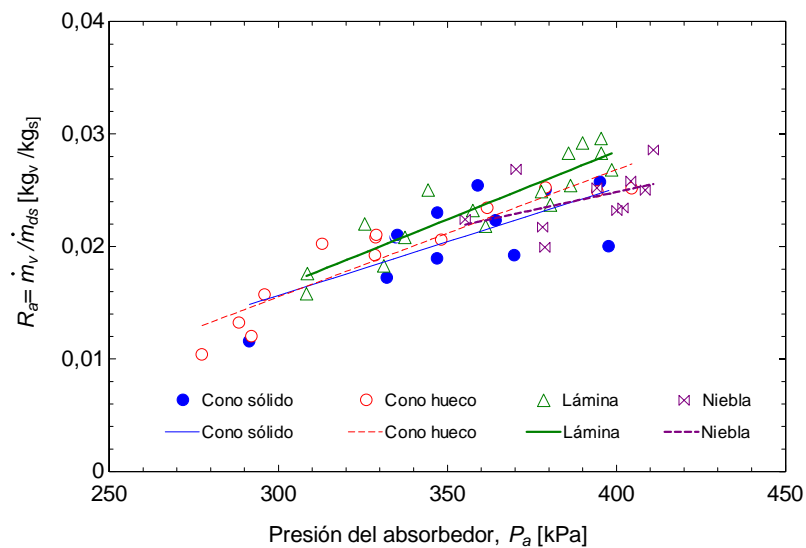


Figura 5.19. Relación de absorción para diferentes atomizados en función de la presión de absorción.

La tendencia lineal de la relación de absorción respecto al subenfriamiento inicial se observa en la figura 5.20 para todos los tipos de atomizado aquí analizados. Puede decirse que la relación de absorción depende fuertemente del subenfriamiento inicial en todos los casos. De la figura se observa que la relación de absorción del atomizado tipo niebla es ligeramente mayor que la obtenida para el atomizado tipo lámina. La relación de absorción de ambos atomizados es mayor que la correspondiente a los atomizados de los tipos cono hueco y cono sólido, así como la obtenida por Warnakulasuriya y Worek (2006) utilizando la disolución LZBTM.

Aunque en las dos figuras anteriores se observa que un tipo de atomizado es mejor que otro, no puede concluirse cuál tipo es mejor: en la figura 5.20 lo es el tipo niebla y en la figura 5.19 el de lámina. Esto es debido a la posible influencia de otras variables no consideradas en cada gráfico y a que los rangos de estas variables durante los experimentos no fueron similares en los 4 tipos de atomizado.

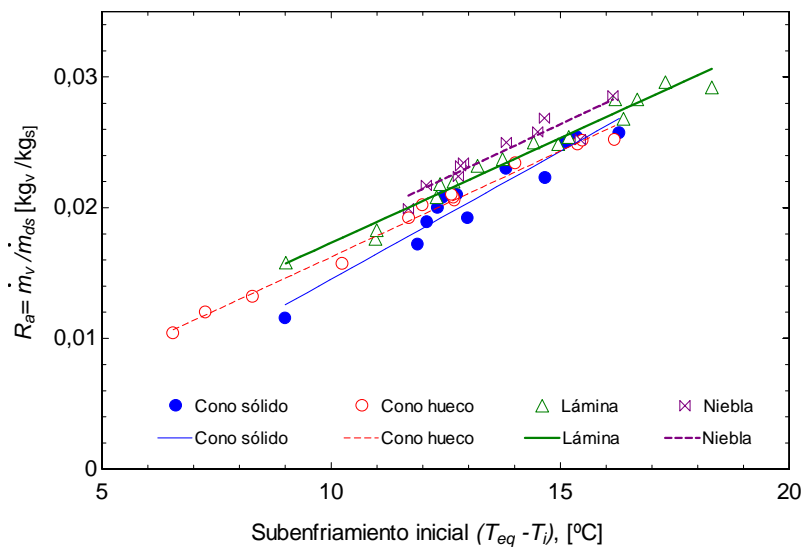


Figura 5.20. Relación de absorción para diferentes atomizados en función del subenfriamiento inicial.

Para identificar con mayor precisión cuál tipo de atomizado analizado es mejor, es conveniente mostrar los resultados de los parámetros definidos como subenfriamiento final y factor de aproximación al equilibrio, debido a que estos indican el grado de saturación alcanzado por cada tipo de atomizado.

La variación del subenfriamiento final respecto al número adimensional de Reynolds es mostrado en la figura 5.21, en donde se observa que los resultados de los atomizados tipo lámina y niebla están más cercanos al equilibrio, lo cual indica que estos dos tipos de

atomizados son mejores respecto a los otros dos analizados. El subenfriamiento final de todos los atomizados aquí analizados es menor que el mostrado por Summerer et al. (1996) para la disolución agua-bromuro de litio a la altura de 200 mm con los atomizados tipo cono hueco (1,9 °C), niebla y cono sólido (3,2 °C).

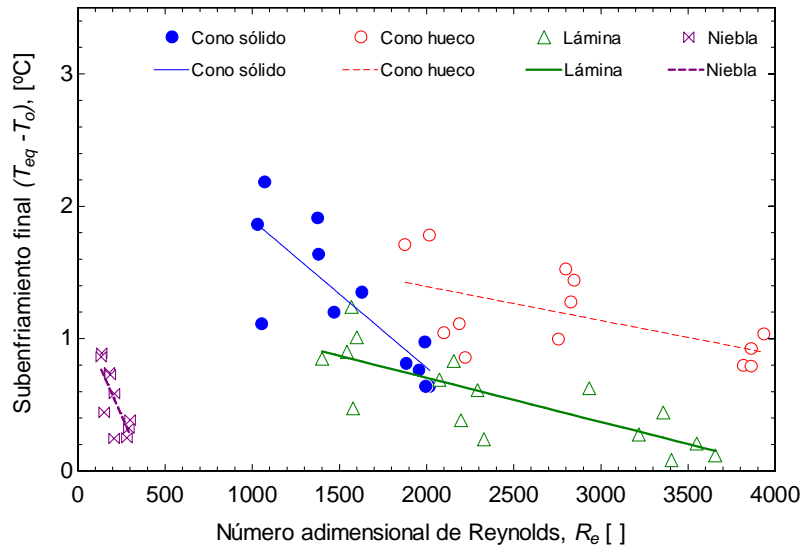


Figura 5.21. Subenfriamiento final para diferentes atomizados en función del número adimensional de Reynolds.

En la figura 5.22 se muestran los resultados del factor de aproximación al equilibrio en función del número adimensional de Reynolds. Aparecen los valores experimentales de los cuatro tipos de atomizado. De la figura puede apreciarse que el atomizado tipo niebla ofrece mejores resultados respecto a los demás tipos de atomizado analizados en este trabajo. El segundo con mejores resultados es el atomizado tipo lámina. El factor de aproximación al equilibrio del atomizado tipo cono hueco es mejor que el de tipo cono sólido a números de Reynolds inferiores a 1.300. A números mayores que éste ambos se comportan de manera similar. El atomizado de cono hueco ofrece mejores resultados de absorción que los absorbedores adiabáticos mostrados por Warnakulasuriya y Worek (2006) para gotas dispersas.

Aunque el atomizado tipo cono sólido produce los valores de aproximación al equilibrio más bajos a pequeños números de Reynolds, con valores de este grupo adimensional mayores a 1.300 este tipo de atomizado ofrece factores de aproximación al equilibrio mayores de 75%. Esto es lógico si se considera que con bajos caudales la presión es menor, lo que hace que el diámetro de las gotas sea más grande. Con caudales de disolución superiores a 0,058 kg/s, la presión aumenta lo que se refleja en diámetros de gotas menores y en un incremento de la

superficie de transferencia de masa, aumentando la absorción y por tanto la aproximación al equilibrio.

En la figura 5.22 se observa que la correlación lineal de F con el número de Reynolds se ajusta mejor en el caso de la lámina respecto a los atomizados analizados. La capacidad de absorción de este tipo de atomizado es ligeramente inferior que la del atomizado tipo niebla. Además, puede considerarse que este tipo de atomizado ofrece buenos resultados debido a que el grado de saturación alcanzado es cercano al 90% para el rango de números de Reynolds analizado.

Los resultados de aproximación al equilibrio de todos los tipos de atomizado aquí analizados son mayores que los valores obtenidos para la disolución agua-bromuro de litio con absorbentes tipo chorros y de gotas grandes mostrados por Arzoz et al. (2005). Los resultados del factor de aproximación al equilibrio de los atomizados tipo lámina y cono hueco son similares a los presentados por Palacios et al. (2009a, 2009b) para la disolución agua-bromuro de litio, quienes han trabajado con lámina de cono hueco y lámina lisa.

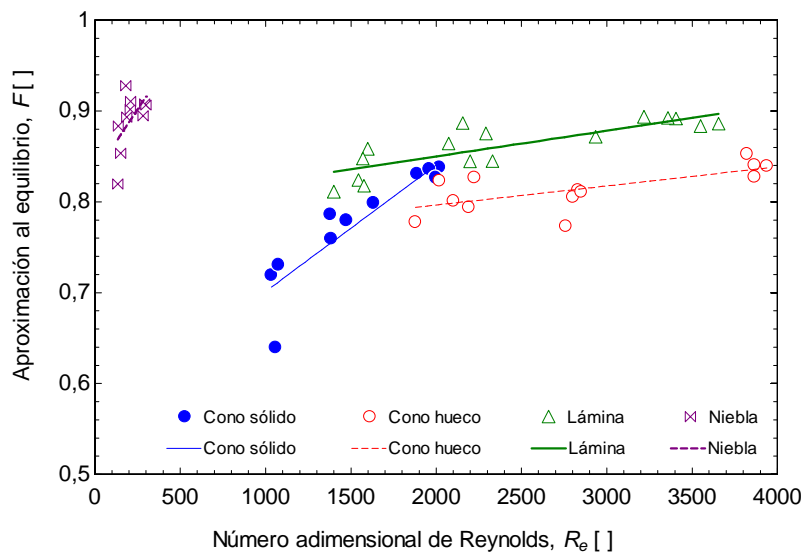


Figura 5.22. Aproximación al equilibrio de atomizados en función del número de Reynolds.

Aunque los resultados del factor de aproximación al equilibrio de los atomizados tipo lámina y cono hueco son similares a los presentados por Palacios et al. (2009a, 2009b), debe hacerse notar que los resultados aquí mostrados tienen mayor relación de absorción con menor subenfriamiento inicial que los obtenidos por aquellos autores.

