



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA
MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD PROFESIONAL CULHUACAN



TESIS DE MAESTRÍA
EN CIENCIAS DE INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

**“ESTUDIO ANALÍTICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN
UN ABSORBEDOR DE BURBUJAS”**

PRESENTA: ***JAIME BRAVO MÉNDEZ***

REGISTRO: A090272

DIRECTORES DE TESIS:

DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

DR. ALEJANDRO ZACARIAS SANTIAGO

México, Distrito Federal, 17 Junio 2011



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 13:00 horas del día 17 del mes de junio del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de SEPI-ESIME-CULHUACAN para examinar la tesis titulada:

“Estudio Analítico de la Transferencia de Calor en un Absorbedor de Burbujas”

Presentada por el alumno:

Bravo	Méndez	Jaime
Apellido paterno	Apellido materno	Nombre(s)

Con registro:

A	0	9	0	2	7	2
---	---	---	---	---	---	---

aspirante de:

MAESTRÍA EN CIENCIAS DE INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **APROBAR LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Directores de tesis

Dr. Ignacio Carvajal Mariscal

Dr. Alejandro Zacarias Santiago

Dr. Igor Loboda

Dr. Guillermo Jarquin López

Dra. Iryna Ponomaryova



PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES

Dr. Gonzalo Isaac Duchén Sánchez



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México D. F. el día 17 del mes Junio del año 2011, el (la) que suscribe Jaime Bravo Méndez alumno (a) del Programa de MAESTRÍA EN CIENCIAS DE INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS con número de registro A090272, adscrito a SEPI-ESIME-CULHUACAN, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección de Dr. Ignacio Carvajal Mariscal y el Dr. Alejandro Zacarías Santiago y cede los derechos del trabajo intitulado ESTUDIO ANALÍTICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN ABSORBEDOR DE BURBUJAS, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección jabrm738@yahoo.com.mx. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Jaime Bravo Méndez

Nombre y firma

PUBLICACIÓN

XII CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA Y DE SISTEMAS

- ❖ Jaime Bravo Méndez, Ignacio Carvajal M., Alejandro Zacarías S. “Propuesta para Incrementar la Transferencia de Calor en un Absorbedor de Burbujas”, I.P.N. E.S.I.M.E ZACATENCO, Sección de Estudios de Posgrado e investigación, México D.F., 2010.

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer al **Instituto Politécnico Nacional**, a la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Profesional Culhuacán y Unidad Profesional Zacatenco por brindarme la oportunidad de estudiar la Maestría en Ciencias de Ingeniería en Sistemas Energéticos, siendo esto la continuación de mis estudios profesionales.

Agradezco especialmente a Dr. Ignacio Carvajal Mariscal por ser mi asesor a lo largo de mis estudios de maestría y por ser Director de mi tesis, por sus enseñanzas en transferencia de calor, por su paciencia, su tiempo y sus recomendaciones.

Agradezco especialmente a Dr. Alejandro Zacarías Santiago por ser mi codirector de tesis, por las enseñanzas en refrigeración en absorción y en EES, agradezco la confianza que me brindó para lograr con éxito esta investigación.

Agradezco especialmente a M. C. Guilibaldo Tolentino Eslava por brindarme el apoyo e instalaciones en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada, LABINTHAP de la SEPI-ESIME Zacatenco del IPN, donde fueron impartidas la mayoría de las clases de mis estudios de maestría.

Agradezco a los profesores de posgrado de E.S.I.M.E CULHUACÁN por las cátedras impartidas, en especial a Dr. Guillermo Jarquin por motivar a continuar con esfuerzo y dedicación esta investigación.

Agradezco a mis compañeros de maestría Oscar José Pineda, Mirhsa Beltrán, Alberto Aquino, Fernando Cruz y Gerardo Flores por ser flexibles con el horario de clases y por mostrar siempre su empatía y su conocimiento con un servidor.

Agradezco especialmente a mi familia, por brindarme su apoyo incondicional, moral y económico cuando más lo he necesitado.

DEDICO ESTA TESIS A:

A mi hermano:

Andrés Bravo Méndez

Quien ha sido parte importante para el desarrollo de mis metas profesionales.

A mis padres:

José Bravo Guerrero y Francisca Méndez Morales

Por creer en mí.

RESUMEN

En el presente trabajo se presenta un estudio analítico de la transferencia de calor en un absorbedor de tipo burbujas, con el objetivo de calcular la transferencia de masa y calor de las burbujas de vapor de Agua hacia la disolución Bromuro de Litio.

Con esto se contribuye a la investigación de los sistemas de refrigeración por absorción que actualmente investigadores en el mundo están desarrollando, ya que estos son una opción para utilizar el calor residual en los diferentes procesos industriales. Además de que son fáciles de adaptar a colectores solares para aprovechar la energía solar como fuente de calor. Es por esto que su desarrollo y optimización tiene un gran avance en las últimas décadas, debido precisamente al aumento de la preocupación por el ahorro de energía.

Los absorbedores de burbujas son atractivos debido a que presentan altos coeficientes de transferencia de calor y permiten un buen mojado y mezclado entre el vapor y el líquido. Sin embargo su funcionamiento, como otros absorbedores, está limitado a la cantidad de calor que se pueda retirar del aparato para llevar a cabo la absorción del refrigerante.

En el presente trabajo se presentan los fundamentos del funcionamiento de los sistemas de refrigeración por absorción, la metodología y cálculo para calcular la transferencia de calor hacia la disolución, se toman como base investigaciones previas por otros investigadores en este tema, por lo cual esta investigación es una continuación de los modelos matemáticos de investigaciones anteriores, la diferencia entre dichos estudios y la presente es el uso del fluido de trabajo Agua – Bromuro de Litio y las condiciones de operación la cual es presentada en este trabajo.

Los parámetros de diseño básicos del absorbedor fueron tomados de la investigación del Dr. A. Zacarías [11] y [23] y se simuló la numeración numérica en el software Engineering Equation Solver (EES).

ABSTRACT

This paper presents an analytical study of heat transfer in a bubble type absorber, in order to calculate the heat and mass transfer of water vapor bubbles into the solution of lithium bromide. This contributes to the investigation of absorption refrigeration systems currently in the world researchers are developing, as these are an option for using waste heat in industrial processes.

Plus they are easy to adapt to solar collectors to harness solar energy as heat. This is why development and optimization is a major advance in recent decades, precisely because of the increasing concern for energy conservation.

Bubble absorbers are attractive because they have high heat transfer coefficients and allow good wetting and mixing between the vapor and liquid. However it works, how other absorbers is limited to the amount of heat that can be detached from the device to perform the absorption of refrigerant.

This paper presents the fundamentals of the operation of absorption refrigeration systems, and calculation methodology for calculating the heat transfer to the solution, are based upon previous research by other researchers in the field, so this research is a continuation of the mathematical models of past research, the difference between these studies and this is the use of the working fluid Water - Lithium Bromide and operating conditions which is presented in this paper.

The basic design parameters of the absorber were taken from the research of Dr. A. Zacharias [11] and [23] and the numbering was simulated numerically in software Engineering Equation Solver (EES).

Índice

	Pág.
Fundamentos.....	14
1.1 Interés por el tema.....	14
1.2 Procesos termodinámicos.....	15
1.3 Sistemas de refrigeración.....	19
1.4 Ciclo inverso de Carnot (Ciclo de Refrigeración).....	20
1.5 Transferencia de calor.....	23
1.6 Fenómenos de transporte.....	29
1.6.1 Rozamiento.....	29
1.6.2 Coeficientes de rozamiento.....	30
1.6.3 Coeficientes de rozamiento para formas típicas.....	31
1.6.4 Movimiento de las partículas a través de fluidos.....	32
1.6.5 Velocidad límite.....	33
1.6.6 Tensión superficial.....	33
1.6.7 Difusión molecular.....	35
1.6.8 Difusividad en los líquidos.....	36
1.6.9 Transferencia de calor en la interface de la burbuja.....	36
1.7 Resumen del Capítulo.....	38
Sistemas de refrigeración por absorción (S.R.A.).....	39
2.1 Estudios realizados por otros autores.....	39
2.2 Descripción del sistema.....	43
2.3 Componentes del sistema.....	44
2.4 Funcionamiento de un sistema de refrigeración por absorción.....	46
2.5 Análisis térmico del proceso.....	48
2.6 Fluido de trabajo.....	48
2.6.1 Agua (refrigerante).....	49
2.6.2 Bromuro de litio.....	51
2.6.3 Inconvenientes de la disolución H ₂ O - LiBr.....	55
2.7 Resumen del Capítulo.....	56
Absorbedores.....	57