La variación del coeficiente de transferencia de masa respecto al número adimensional de Reynolds es mostrada en la figura 5.23, en donde se observa que los atomizados tipo niebla y

tipo lámina ofrecen mayores valores respecto a los otros dos atomizados analizados. Los resultados del coeficiente de transferencia de masa de la disolución amoniaco-nitrato de litio aquí obtenidos son mayores que los encontrados por Palacios et al. (2009a, 2009b) con la disolución agua-bromuro de litio en absorbedores adiabáticos.

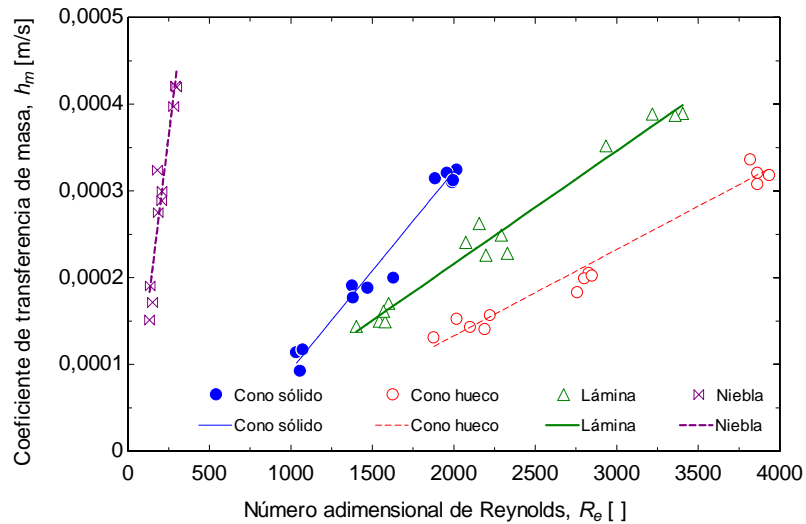


Figura 5.23. Coeficiente de transferencia de masa de diferentes atomizados en función del número adimensional de Reynolds.

La pérdida de carga a la entrada del absorbedor en función del caudal de disolución concentrada para los tipos de atomizado de lámina y de niebla es mostrada en la figura 5.24, en donde se muestra una dependencia aproximadamente cuadrática. Puede observarse además que el atomizado tipo niebla tiene pérdidas de carga ligeramente inferiores a las del atomizado tipo lámina a caudales altos.

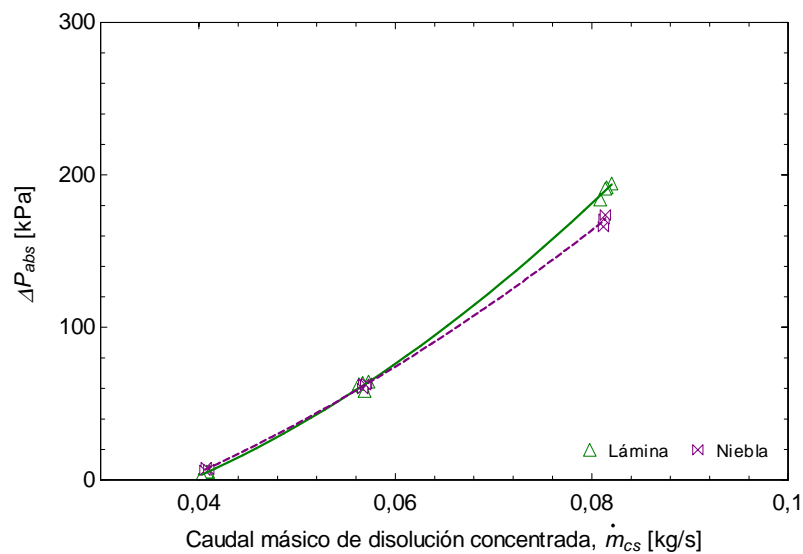


Figura 5.24. Pérdida de carga a la entrada del absorbedor para los atomizados de lámina y de niebla en función del caudal de disolución concentrada.

5.3.4.4. Comparación del atomizado como sólido a diferentes alturas

Como se ha comentado de la figura 5.22, el atomizado tipo como sólido puede ofrecer resultados del factor de aproximación al equilibrio aceptables con números de Reynolds mayores a 1.300, al proporcionar diámetros de gotas menores, incrementando por tanto la capacidad de absorción. Además, si se considera que este tipo de atomizado está más difundido en el mercado respecto a los demás analizados, el siguiente paso es evaluar si puede absorberse más vapor con el atomizador a mayor altura o si puede utilizarse este atomizador comercial en un absorbedor adiabático de menores dimensiones. Este análisis es mostrado a continuación.

En la figura 5.25 se muestra la relación de absorción respecto al caudal de disolución concentrada, en donde puede apreciarse que los resultados de absorción están aproximadamente en un mismo intervalo para todas las alturas ensayadas. Estos resultados nuevamente tienden a hacer pensar que no existe una dependencia entre la relación de absorción y el caudal de disolución dispersada.

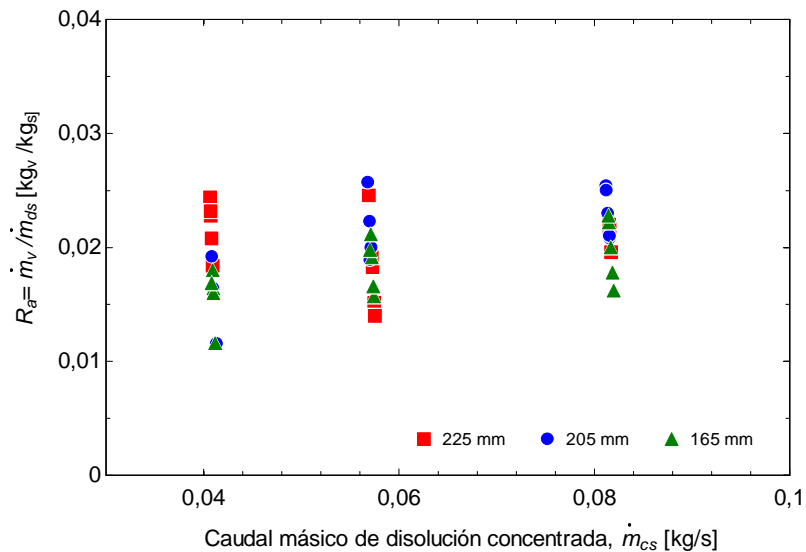


Figura 5.25. Relación de absorción del atomizado como sólido a diferentes alturas en función del caudal másico de disolución concentrada.

La relación de absorción en función de la presión de absorción se muestra en la figura 5.26, en donde puede observarse que la relación de absorción con el atomizado a 165 mm de altura es apenas 5% inferior que la obtenida a 205 mm. Asimismo, se observa que la relación de absorción a 225 mm es similar que a la altura intermedia de 205 mm.

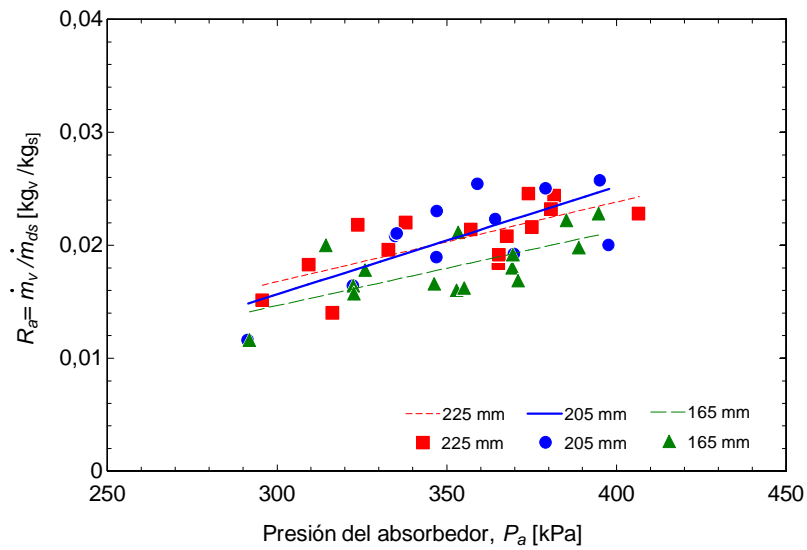


Figura 5.26. Relación de absorción del atomizado como sólido a diferentes alturas en función de la presión de absorción.

La figura 5.27 muestra la relación de absorción en función del subenfriamiento inicial, en donde puede apreciarse la relación aproximadamente lineal que existe entre ambas variables. Además puede observarse que en este caso no existe una diferencia apreciable entre los resultados de la absorción en cada altura.

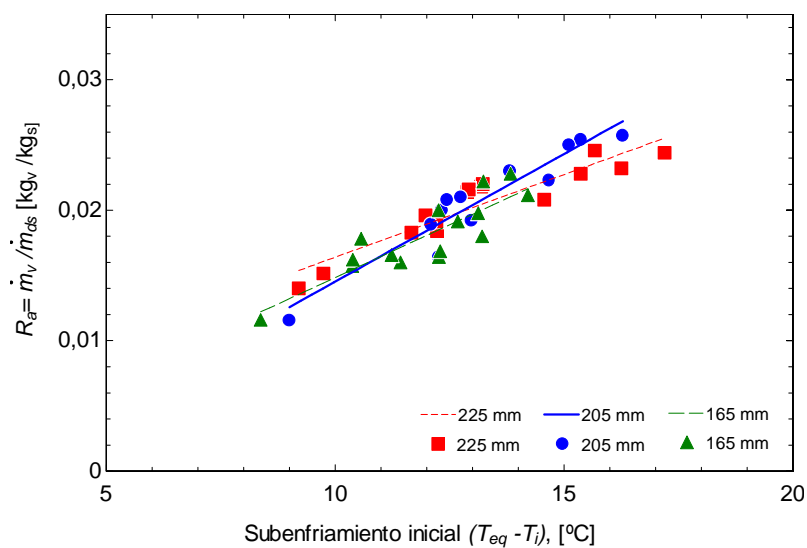


Figura 5.27. Relación de absorción de atomizado como sólido a diferentes alturas en función del subenfriamiento inicial.

El comportamiento del subenfriamiento final respecto al número adimensional de Reynolds es mostrado en la figura 5.28, en donde se observa que, de las tres alturas, los resultados del atomizado más bajo son los más alejados del equilibrio. Asimismo, se muestra que con número de Reynolds superior a 1.300 aproximadamente los resultados de las alturas de 205 y 225 mm son similares. Con valores menores de este número adimensional los resultados de la altura mayor son similares a los de menor altura. Todos los resultados del subenfriamiento final de las alturas aquí analizadas son menores de los 3,2 °C obtenidos con la disolución agua-bromuro de litio con el mismo tipo de atomizado a la altura de 200 mm por Summerer et al. (1996).

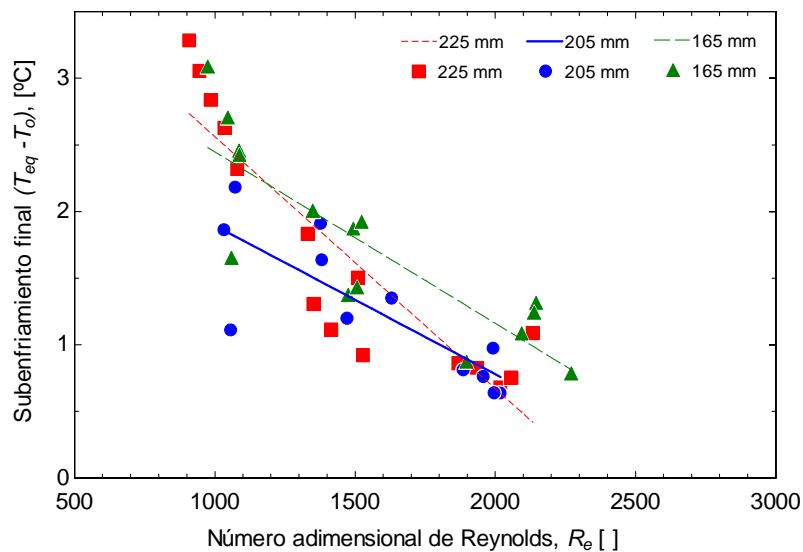


Figura 5.28. Subenfriamiento final para diferentes alturas en función del número adimensional de Reynolds.

La comparación de los resultados en cada altura mediante el factor de aproximación al equilibrio en función del número adimensional de Reynolds se muestra en la figura 5.29, en donde puede apreciarse que los resultados de la aproximación a la saturación a la menor altura son apenas 5% inferiores que con la altura media. Prácticamente no existe diferencia entre las alturas media y máxima ensayadas. Esto puede deberse a que la aproximación al estado de equilibrio sigue una curva potencial con el tiempo, como se describe con el modelo de Newman (1931), lo cual quiere decir que a medida que las gotas se alejan del atomizador absorben cada vez menor cantidad de amoníaco. Por ello el incremento en la masa absorbida al pasar de 205 a 225 mm es menor que el obtenido al pasar de 165 a 205 mm. Como puede verse además, el aumento en la longitud recorrida por la disolución dispersada en el primer caso (20 mm) es la mitad del segundo (40 mm), con la consiguiente reducción en la masa de amoníaco posible a absorber en dicho intervalo.

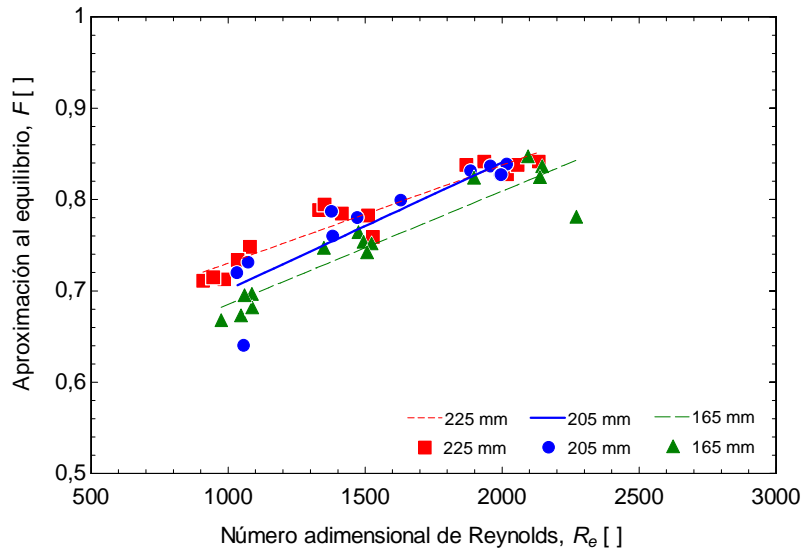


Figura 5.29. Aproximación al equilibrio de atomizado como sólido a diferentes alturas en función del número adimensional de Reynolds.

La variación de los coeficientes de transferencia de masa respecto al número adimensional de Reynolds para las tres alturas ensayadas es mostrada en la figura 5.30. De la figura se observa que los resultados del coeficiente de transferencia de masa con el atomizado a 165 mm de alto son ligeramente inferiores que los mismos a 205 y 225 mm. En estas dos últimas alturas los coeficientes de transferencia de masa son aproximadamente iguales.

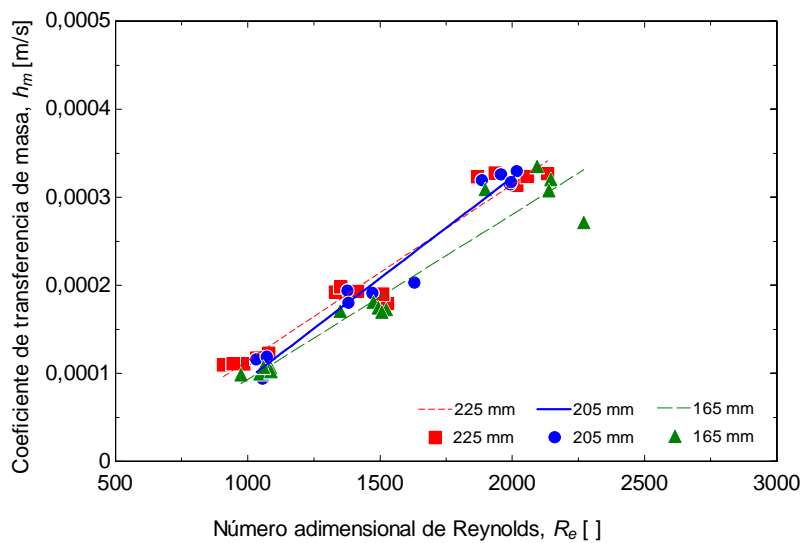


Figura 5.30. Coeficiente de transferencia de masa de atomizado como sólido a diferentes alturas en función del número adimensional de Reynolds.

Del análisis realizado al atomizado tipo cono sólido, a las tres diferentes alturas de 165, 205 y 225 mm, se observa que entre la altura media y la máxima no existe diferencia apreciable ni en la relación de absorción, ni en el subenfriamiento final, ni en el grado de saturación alcanzado ni en el coeficiente de transferencia de masa. Por consiguiente, puede concluirse que puede utilizarse un absorbedor adiabático con altura de 165 mm al emplear la disolución amoniaco-nitrato de litio y un atomizado tipo cono sólido. A partir de esta altura, como se ha visto anteriormente, el incremento en la capacidad de absorción no es significativo.

5.3.4.5. Correlaciones de transferencia de masa en absorción adiabática

El factor de aproximación al equilibrio es un parámetro muy útil en el momento de diseñar absorbedores para los sistemas de refrigeración por absorción. Como se ha mostrado en el capítulo 3, existe una gran influencia de este parámetro durante la simulación del comportamiento de un compresor termoquímico. Actualmente la única correlación existente de este factor es en función del número de Sherwood como lo muestran Warnakulasuriya y Worek (2006).

Con el fin de determinar una correlación del factor de aproximación al equilibrio que pueda ser útil para el diseño de absorbedores adiabáticos, en este trabajo se ha realizado un análisis dimensional al absorbedor adiabático. Del análisis realizado se ha encontrado que las variables independientes que influyen en el factor de aproximación al equilibrio son: el caudal másico de disolución a la entrada, \dot{m}_{cs} , el caudal de vapor, \dot{m}_v , la temperatura de la línea de vapor, T_v , la temperatura de la disolución concentrada a la entrada del absorbedor, T_{cs} , la presión a la entrada de la disolución, P_{cs} , la presión del absorbedor, P_a , la concentración de entrada, X_{cs} , la densidad y viscosidad del vapor y de la disolución, además de la altura del atomizador, H , como se muestra a continuación:

$$\alpha(\dot{m}_{cs}, \dot{m}_v, T_v, T_{cs}, P_{cs}, P_a, X_{cs}, \rho_v, \rho_{cs}, \mu_v, \mu_{cs}, H) = 0 \quad (5.17)$$

Utilizando el teorema Pi de Buckingham, se ha encontrado que el factor de aproximación al equilibrio depende de los grupos adimensionales: concentración, X_{cs} , temperaturas, $\frac{\Delta T_l}{T_{eq}}$,

presión, $\frac{P_{cs}}{P_a}$, número de Reynolds, Re , número de Weber²³, We , densidades $\frac{\rho_v}{\rho_{cs}}$, viscosidades $\frac{\mu_v}{\mu_{cs}}$ y relación de alturas $\frac{L}{225}$, como se muestra a continuación.

$$F = \alpha \left(X_{cs}, \frac{\Delta T_i}{T_{eq}}, \frac{P_{cs}}{P_a}, Re, We, \frac{\rho_v}{\rho_{cs}}, \frac{\mu_v}{\mu_{cs}}, \frac{L}{225} \right) \quad (5.18)$$

Mediante análisis estadístico de correlación lineal múltiple se han encontrado correlaciones para el factor de aproximación al equilibrio, utilizando los grupos adimensionales que aparecen en la ecuación (5.18). A través de un análisis de sensibilidad se han determinado los parámetros de mayor peso en cada correlación.

Las correlaciones que mejor ajustan los datos experimentales del factor de aproximación al equilibrio en el absorbedor adiabático, para cada tipo de atomizado: cono sólido, cono hueco, lámina y niebla, se muestran en las tablas 5.5 y 5.6.

Tabla 5.5. Correlaciones del factor de aproximación al equilibrio F para absorbedores adiabáticos.

Tipo de atomizado	Correlación de F	R ² [%]	Ecuación
Cono sólido	$F = 0,173 \cdot Re^{0,196} We^{0,023} \left(\frac{\Delta T_i}{T_{eq}} \right)^{0,083} \left(\frac{L}{225} \right)^{0,12}$	90	(5.19)
Cono hueco	$F = 1,76E17 \cdot Re^{-3,9} We^{1,97} \left(\frac{\Delta T_i}{T_{eq}} \right)^{-0,036} \left(\frac{\mu_v}{\mu_{cs}} \right)^{3,67}$	71	(5.20)
Lámina	$F = 0,161 \cdot Re^{0,41} We^{-0,163} \left(\frac{\Delta T_i}{T_{eq}} \right)^{0,093}$	78	(5.21)
Niebla	$F = 67,35 \cdot Re^{-1,36} We^{1,02} \left(\frac{\Delta T_i}{T_{eq}} \right)^{-0,728} \left(\frac{P_{cs}}{P_a} \right)^{-0,984}$	90	(5.22)

²³ Aquí el número de Weber está definido con el caudal másico mediante: $We = \frac{16 \cdot \dot{m}_{cs}^2}{\sigma_{cs} \cdot \rho_{cs} \cdot \pi \cdot d_o^2}$.