3.1	Principio del absorbedor y características	57
3.2	Tipos de absorbedores	58
3.2.1	Absorbedores con fases vapor y líquido continuas.....	58
3.2.2	Absorbedores con fase vapor continuo y de líquido discontinua	59
3.2.3	Absorbedores con fase vapor discontinuo y líquido continuo.....	60
3.1	Descripción del absorbedor	61
3.2	Resumen del Capítulo.	63
Desarrollo del modelo.....		64
4.1	Descripción del modelo.....	64
4.2	Ecuaciones fundamentales.....	65
4.2.1	Ecuaciones de fase líquida	65
4.2.2	Ecuaciones para la interface (gas – líquido)	65
4.2.3	Ecuaciones para la fase gas	66
4.3	Condiciones iniciales y de frontera	68
4.4	Solución numérica	68
4.5	Resumen del Capítulo.	70
Resultados.....		71
5.1	Análisis de resultados:.....	71
Conclusiones y trabajo futuro		77
6.1	Conclusiones.....	77
6.2	Trabajo futuro	79
Referencias bibliográficas		80
Anexos.....		83

Listado de Figuras

Figura	Pág.
Fig. 1.1 Sistema cerrado, abierto y aislado	16
Fig. 1.2 Transformación reversible	17
Fig. 1.3 Transformación irreversible	17
Fig. 1.4 Máquina frigorífica	19
Fig. 1.5 Máquina térmica	19
Fig. 1.6 Ciclo de Carnot Invertido (Diagrama T-S & P - h)	20
Fig. 1.7 Componente de ciclo de refrigeración	21
Fig. 1.8 Frotamiento de pared y de forma en un cuerpo sumergido	30
Fig. 1.9 Flujo alrededor de una esfera sumergida	31
Fig. 1.10 Cambio de presión a través de una interface de curvas debido a la tensión superficial	34
Fig. 1.11 Ángulo de contacto en la interface líquido-gas-sólido.	35
Fig. 2.12 Ciclo de Refrigeración por absorción	47
Fig. 2.2 Ciclo de Refrigeración por absorción	48
Fig. 2.3 Diagrama Presión entalpía 718 (Agua / vapor), ASHRE [34]	50
Fig. 2.4 Bosquejo de procedimiento empleado para resolver problemas de estequiometría	52
Fig. 2.5 Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr _ H2O (McNeely, 1979), Referencia J. Marcos [32]	53
Fig. 2.6 Diagrama de Dühring de Merkel de las disoluciones LiBr _ H2O (McNeely, 1979), Referencia J. Marcos [32]	54
Fig. 2.7 Diagrama de Dühring de Merkel de las disoluciones LiBr _ H2O (McNeely, 1979), J. Marcos [32]	55
Fig. 3.1 Absorbedor de película descendente en configuración de (a) tubos verticales, y (b) de tubos horizontales.	58
Fig. 3.2 Vista frontal de los Absorbedores de película descendente	59
Fig. 3.3 Absorbedor de spray o aspersion adiabática (fase líquida discontinua y vapor continuo), [10].	59
Fig. 3.4 Absorbedor de burbuja (fase líquida continua y fase vapor discontinua).	60
Fig. 3.5 Esquema del absorbedor a analizar	61
Fig. 4.1 Volumen de control del absorbedor	67
Fig. 4.2 Diagrama de bloques de la simulación numérica.	69
Fig. 5.1 Licencia de software EES.	71
Fig. 5.2 Gráfica Temperatura de la disolución vs velocidad de la disolución	74
Fig. 5.3 Gráfica velocidad total de la burbuja vs Temperatura de la disolución	74
Fig. 5.4 Gráfica Temperatura de la disolución vs Reynolds de la disolución	75
Fig. 5.5 Gráfica del comportamiento del Número de Reynolds de la disolución	75
Fig. 5.6 Gráfica transferencia de masa de la burbuja vs Temperatura de la disolución	76
Fig. 5.7 Gráfica transferencia de calor sensible de la burbuja vs Temperatura de la disolución	76
Fig. 6.1 propuesta futura, absorbedor con aletas	79