Tabla 5.6. Rango de los grupos adimensionales de las ecuaciones 5.19-5.22.

Tipo de atomizado	Re	We	$\frac{\Delta T_i}{T_{eq}}$	Otro parámetro
Cono sólido	908-2270	600-2459	0,23-0,41	$\frac{L}{225} = 0,73-1$
Cono hueco	1878-3937	2399-9717	0,19-0,38	$\frac{\mu_v}{\mu_{cs}} = 0,86-1,0 [x10^{-3}]$
Lámina	1400-3656	2415-14245	0,23-0,42	
Niebla	133-299	4,7-18,9	0,28-0,37	$P_{cs} / P_a = 1,06-1,57$

La diferencia de los grupos adimensionales que aparecen en el caso del atomizado tipo cono hueco podría deberse a que en este caso la disolución realiza un movimiento giratorio en el interior de la cámara adiabática, incrementando su tiempo de residencia en el absorbedor. En el caso de la niebla aparece el grupo adimensional que contiene las presiones, debido posiblemente a que los orificios del atomizador son muy pequeños. Por otra parte puede observarse que las correlaciones que mejor ajustan los datos experimentales son las obtenidas para el cono sólido y la niebla. En ambos casos el atomizado obtenido tiene forma de gotas, mientras que en el atomizado tipo lámina y cono hueco una parte del atomizado lo compone una película líquida y la otra parte gotas.

Habitualmente los procesos de transferencia de masa se caracterizan utilizando el número de Sherwood. Este número está definido como:

$$Sh = \frac{h_m \cdot L_{eq}}{D} \quad (5.23)$$

donde D es la difusividad másica y L_{eq} es la longitud característica, definida en este caso por la relación entre el volumen y el área interior del absorbedor:

$$L_{eq} = \frac{V_{abs}}{A_{abs}} \quad (5.24)$$

Este número adimensional normalmente es correlacionado con el número de Reynolds y el número de Schmidt²⁴ como lo muestran Incropera y De-Witt (1999) de la forma:

$$Sh = C_1 \cdot Re^{C_2} Sc^{C_3} \quad (5.25)$$

En esta tesis las constantes C_1 , C_2 y C_3 son determinadas para cada tipo de atomizado: cono sólido, cono hueco, lámina y niebla. Los valores obtenidos son mostrados en la tabla 5.7.

Tabla 5.7. Correlaciones del número de Sherwood para absorbedores adiabáticos.

Tipo de atomizado	C_1 [$\times 10^{-4}$]	C_2	C_3	R^2 [%]	Rango de Re	Rango de Sc [$\times 10^3$]
Cono sólido	0,003	1,55	1,38	98	908-2270	14,75-23,06
Cono hueco	7,2	1,21	0,79	97,6	1878-3937	16,44-21,61
Lámina	6,11	1,23	0,834	98,5	1400-3656	17,46-24,32
Niebla	1,05	1,29	1,31	93,2	132-298	15,09-19,69

5.4. Análisis de incertidumbre

En el análisis llevado a cabo en el conjunto absorbedor-subenfriador también se realizó un análisis de incertidumbre, siguiendo el procedimiento descrito en el capítulo 4.

En la tabla 5.8 se muestra la incertidumbre máxima de las variables calculadas para cada atomizador. Como puede verse en esta tabla, en el caso del subenfriamiento final se da el rango obtenido de incertidumbre para los atomizados tipo niebla y lámina, debido a que la máxima supera el 100%. La incertidumbre mínima de esta variable es del 47%, por lo que en este caso el subenfriamiento final no puede considerarse un parámetro fiable para emitir una conclusión.

²⁴ Este número adimensional representa la razón de difusividades de momento y de masa mediante:

$$Sc = \frac{\nu}{D} = \frac{\mu}{\rho \cdot D}$$

Tabla 5.8. Incertidumbre de las variables calculadas para cada tipo y altura de atomizado.

Variable	Tipo de atomizado					
	Cono sólido 205 mm	Cono hueco 205 mm	Niebla 205 mm	Lámina 205 mm	Cono sólido 225 mm	Cono sólido 165 mm
Incertidumbre (%)						
Relación de absorción, R_a	±0,14	±0,10	±0,10	±0,09	±0,11	±0,14
Subenfriamiento inicial, ΔT_i	±3,67	±5,03	±2,82	±3,66	±3,58	±3,94
Subenfriamiento final, ΔT_o	±93	±69	±66-245	±47-720	±88	±75
Flujo másico de vapor, G_v	±0,13	±0,22	±0,11	±0,13	±0,12	±0,20
Factor de aproximación al equilibrio, F	±3,5	±4,9	±2,5	±3,4	±3,42	±3,74
Coefficiente de transferencia de masa, h_m	±4,67	±8,16	±10,16	±5,2	±5,06	±6,35
Pérdida de carga en el absorbedor, ΔP_{abs}	-	-	±5,6	±6,6	-	-

La incertidumbre de las variables calculadas del subenfriador se muestra en la tabla 5.9. El valor pequeño de la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor del subenfriador es debido a que sólo influye el caudal másico de la disolución a través del número de Reynolds. En los demás casos influyen varios parámetros.

Tabla 5.9. Incertidumbre de las variables calculadas del subenfriador.

Variabes	Incertidumbre (%)
Caudal másico de disolución concentrada, \dot{m}_{CS}	±0,06
Coefficiente de transferencia de calor, h_{SP}	±0,11

5.5. Conclusiones del capítulo

Del análisis realizado a los procesos de transferencia de masa y calor en el conjunto absorbedor-subenfriador, ha sido posible obtener las siguientes conclusiones:

Referente al proceso de transferencia de calor en el subenfriador:

- Considerando que el flujo de calor y el número de Reynolds en el intercambiador de calor de placas son bajos y que los resultados del coeficiente de transferencia de calor por convección son mayores que los encontrados para absorbedores no adiabáticos tipo película y burbujas, es posible concluir que pueden obtenerse valores elevados para el coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de calor de placas empleando la disolución amoníaco-nitrato de litio.

Referente al proceso de transferencia de masa en el absorbedor adiabático:

- De los cuatro tipos de atomizado ensayados en este trabajo, para el rango de operación analizado, el que mejores resultados de absorción ofrece es el atomizado tipo niebla. Esto era previsible debido a que el tamaño de las gotas es menor que el de los demás atomizadores analizados.
- El parámetro de mayor influencia en la absorción del vapor de amoníaco en el absorbedor adiabático es el subenfriamiento inicial de la disolución. En segundo lugar está la presión de absorción como parámetro también importante en la absorción del vapor.
- La capacidad de absorción del tipo de atomizado de lámina es ligeramente inferior que la del atomizado tipo niebla. Además, puede considerarse que este tipo de atomizado ofrece buenos resultados debido a que el grado de saturación alcanzado es cercano al 90% para el rango de números de Reynolds analizado.
- El factor de aproximación al equilibrio del atomizado tipo cono hueco es mejor que el de tipo cono sólido a números de Reynolds inferiores a 1.300. A números mayores que éste ambos se comportan de manera similar, alcanzando factores de aproximación al equilibrio superiores a 76%.
- El atomizado tipo cono sólido tiene bajo factor de aproximación al equilibrio con números de Reynolds menores de 1.300 (66% en media), si se compara con el de tipo niebla que alcanza factores de aproximación cercanos al 90%.

- Aunque los resultados del factor de aproximación al equilibrio de los atomizados tipo lámina y cono hueco son similares a los presentados por Palacios et al. (2009a, 2009b), debe hacerse notar que los resultados aquí mostrados tienen mayor relación de absorción con menor subenfriamiento inicial que los obtenidos por estos autores.
- Los resultados de aproximación al equilibrio de todos los tipos de atomizado aquí analizados son mayores que los valores obtenidos para la disolución agua-bromuro de litio con absorbedores adiabáticos tipo chorros y de gotas grandes mostrados por Arzoz et al. (2005).
- Del análisis realizado al atomizado tipo cono sólido a las tres diferentes alturas de 165, 205 y 225 mm, se observa que entre la altura media y la máxima no existe diferencia apreciable en la relación de absorción, subenfriamiento final, factor de aproximación al equilibrio o coeficiente de transferencia de masa. Además, se observa que el grado de saturación a la altura de 165 mm apenas disminuye 5% respecto a la altura de 205 ó 225 mm. Por consiguiente, de este análisis puede concluirse que puede utilizarse un absorbedor adiabático con altura de 165 mm al emplear la disolución de amoniaco-nitrato de litio y un atomizado tipo cono sólido.
- La pérdida de carga encontrada en la entrada de los absorbedores adiabáticos, empleando la disolución amoniaco-nitrato de litio, es menor que la que se encuentra con la disolución agua-bromuro de litio con el mismo tipo de atomizado de lámina.
- Se han obtenido correlaciones adimensionales para el factor de aproximación al equilibrio y el número de Sherwood, para los 4 tipos de atomizado analizados. Estas correlaciones pueden ser usadas para estimar el grado de saturación y el coeficiente de transferencia de masa en un absorbedor adiabático en las condiciones especificadas.
- Del análisis de incertidumbre puede observarse que los resultados del subenfriamiento final no pueden aportar elementos para una buena conclusión, debido a que la incertidumbre para este parámetro es demasiado grande, pues la mínima calculada es de 47%.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajo futuro

En esta tesis han sido evaluadas la transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos que utilizan atomizados en forma de lámina y de gotas de diferentes diámetros. Los atomizadores empleados para producir estos sprays fueron tipo lámina, niebla, cono hueco y cono sólido; este último por ser el más comercial fue analizado a tres diferentes alturas. Asimismo, se ha analizado el flujo bifásico en un generador de placas, empleando en ambos casos la disolución amoniaco-nitrato de litio. Fue evaluado el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico en el generador variando el flujo másico y el flujo de calor y se determinó una correlación de la pérdida de carga en función de la energía cinética por unidad de volumen. Correlaciones de transferencia de calor y de pérdida de carga con flujo monofásico en el generador también fueron encontradas. Las conclusiones generadas y trabajos futuros propuestos como resultado de esta tesis se muestran a continuación.

6.1. Conclusiones

Referente al proceso de transferencia de masa en el absorbedor adiabático:

- De los cuatro tipos de atomizado analizados, para el rango de operación ensayado en este trabajo, el que mejores resultados de absorción ofrece es el atomizado tipo niebla. En este caso pueden alcanzarse factores de aproximación al equilibrio superiores al 90%.
- El atomizado tipo lámina presenta una capacidad de absorción muy cercana al tipo niebla, aunque ligeramente inferior, y permite alcanzar grados de saturación cercanos al 90% en las condiciones analizadas.
- La atomización del tipo cono hueco permite obtener aproximaciones al equilibrio cercanas al 84% a elevados números de Reynolds, de forma similar al tipo cono sólido.

Sin embargo, a medida que Reynolds disminuye, este último atomizado se aleja de la saturación, alcanzando valores inferiores al 70%.

- El parámetro de mayor influencia en la capacidad de absorción es el subenfriamiento inicial de la disolución, seguido de la presión de absorción.
- Resulta suficiente utilizar un absorbedor adiabático con el atomizador colocado a una altura de 165 mm cuando se emplea la disolución amoníaco-nitrato de litio y un atomizado tipo cono sólido. El incremento producido en la capacidad de absorción a partir de esta altura no es significativo.
- Las correlaciones adimensionales obtenidas para el factor de aproximación al equilibrio y el número de Sherwood pueden ser usadas para estimar el grado de saturación y el coeficiente de transferencia de masa en un absorbedor adiabático en las condiciones especificadas.

Referente al proceso de transferencia de calor en el subenfriador:

- El coeficiente de transferencia de calor por convección obtenido en el intercambiador de placas usado como subenfriador ($1,5-2 \text{ kW/m}^2\text{K}$) es mayor que los encontrados en absorbedores no adiabáticos de película y burbujas utilizando también la disolución amoníaco-nitrato de litio.

Respecto al flujo bifásico en el generador de placas:

- Los coeficientes de transferencia de calor en flujo bifásico obtenidos no son muy elevados ($0,6-1,2 \text{ kW/m}^2\text{K}$) debido a que los flujos de calor utilizados en la región de ebullición son pequeños ($1-5 \text{ kW/m}^2$). En las condiciones ensayadas la disolución entra al generador con un alto grado de subenfriamiento (de 13 a 23 °C), por lo cual sólo el 51% en valor medio del calor suministrado es utilizado para hacer hervir la disolución y separar amoníaco.
- Existe una dependencia aproximadamente lineal entre el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor de flujo bifásico. También se ha apreciado la influencia del flujo másico sobre este coeficiente. Sin embargo, teniendo en cuenta el criterio de Thonon et al. (1995), la ebullición nucleada es la contribución dominante durante el proceso de ebullición de la disolución en las condiciones ensayadas.

- La mezcla bi-componente formada por el amoníaco y el nitrato de litio ejerce un efecto negativo sobre el coeficiente de transferencia de calor obtenido durante la ebullición, tendiendo a disminuir su magnitud si se le compara con el obtenido durante la ebullición del amoníaco puro.
- La correlación obtenida para el proceso de transferencia de calor durante la ebullición, en función de los números adimensionales Pr , Bo , Ja y Fr , predice adecuadamente los coeficientes de transferencia de calor en flujo bifásico en el generador.
- La pérdida de carga durante la ebullición puede ser bien correlacionada con la energía cinética.

Respecto al modelo termodinámico:

- El modelo inicial sobrepredice los resultados experimentales de cambio de concentración, potencia frigorífica, $ECOP$ y COP , en tanto que subpredice los resultados de potencia térmica en el generador y relación de circulación. Las desviaciones se reducen a la mitad aproximadamente al tener en cuenta el factor de aproximación al equilibrio en el absorbedor adiabático y la eficiencia real del recuperador de calor. El 85% de los resultados del modelo final, obtenido teniendo en cuenta estos dos parámetros, tiene una desviación máxima del 34% respecto a los resultados experimentales.

6.2. Trabajos futuros

Referente al proceso de transferencia de masa en el absorbedor adiabático:

- Realizar la caracterización del spray de cada tipo de atomizado: lámina, niebla, cono hueco y cono sólido, utilizando la disolución amoníaco-nitrato de litio. De este modo sería posible determinar experimentalmente las dimensiones y velocidades de las láminas y gotas para cada atomizado, útil para determinar otras correlaciones de transferencia de masa que puedan ser utilizadas para el diseño de absorbedores adiabáticos.
- Obtener otras correlaciones del factor de aproximación al equilibrio variando la altura del atomizado y la concentración de la disolución a la entrada.

Referente al proceso de transferencia de calor en el subenfriador:

- Obtener correlaciones de transferencia de calor y de pérdida de carga en intercambiadores de placas empleando la disolución amoníaco-nitrato de litio para bajos números de Reynolds, con el fin de contar con correlaciones válidas para el diseño de intercambiadores de placas empleando disoluciones viscosas.

Respecto al flujo bifásico en el generador de placas:

- Reducir el subenfriamiento de la disolución a la entrada del generador con el objetivo de emplear la mayor parte de la potencia térmica disponible para hacer hervir la disolución. En el caso de no obtener flujos de calor en torno a 5 veces mayores a los ahora ensayados, reducir el área de transferencia suministrando la misma potencia térmica.

Respecto al modelo termodinámico:

- Mejorar el modelo termodinámico incluyendo las pérdidas de presión en componentes, tuberías y accesorios, los intercambios de calor con el entorno, las correlaciones obtenidas para transferencia de masa en el absorbedor adiabático y las correlaciones que se obtengan para caracterizar térmicamente los intercambiadores de calor.

Bibliografía

Acosta-Iborra, A., García, N., Santana, D. 2009. *Modelling non-isothermal absorption of vapour into expanding liquid sheets*. International Journal of Heat and Mass transfer. Vol. 52, pp: 3042-3054.

Aggarwal, M. K., Agarwal, R. S., Sastry, Y. V. S. R., 1985. *Solid absorbents for solar powered refrigeration systems*. Solar Energy, Vol. 34, No. 4/5, pp. 423-426.

Aggarwal, M.K., Agarwal R.S., 1986. *Thermodynamic properties of lithium nitrate-ammonia mixtures*. Energy Research, Vol. 10, pp. 59-68.

Altamush, S., W., 1994. *Economic analyses of the operating costs in four absorption cycles for optimizing the generator and condensing temperatures*. Energy Conversion and Management, Vol. 35, No. 6, pp. 517-534.

Altamush, S., W., 1997. *Economic analyses of absorption systems: part A. Design and cost evaluation*. Energy Conversion and Management, Vol. 38, No. 9, pp. 889-904.

Antonopoulos, K. A., Rogdakis, E. D., 1996. *Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens*. Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 127-147.

Arzoz, D., Rodríguez P., Izquierdo M. 2005. *Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H₂O Solutions*, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 797-811.

Ayala, R., Frías, J. L., Lam, L., Heard, C. L., Holland, F. A., 1994. *Experimental assessment of an ammonia/lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, No. 6, pp. 437-446.

Ayala, R., Heard, C. L., Holland, F. A., 1997. *Ammonia/Lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part I. Simulation*. Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 223-233.

Ayala, R., Heard, C. L., Holland, F. A., 1998. *Ammonia/Lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. Experimental*. Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 661-670.

Ayub, Z. H., 2003. *Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators*. Heat Transfer Engineering, Vol. 24, No. 5, pp. 3-16.

Ayub, Z., 2007. *Current and future prospects of enhanced heat transfer in ammonia systems*. IIR Conference: Ammonia refrigeration technology for today and tomorrow, Ohrid.

Ayub, Z., 2008. *Current and future prospects of enhanced heat transfer in ammonia solutions*. International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 652-657.

Balaras, C.A., Henning, H., Gershon G.E., Podesser, E., Infante Ferreira C.A., 2006. *Solar cooling: An Overview of European Applications & Design Guidelines*, ASHRAE June 2006.

Berestneff, A. A., 1938. *New absorption system for low temperature*. Refrigerating Engineering, Vol. 35, No. 5, pp. 323-326.

Best, R., Rivera, W., Pilatowsky, I., Holland F.A., 1990. *Thermodynamic design data for absorption heat transformers-part four. Operating for ammonia-lithium nitrate*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 10, No. 5-6, pp. 539-548.

Best, R., Porras, L., Holland, F. A., 1991a. *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate. Part one. Cooling*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, No. 1, pp. 49-61.

Best, R., Rivera, W., Pilatowsky, I., Holland, F. A., 1991b. *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate. Part two. Heating*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, No. 2/3, pp. 103-111.

Best, R., Rivera, W., Pilatowsky, I., Holland, F. A., 1991c. *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate. Part three. Simultaneous cooling and heating*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, No. 4, pp. 199-212.

Blytas, G. C., Kertesz, D. J., Daniels, F., 1962. *Concentrated solutions in liquid ammonia: Solubility of NaNO₃ and KBr and other salts; Vapor pressures of LiNO₃-NH₃ solutions*. Journal of the American Chemical Society, Vol. 84, No. 7, pp. 1083-1085.

Briggs, D.E., Young E.H., 1969. *Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube*. Chemical Engineering Progress Symposium Series. Vol. 92, pp. 35-45.

Burdokov, A.P., Dorokhov A.R., Paniev G.A., 1989. *Combined heat and mass transfer in absorption on droplets*. Soviet Journal of Applied Physics, V. 3, No. 1, pp: 39-45.

Calvo, J.A. 2007, *Introducción a la metrología*, Laboratorio de Tecnologías IV, Universidad Carlos III de Madrid.

Carvajal, I., Polupan G., Sánchez F., Quinto P., Zacarias A. 2005. *Heat transfer study in the elements of an absorption refrigeration system operating in partial head loads*. Industrial Heat Engineering, Vol. 27, No. 5, pp. 58-65.

Cengel, Y.A., Boles M.A. 2002. *Thermodynamics, an Engineering approach*, Mc. Graw Hill.

Cerezo, J., 2006, *Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*, PhD. Thesis, Universitat I Virgili España.

Cerezo, J., Bourouis, M., Vallés, M., Coronas, A., Best, R., 2009. *Experimental study of an ammonia-water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines*. Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1005-1011.

Charre, O., Jurkowski R., Bailly A., Meziani S. Altazin M. 2002. *General model for plate heat exchanger performance prediction*. Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 9, pp. 181-186.

Chen, J. C., 1966. *Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow*. Industrial and Engineering Chemistry Progress Design and Development, Vol. 5, No. 3, pp. 322-329.

Chen, J., Chang H., Chen S.R., 2006. *Simulation study of a hybrid absorber-heat exchanger using hollow fiber membrane module for the ammonia-water absorption cycle*. International Journal of Refrigeration, Vol.29, pp. 1043-1052.

Chinnappa, J. C. V., 1961. *Experimental study of the intermittent vapour absorption refrigeration cycle employing the refrigerant-absorbent systems of ammonia water and ammonia lithium nitrate*. Solar Energy, Vol. 5, pp. 1-18.

Chisholm, D., Wanniarachchi, A. S., 1992. *Maldistribution in Single-Pass Mixed-Channel Plate Heat Exchangers. Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries*, HTD Vol. 201, ASME, New York, pp. 95–99.

Colonna, P., Gabrielli, S., 2003, *Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR)*, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 381–396.

Cooper, A., Usher D., 1983. *Plate heat exchangers*, Hemisphere Publishing Corporation, Vol. 3.7, pp. 1-1/12-2.

Cooper, M. G., 1984. *Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling. A wide-ranging examination using reduced properties*. Advances in Heat Transfer, Vol. 16, pp. 157-239.

Cooper, M. G., 1989. *Flow boiling - the 'apparently nucleate' regime*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 3, pp. 459-464.

Corberán, J. M., González, J., 2002. *Two-phase heat transfer analysis of evaporators*. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 26, pp. 259-267.

Darde, V., Thomsen, K., van Well, J. M. W., Stenby, E. H. , 2009. *Chilled ammonia process for CO₂ capture*. Energy Procedia, Vol. 1, pp. 1035-1042.

Darwish, N.A., Al-Hashimi, S.H., Al-Mansoori, A.S., 2008. *Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system*, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1214–1223.

Deng, S.M., Ma, W.B., 1999. *Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H₂O solution as working flow*. International Journal of Refrigeration. Vol. 22, pp. 293-301.

De Vega, M., Almendroz-Ibañez J.A., Ruiz G., 2006. *Performance of a LiBr-water absorption chiller operating with plate heat exchangers*. Energy Conversion and Management, Vol 47, pp. 3393-3407.

Djordjevic, E., Kabelac, S., 2008. *Flow boiling of R-134a and ammonia in plate heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 6235-6242.

Elperin, T., Fominykha, A., Orenbakh, Z., 2007. *Coupled heat and mass transfer during nonisothermal absorption by falling droplet with internal circulation*. International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 274-281.

Eremin, A. P., Kotov, G. V., Sidorovich, T. V., Fisenko, S. P., 2007. *Heat and mass transfer in disperse and porous media*. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 80, No. 3, pp. 461-468.

Feldman, A., Marvillet, C., Lebouché, M., 2000. *Nucleate and convective boiling in plate fin heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3433-3442.

Fenton, D.L., Noeth A.F., Gorton R.L., 1991. Absorption of ammonia into water. ASHRAE Transactions, V.97, Pt.1.

Fernandes, C. S., Dias, R. P., Nóbrega, J. M., Afonso, I. M., Melo, L. F., Maia, J. M., 2006. *Thermal behaviour of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers*. Journal of Food Engineering, Vol. 76, pp. 433-439.

Fernández-Seara, José, Uhía Francisco J., Sieres Jaime, Campo A., 2005. *Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson plot method*. European Journal of Physics, Vol. 26, pp. N1-N11.

Fernández-Seara, José, Uhía Francisco J., Sieres Jaime, Campo A., 2007a. *A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices*. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2745-2757, Article in press.

Fernández-Seara, J., Uhía, F. J., Sieres, J., 2007b. *Analysis of an air cooled ammonia-water vertical tubular absorber*. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, pp. 93-103.

Fernández-Seara, J., Uhía, F. J., Sieres, J., 2008. *Research on the condensation of the ammonia-water mixture on a horizontal smooth tube*. International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 304-314.

Fernández-Seara, J., Uhía, F. J., Diz, R., 2009. *Experimental analysis of ammonia condensation on smooth and integral-fin titanium tubes*. International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 1140-1148.

Focke, W. W., Zachariades J., Oliver I., 1985. *The effect of corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers*. International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.

Fominykh, A. 2003. *The effect of heat release and absorbate concentration level on coupled mass and heat transfer during bubbly absorber*. EUROOTHERMS Seminar No. 72 Valencia, España.

García Casals, X., 2006, *Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations*. Renewable Energy, Vol. 31, pp. 1371-1389.

García-Cascales, J.R., Vera-García F., Corberán-Salvador J.M., González-Maciá, J., 2007. *Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers*. International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 1029-1041.

González, F., 2008, *Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción de un intercambiador de placas*, Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, Julio de 2008.

Gorenflo, D., 1993. Pool boiling. E. U. Schünder (Ed.), *VDI Heat Atlas*, Dusseldorf, Germany, Ha 1-25.

Gut, J. A. W., Fernandes R., Pinto J.M., Tadini C.C., 2004. *Thermal model validation of plate heat exchangers with generalizad configurations*. Chemical Engineering Science. Vol.59, pp. 4591-4600.

Gutiérrez, G., 2009. *Thermo-Fluid Dynamic Evaluation of Components in Adiabatic Absorption Systems*. PhD. Tesis. Universidad Carlos III de Madrid.

Han, D.H., Lee K.J., Kim Y.H., 2003. *Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations*. Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 1209-1225.

Heard, C. L., Ayala, R., Best, R., 1996. *An experimental comparison of an absorption refrigerator using ammonia/water and ammonia/lithium nitrate*. International Sorption Heat Pump Conference, 17-20 September, 1996, Montreal, Canada, pp. 245-252.

Heard, C. L., Ayala, R., 2003. *Carbon and stainless steel in solutions of lithium nitrate in ammonia at moderate temperatures*. Materials and Corrosion, Vol. 54, pp. 609-611.

Heavner, R. L., Kumar, H., Wanniarachchi, A. S., 1993. *Performance of an industrial plate heat exchanger: Effect of chevron angle*. AIChE Symposium series, Vol. 89, No. 295, pp. 262-267.

Herold, K. E., Radermacher, R., Klein, S. A., 1996. *Absorption chillers and heat pumps*, CRC PRESS.

Hsieh, Y. Y., Lin, T. F., 2002a. *Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1033-1044.

Hsieh, Y. Y., Chiang, L. J., Lin, T. F., 2002b. *Subcooled flow boiling heat transfer of R-134a and the associated bubble characteristics in a vertical plate heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1791-1806.

Hsieh, Y.Y., Lin T.F., 2003. *Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R410A flow in a vertical plate heat exchanger*. Journal of Heat Transfer, Vol. 125, pp. 825-857.

Hu, H., Ding G., Wei W., Wang Z., Wang K., 2008. *Heat transfer characteristics of R410A-oil mixture flow boiling inside a 7 mm straight smooth tube*. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, pp. 857-869.

Hu, S., Herold K.E., 1995. *Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance: experimental results*. International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 38, No. 6, pp. 1053-1061.

Huang, C. H., 2005. *Theoretical model of absorption of ammonia by fine water spray*. Environmental Engineering Science, Vol. 22, No. 4, pp. 535-541.

Hwang, Y., 2004, *Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller*, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 816-829.

Incropera, F.P., De-Witt D.P., 1999. *Fundamentos de transferencia de calor*, cuarta edición, Pearson Prentice Hall. México.

Infante Ferreira, C. A., 1984a. *Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions*. Solar Energy, Vol. 32, No. 2, pp. 231-236.

Infante Ferreira, C.A., Keizer C., Machielsen C.H.M., 1984, *Heat and mass transfer in vertical tubular bubble absorbers for ammonia-water absorption refrigeration systems*, International Journal of Refrigeration, Vol. 7, 6, pp. 348-357.

Infante Ferreira, C.A., 1985, *Vertical tubular absorbers for ammonia-salt absorption refrigeration*. PhD Thesis. Delft Technical University, Holland.

Infante Ferreira, C. A., 1995. *Operating characteristics of NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration machines*. 19th International Congress of Refrigeration, Vol. IIIa, pp. 321-328.

Irving, L. Holcomb E.G., Cacoso A.G., Jacmic J.J., 1956, *Rate of flow and mechanics of bubble formation from single submerged orifices. I. Rate of flow studies*, AIChE Journal, Vol 2, No. 3, pp. 296-300.

Islam, M. R., Wijesundera, N.E., Ho, J.C. 2006. Heat and mass transfer effectiveness and correlations for counter-flow absorbers. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 49, pp: 4171-4182.

Issa, M., Ishida, K., Monde, M., 2002. *Mass and heat transfers during absorption of ammonia into ammonia water mixture*. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 6, pp. 773-785.

Jabardo, J. M. S., Ribatski, G., Stelute, E., 2009. *Roughness and surface material effects on nucleate boiling heat transfer from cylindrical surfaces to refrigerants R-134a and R-123*. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 33, pp.579-590.

Jain, S., Joshi, A., Bensal, P. K., 2007. *A new approach to numerical simulation of small sized plate heat exchangers with chevron plates*. Journal of Heat Transfer, Vol. 129, pp. 291-297.

Jokar, A., Hosni, M. H., Eckels, S. J., 2006. *Dimensional analysis on the evaporation and condensation of refrigerant R-134a in minichannel plate heat exchangers*. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 2287-2300.

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

Kasuka, R., Ban, K., Nakamura, Y., Shimokawa, S., 1987. *Diffusion of cations and solvent molecules in the concentrated LiNO₃-NH₃ system*. The Journal of Physical Chemistry, Vol. 91, No. 4, pp. 985-987.

Khartabil, H., 1988. *A modified Wilson plot techniques for determining heat transfer correlations. Proceedings Second UK National conference of heat transfer*. Vol. II, pp. 1331-1357.

Kim, B. H., Infante Ferreira, C. A., 2008. *Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles*. International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1012–1020.

Kim, B. H., Tadini, C. C., Singh, R. K., 1999. *Heat transfer in a plate exchanger during pasteurization of orange juice*. Journal of Food Engineering. Vol. 42, pp. 79-84.

Kim, H. Y., Saha, B. B., Koyama, S., 2003a. *Development of a slug flow absorber working with ammonia-water mixture: part I. Flow characterization and experimental investigation*. International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 508-515.

Kim, H. Y., Saha, B. B., Koyama, S., 2003b. *Development of a slug flow absorber working with ammonia-water mixture: part II. Data reduction model for local heat and mass transfer characterization*. International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 698-706.

Kim, J. K., Bernan, N. S., Chau, D. S. C., Wood, B. D., 1995. *Absorption of water vapour into falling films of aqueous lithium bromide*. International Journal Refrigeration, Vol. 18, pp.486–495.

Kim, J. K., Akisawa, A., Kashiwagi, T., Kang, Y. T., 2007. *Numerical design of ammonia bubble absorber applying binary nonfluids and surfactants*. International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 1086-1096.

Klein, S.A., 2008. *Engineering Equation Solver. Versión Académica-profesional, 1992-2008*. V8.186-3D.

Kotthoff, S., Gorenflo D., 2008. *Pool boiling heat transfer to hydrocarbons and ammonia: A state-of-the-art review*. International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 573-602.

Kreissig, G., Müller-Steinhagen, H. M., 1992. *Frictional pressure drop for gas/liquid two-phase flow in plate heat exchangers*. Heat Transfer Engineering, Vol. 13, No. 4, pp. 42-52.

Kumar, A. R., Kumar, M.U., 2008. *Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN GAX and GAX absorption –compression (GAXAC) cooler.* International Sorption Heat Pump Conference, September 2008, Seoul, KOREA.

Kumar, H., 1984. *The plate heat exchanger: Construction and Design.* Symposium Series No. 86, University of Leeds. Pp. 1275- 1288.

Kuo, W.S., Lie Y.M., Hsieh Y.Y., Lin T.F., 2005. *Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R410A flow in a vertical plate heat exchanger.* International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 48, pp. 5205-5220.

Kusaka, R., Ban K., Nakamura Y., Shimokawa S., 1987. *Diffusion of cations and solvent molecules in the concentrated LiNO₃-NH₃ system.* Journal of Physical Chemical, Vol. 91, pp. 985-987.

Kwon, K., Jeong, S., 2004. *Effect of vapour flow on the falling-film heat and mass transfer of the ammonia/water absorber.* International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 955-964.

Lamúa M., Cuesta J.F., Instituto del Frío (CSIC), 2000. *El amoniaco como refrigerante.* Instituto Internacional del Frío París, 1ª Edición.

Lecuona, A., Roa, J., Venegas, M., Zacarías, A., 2007. *Test rig for ammonia based absorption chiller components.* IIR Conference: Ammonia Refrigeration Technology for Today and Tomorrow, 19-21 de Abril de 2007, Ohrid.

Lecuona, A., Ventas R., Venegas M., Zacarías A., Salgado R., 2008. *Temperatura de generación óptima en instalaciones de frío solar haciendo uso de la ecuación característica.* XIV Congreso Ibérico y IX Iberoamericano de Energía Solar CIES 2008. 17 al 21 de Junio, Vigo España, 2009.

Lecuona, A., Ventas R., Venegas M., Zacarías A., Salgado R., 2009. *Optimum hot water temperature for absorption solar cooling.* Solar Energy. doi:10.1016/j.solener.2009.06.016.

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

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

Libotean, S., Salavera, D., Valles, M., Esteve, X., Coronas, A., 2007. *Vapor-Liquid equilibrium of ammonia+lithium nitrate+water and ammonia+lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15) K*. Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 52, pp. 1050-1055.

Libotean, S., Oronel, C. A., Salavera, D., Vallés, M., Coronas, A., 2008. *Thermodynamic analysis of ammonia/lithium nitrate and ammonia/(lithium nitrate+water) working pairs for solar absorption chiller*. International Sorption Heat Pump Conference, 23-26 September, 2008, Seoul, Korea.

Libotean, S.N. 2008. *Caracterización termofísica de la mezcla ternaria amoniac/nitrate de litio/agua para aplicaciones de refrigeración por absorción*. PhD. Tesis. Universitat Rovira I Virgili. ISBN: 978-84-691-8846-0/DL-T-1272-2008.

Lockhart, R. W., Martinelli, R. C., 1949. *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes*. Chemical Engineering Progress, Vol. 45, No. 1, pp. 39-48.

Longo, G. A., Gasparella, A., Sartori, R., 2004. *Experimental heat coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 4125-4136.

Longo, G.A., Gasparella A., 2007a. *Refrigerant R134a vaporisation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger*. International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 821-830.

Longo, G. A., Gasparella, A., 2007b. *HFC-410A vaporisation inside a commercial brazed plate heat exchanger*. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, pp. 107-116.

Longo, G. A., Gasparella, A., 2007c. *Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant vaporisation inside a brazed plate heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 5194-5203.

Lu, H. H., Wu, T. C., Yang, Y. M., Maa, J. R., 1998. *Transient heat and mass transfer in a drop experiencing absorption with internal circulation*. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 25, No. 8, pp. 1115-1126.

McQuiston, F.C., Parker J.D., Spitler J.D. 2003. *Calefacción, ventilación y aire acondicionado: análisis y diseño*. Limusa Wiley.

Manglik Raj, M. 1996. *Plate heat exchangers for process industry applications: Enhanced thermal-hydraulic characteristics of chevron plates*. *Process, Enhanced and Multiphase Heat Transfer*, Begell, pp. 267-276.

Marcos, J. D., Izquierdo, M., Lizarte, R., Palacios, E., Infante Ferreira, C. A., 2009. *Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture*. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, pp: 627-637.

Marriott, J. 1971. *Where and how to use plate heat exchangers*. *Chemical engineering*, Vol. 78, No. 8, pp. 127-134.

Marquínez, X. 2007. *Caracterización experimental de un intercambiador de placas en régimen líquido-líquido*, Proyecto fin de carrera, Departamento de Ingeniería Térmica, Universidad Carlos III de Madrid.

Martin, H., 1996. *A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers*. *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 35, pp. 301-310.

Matubayasi, N., Yoshikawa, R., 2007. *Thermodynamic quantities of surface formation of aqueous electrolyte solutions VII. Aqueous solution of alkali metal nitrates LiNO₃, NaNO₃ and KNO₃*. *Journal of Colloid and Interface Science*, Vol. 315, pp. 597-600.

Miller, W. A., Keyhani, M., 2001. *The correlation of simultaneous heat and mass transfer experimental data for aqueous lithium bromide vertical falling film absorption*. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 123, pp. 30-42.

Monsberger, M., Kim, D. S., Malenković, I., Haslinger, G., Claassen, D. P., Herunter, J., 2008. *Fuel cell powered hybrid absorption refrigeration system for mobile applications*. *International Sorption Heat Pump Conference*, September 2008, Seoul, KOREA.

Morioka, I., Kiyota M., Ousaka A., Kobayashi T., 1992. *Analisis of steam absorption by a subcooled droplet of aqueous solution of LiBr*. *JSME International Journal, Series II*, Vol. 35, No. 3, pp: 458-464.

Muley, A., Manglik R.M. 1999. *Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates*. *Journal of Heat Transfer*, Vol 121, *Transactions of the ASME*, pp. 110-119.

Muthu, V., Saravanan, R., Renganarayanan, S., 2008, *Experimental studies on R134a-DMAC hot water based vapour absorption refrigeration systems*, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 47, pp. 175–181.

Nakoryakov, V.E., Grigoreva, N. I., 1977, Combined heat and mass transfer during absorption in drops and films, Institute of Heat Physics, Siberian Branch, Academy of Sciences of the USSR, Novosibirsk. Translated from *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal*, Vol. 32, No. 3, pp. 399-405.

Newman, A. A.I.Ch. E. Journal; 1931, 27, pp: 310.

Ohadi, M. M., Li, S. S., Radermacher, R., Dessiatoun, S., 1996. *Critical review of available correlations for two-phase flow heat transfer or ammonia*. International Journal of Refrigeration, Vol. 19, No. 4, pp. 272-284.

Oronel, C., Vallés, M., Bourouis, M., Coronas, A. 2008. *Absorption process with ammonia/lithium nitrate in plate heat exchangers for absorption refrigeration systems*. International Sorption Heat Pump Conference, 23-26 September, 2008, Seoul, Korea.

Palacios, E., Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D. 2009a. *Lithium bromide absorption machines: pressure drop and mass transfer in solutions conical sheets*. Energy Conversion and Management. Vol. 50, pp: 1802-1809.

Palacios, E., Izquierdo M., Marcos, J.D., Lizarte, R. 2009b. *Evaluation of mass absorption in LiBr flat fan sheets*. Applied Energy, doi:10.1016/j.apenergy.2009.04.033.

Palm, B., Claesson J., 2006. *Plate heat exchangers: Calculation methods for single- and two-phase flow*. Heat Transfer Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 88-98.

Paniev, G. A., 1983. *Absorption heat and mass transfer on droplets in a polydispersed spray*. Heat transfer-Soviet Research, Vol. 15, No. 5, pp:62-72.

Park, J-H, Kim S-S, Kim B-C, Cho H-S, Kang T-T, 2007. *Experimental and numerical study on heat transfer and pressure drop of plate heat exchangers for absorption refrigeration applications*. International Congress of Refrigeration, Beijing 2007.

Peng, X. F., Peterson, G. P., Wang, B. X., 1996. *Flow boiling of binary mixtures in microchanneled plates*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 6, pp. 1257-1264.

Perry, R. H. 1992, *Predicción y correlación de las propiedades físicas*, Manual del Ingeniero Químico, V.1, Mc Graw Hill Interamericana, pp.3.309-3.340.

Pilatowsky, I. 2004. *Investigación, Desarrollo y Educación en Iberoamérica 2004, El caso de México y España*, Programa Iberoamericano de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo, Refrigeración y Aire Acondicionado Solar, pp. 52.

Pilatowsky, I., Romero R.J., Isaza C.A., Gamboa S.A., Rivera W., Sebastian P.J., Moreira J. 2007. *Simulation of an air conditioning absorption refrigeration system in a co-generation process combining a proton exchange membrane fuel cell*, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, pp. 3174-3182.

Rey, F.J., Velazco E., Herrero R., Martínez J., Varela F., 2004. *Comparative study of two different evaporative cooler and a semi-indirect ceramic evaporative cooler*. Energy and Buildings, Vol. 36, pp. 696-708.

Rivera, W., Best R., 1999. *Boiling Herat transfer coefficients incide a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 905-921.

Rivera, W., Vélez V., Xicale A., 2000. *Heat transfer coefficients in two-phase flor for mixtures used in solar absorption refrigeration systems*. Solar Energy Materials & Solar Cells, Vol. 63, pp. 401-411.

Rivera, C. O., Rivera, W., 2003. *Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture*. Solar Energy Materials & Solar Cells, Vol. 76, pp. 417-427.

Romero, R.J., Guillen, L., Pilatowsky, I., 2005, *Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system*, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 867–876.

Ruiz, G., Almendros J.A. 2004, *Minicom WP4000-5000*. Reporte interno, Área de Ingeniería Térmica, Universidad Carlos III de Madrid.

Ryan, W. A., 1993, *Water absorption in an adiabatic spray of aqueous lithium bromide solution*. AES-Vol. 31, International absorption heat Pump Conference. ASME. pp: 155-162.

Ryan, W. A., Ruiz, F. and Wurm, J., 1995, *Model development and verification of spray absorption for gas driven cooling systems*. Proceedings of international Gas Research Conference, Cannes. PP: 1483-1493.

Shah, R. K., 1990. *Assessment of modified Wilson plot techniques for obtaining heat exchanger design data*. Harrison Radiator Division, General Motors Corporation, Lockport, N.Y. 10494 USA, pp. 51- 56.

Shah, R. K., Focke W. W., 1988. *Plate heat exchangers and their design theory*. R.K. Shah, E. C. Subbarao, R. A. Mashelkar, Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere Publishing Corporation.

Shah, R. K., Kandlikar S. G., 1986. *The influence of the number of thermal plates on heat exchanger performance*. Hemisphere Publishing Corp., pp. 267-288.

Sladkov, I.B., and Pobedonostseva, E.V., 2005, *Calculation of the critical parameters of inorganic compounds by the additive method, Russian*. Journal of applied chemistry, Vol. 78, No. 8, pp. 1245-1248.

Soto, V.M., Pinazo O.J.M. 2000. *Experimental Study about Heat and Mass Transfer during Absorption of Water by an Aqueous Lithium Bromide Solution*. Proceedings of the ASME – ZSITS International Thermal Science Seminar Bled, Slovenia, June 11 – 14.

Stenhede, C., 2001. *Intercambiadores de calor de placas en aplicaciones de refrigeración*, Manual técnico de referencia . Alfalaval, 4a edición, pp. 170.

Stephan, K., 2006. *Interface temperature and heat transfer in forced convection laminar film condensation of binary mixtures*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 805-809.

Sterner, D., Sunden, B., 2006. *Performance of plate heat exchangers for evaporation of ammonia*. Heat Transfer Engineering, Vol. 27, No. 5, pp. 45-55.

Summerer, F., Ziegler F., Riesch P., and Alefeld G., 1996. *Hydroxide absorption heat pumps with spray absorber*, ASHRAE Technical Data Bulletin, Vol. 12, No. 1, pp. 50-57.

Sun, D. W., 1998. *Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems*. Energy Conversion and Management, Vol. 39, No. 5/6, pp. 357-368.

Sun, Z.G. 2008. *Experimental investigation of integrated refrigeration system (IRS) with gas engine, compression chiller and absorption chiller*, Energy, Vol. 33, pp. 431-436.

Syed, A., Izquierdo M., Rodriguez P., Maidment G., Missenden J., Lecuona A., Tozer R. *A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 859-871.

Taboas, F., Vallès M., Bourois M., Coronas A., 2007. *Pool boiling of ammonia/water and its pure components: Comparison of experimental data in the literature with the predictions of standard correlations*. International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 778-788.

Táboas, F. 2006, *Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipo de refrigeración por absorción*, PhD. Thesis, Universitat Rovira I. Virgili, España.

Táboas, F., Cerezo, J., Bourouis, M., Vallés, M., Coronas, A., Best, R., 2005. *Absorption/desorption process with ammonia/water in plate heat exchangers for chillers of small capacity and thermal activation at low temperature*. International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC-007-2005.

Taylor, B.N., Kuyatt, C.E., 1994. *Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results*. National Institute of Standards and Technology. NIST technical note 1297.

Thome, J.R., Cheng L., Ribatski G., Valdes L.F., 2008. *Flow boiling of ammonia and hydrocarbons: A state-of-art- review*. International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 603-620.

Thonon, B., 1995a. *Design method for plate evaporators and condensers*. 1st International conference on process intensification for the chemical industry, pp. 37-47.

Thonon, B., 1995b. *Echangeurs a plaques: dix ans de recherché au GRETh*. Revue Générale de Thermique, Vol. 34, No.397, pp. 77-90.

Thonon, B., Vidil, R., Marvillet, C., 1995c. *Recent research and developments in plate heat exchangers*. Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 2, Nos. 1-2, pp. 149-155.

Thonon, B., Feldman, A., Margat, L., Marvillet, C., 1997. *Transition from nucleate boiling to convective boiling in compact heat exchangers*. International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 8, pp. 592-597.

Uchibayashi, K., Niibe, M., Nakamura, Y., 1985. *Viscosity and lithium-7 magnetic resonance relaxation time of concentrated lithium nitrate-ammonia solutions*. Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 30, pp. 214-216.

Vallès, M., Bourouis M., Boer D., Coronas A. 2003. *Absorption of organic fluid mixtures in plate heat exchanger*. International Journal of Thermal Science. Vol. 42, pp: 85-94.

Venegas, M. de C. 2002, *Transferencia de masa y calor en gotas en procesos de absorción con nitrato de litio-amoniaco: Nuevas Tecnologías*, Ph D. Tesis, Universidad Carlos III de Madrid.

Venegas, M., Izquierdo M., de Vega M. Lecuona A., 2002, *Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat*. International Journal energy Research, Vol 26, pp. 775-791.

Venegas, M., Rodríguez P., Lecuona A. Izquierdo M., 2003, *Spray absorbers in absorption systems using Lithium Nitrate-Ammonia solution*. EUROTHERM Seminar No. 72 Valencia, España.

Venegas, M., Izquierdo, M., Rodríguez, P., Lecuona, A., 2004, *Heat and mass transfer during absorption of ammonia vapour by LiNO₃-NH₃ solution droplets*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 2653–2667.

Venegas, M., Rodríguez, P., Lecuona, A., Izquierdo, M., 2005, *Spray absorbers in absorption systems using lithium nitrate–ammonia solution*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 554–564.

Venegas, M., Gutiérrez G., Roa J., Palacios E., Rodríguez P., 2006. *Thermodynamic characterization of single components in a LiBr-H₂O absorption test rig*. 61st ATI National Congress – International Session “Solar Heating and Cooling”, pp. 111-117.

Ventas, R., Zacarías A., Venegas M., Lecuona A., González F., 2008. *Caracterización térmica y mecánica de un intercambiador de placas unidas por fusión*. 5º Congreso Internacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas, 10-14 de Noviembre, México D.F.

Wang, J. F., Gao, G. C., Chen, G. M., 2000a. *An improved absorption refrigeration cycle driven by unsteady thermal sources below 100°C*. International Journal of Energy Research, Vol. 24, pp. 633-640.

Wang, L., Christensen, R., Sundén, B., 2000b. *An experimental investigation of steam condensation in plate heat exchangers*. International Journal of Heat Exchangers, Vol. 1, pp. 125-150.

Wang, L., Sunden, B., Manglik, R.M., 2007a. *Plate heat exchangers, design applications and performance*. WIT Press, Southampton, Boston, pp. 269.

Wang, L., Chen G.M., Wang Q., Zhong M., 2007b. *Thermodynamic performance analysis of gas-fired air-cooled adiabatic absorption refrigeration system*. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 1642-1652.

Wanniarachchi, A. S., Ratnam, U., Tilton, B. E., Dutta-Roy, K., ASME 1995. *Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers*. National Heat Transfer Conference, Vol. 12, pp. 145-151.

Warnakulasuriya, F.S.K., Worek W.M., 2006. *Adiabatic water absorption properties of an aqueous absorbent at very low pressures in a spray absorber*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 1592-1602.

Warnakulasuriya, F.S.K., Worek W.M., 2008a. *Drop formation of swirl-jet nozzles with high viscous solution in vacuum-new absorbent in spray absorption refrigeration*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 3362-3368.

Warnakulasuriya, F.S.K., Worek W.M., 2008b. *Heat transfer and pressure drop properties of high viscous solutions in plate heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 52-67.

Weast, R.C. Astle, M.J., Beyer, W.H. 1986. CRC Handbook of chemistry and physics 66th edition, CRC Press. pp: F-62.

Wellsandt, S. Vamling L. 2003, *Heat transfer and pressure drop in a plate-type evaporator*, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 180-188.

Westerlund, L., Dahl J., 1994. Absorbers in the open absorptions system. Applied Energy, Vol. 48, pp: 33-49.

Wilson, E. E., 1915. *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, Vol. 37, pp. 47-82.

Yan, Y.Y., Lin T.F., 1999. *Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger*. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 118-127.

Yongming, N., Jiangping, C., Zhijiu, C., Huanxin, C., 2007, *Construction and testing of a wet-compression absorption carbon dioxide refrigeration system for vehicle air conditioner*, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 31–36.

Zacarías, A., 2004. *Estudio experimental de un sistema de refrigeración por absorción operando a cargas parciales*. Tesis de Maestría. Instituto Politécnico Nacional, México.

Zacarías, A., Ventas, R., Marquínez, X., Venegas, M., Lecuona A. 2007a. *Thermal characterization of plate type heat exchangers in single and two-phase flows*. 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, October 18-19, Tarragona Spain, pp. 458-463.

Zacarías, A., Ventas, R., Venegas, M., Lecuona A. 2007b. *Thermodynamic analysis and experimental planning of a thermochemical compressor*. IV Congreso Ibérico, II Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas de Frío CYTEF 2007, Noviembre 11-13, Oporto Portugal.

Zacarías, A., Ventas, R., Venegas, M., Lecuona, A., 2008. *Transferencia de masa con solución amoníaco-nitrato de litio en absorbedores de burbujas tipo tubular vertical*. 5° Congreso Internacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas, 10-14 de Noviembre, México D.F.

Zheng, J., Chyu M.-C., Ayub Z., 2007. *Boiling of ammonia/lubricant mixture on a horizontal enhanced tube in a flooded evaporator with inlet vapour quality*. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 564-572.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2008, *The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system*, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 962–969.

Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2009. *Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids*. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, pp: 1241-1246.

Anexos

Ecuaciones para las propiedades termofísicas de la disolución amoniaco-nitrato de litio

A1 Infante Ferreira

Conductividad, Infante Ferreira (1984a)

$$k = 2,093 + 4,700 \times 10^{-9} \cdot T + -1,548 + -0,0007612 \cdot T + -0,00001535 \cdot T^2 \cdot X \quad (\text{A1.1})$$

Difusividad másica, Infante Ferreira (1985)

$$D = 7,400 \times 10^{-12} \cdot \left[\frac{(T + 273,1) \cdot (2,6 \cdot (17,03 \cdot X + 68,94 \cdot (1 - X)))^{(1/2)}}{(\mu \cdot 1000)^{0,8} \cdot 25,8^{0,6}} \right] \quad (\text{A1.2})$$

A2 Libotean et al. (2007, 2008) y Libotean (2008)

Presión

$$\ln(p / kPa) = \sum_{i=0}^3 A_i X^i + \frac{\sum_{i=0}^3 B_i X^i}{T / K} \quad (\text{A2.1})$$

Densidad

$$\rho / g \cdot cm^{-3} = \sum_{i=0}^1 a_i X^i + \sum_{i=0}^1 b_i X^i \cdot (T / K) \quad (\text{A2.2})$$

Calor específico

$$C_p / J \cdot g^{-1} \cdot K^{-1} = \sum_{i=0}^2 a_i X^i + \sum_{i=0}^2 b_i X^i \cdot (T / K) \quad (\text{A2.3})$$

Viscosidad dinámica

$$\ln(\eta) = \frac{1000 \cdot \sum_{i=1}^2 \cdot \sum_{j=1}^2 (a_{ij} X_i^j) + a_0}{T} + \sum_{i=1}^2 \cdot \sum_{j=1}^2 (b_{ij} X_i^j) + b_0 \quad (\text{A2.4})$$

Los constantes de las ecuaciones (A2) se encuentran en Libotean (2008).