NOMENCLATURA

A	Área de la boquilla de sección transversal (m^2)
C_v	Calor específico a volumen constante ($kJ / kg K$) o ($Cal/°C$)
C_p	Capacidad calorífica a presión constante ($kJ / kg K$) o ($Cal/°C$)
d	Diámetro de la boquilla (m)
D	Diámetro de la tubería a través del cual circula el fluido
D_x	Coefficiente de difusión de masa (m^2/s)
g_c	Aceleración de la gravedad (m/s^2)
h	Coefficiente de transferencia de calor en la superficie o coeficiente de película ($W/m^2 °K$) o entalpía específica (kJ / kg), ($kJ / kmol$)
k	Conductividad térmica del material del cuerpo ($W/m °K$)
L_c	Longitud característica (m)
m	Masa (kg)
\dot{m}	caudal de flujo de masa (kg / s)
n	Número de moles (mol)
N	número de boquillas de inyección de gas de vapor
p	Presión; (Bar), (kPa), (N/m^2)
r	coordenada radial (m)
s	Entropía específica ($kJ / kmol K$)
R	radio de la burbuja (m)
Q	Calor (KJ)
Q_v	Caudal o velocidad volumétrica del vapor (m^3 / s)
T	Temperatura del sistema o cuerpo en un instante determinado ($°C$, K)
T_a	Temperatura ambiente ($°C$, K)

T_0	Temperatura inicial del sistema o cuerpo ($^{\circ}\text{C}$, K)
T_p	Temperatura de la pared ($^{\circ}\text{C}$, K)
T_s	Temperatura de una superficie ($^{\circ}\text{C}$, K)
t	tiempo (s)
t_0	tiempo inicial (s)
V	volumen (m^3)
V_L	velocidad característica del fluido (m/s)
W	Trabajo (KJ)
x	Fracción molar de líquido (kmol / kmol), (%)
y	fracción molar del gas (kmol / kmol), (%)

Símbolos griegos

α	Difusividad térmica (m^2/s)
α	difusión térmica líquida (m^2 / s)
β	Coefficiente de expansión térmica
δ	Incremento
σ	Tensión superficial (N / m^2)
μ	Viscosidad dinámica del fluido (Kg/m s)
ρ	Densidad del fluido (Kg / m^3)
ν	Viscosidad Cinemática del fluido (m^2/s)
V	velocidad (m^2 / s)
Δ	Variación

Subíndices

b	burbuja
c	crítica
g	gas
h	cabezal
v	vapor
d	disolución
vd	vapor – disolución

Números adimensionales

Bi	Número de Biot
Bo	Número de Bond
Ga	Número de Galileo
Gr	Número de Grashof
Pr	Número de Prandtl
Nu	Número de Nusselt
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
Sc	Número de Schmidt
Sh	Número de Sherwood

Capítulo I

Fundamentos

1.1 Interés por el tema

En México como en el extranjero el consumo de energía eléctrica ha ido cada vez en aumento debido principalmente al incremento poblacional, se espera que entre 2004 – 2030 este aumento sea 57% [1]. El consumo neto mundial de electricidad se estima será duplicado en las próximas dos décadas. La demanda mundial de electricidad se prevé siga creciendo a una tasa promedio del 2.6 por ciento por año; en 2002 fue de 14.275 billones de kilowatts - hora y pueda llegar a 26.018 millones de kilowatts - hora para el 2025 [1].

Se prevé que el incremento del consumo medio de electricidad por año en países miembros de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos, OCDE sea del 0.6% y en países ajenos del 2.5%. Actualmente el porcentaje de la energía eléctrica para uso exclusivo de sistemas de aire acondicionado, calefacción y uso del refrigerador doméstico es del 58%. Esto significa que el incremento de la eficiencia de los sistemas de refrigeración es un tema fundamental para reducir el consumo de energía eléctrica. Además, se reducirán las emisiones contaminantes al medio ambiente, con esto se ayudará a la preservación de recursos naturales de nuestro planeta.

El manejo de energías limpias implica el uso eficiente de la energía así como también el aprovechamiento de la energía térmica residual; con esto se puede saber el nivel de aprovechamiento es decir “hasta donde” se puede aprovechar el calor sin afectar al sistema o tener un efecto negativo hacia el medio ambiente. Se requiere después conocer su aplicación “donde habrá que aplicarlo” esto determinará la factibilidad o viabilidad del aprovechamiento de la energía térmica ya que el calor residual en ocasiones no es suficiente para lograr el objetivo de recuperación. Por último se debe conocer “dónde se recuperará el calor” y que esto sea seguro y fácil de operar en el sistema, ya que de ser intermitente la recuperación no servirá de mucho.

Es por ello que mediante el estudio realizado en la presente TESIS muestra el análisis analítico de los procesos físicos que ocurren en el absorbedor del tipo burbujas como es la velocidad de las burbujas y la transferencia de energía hacia el medio líquido

(disolución) de un sistema de refrigeración por absorción, con el objetivo de crear un modelo matemático que describa esos procesos con lo cual se contribuye a la Investigación de los sistemas de refrigeración por absorción que al igual que otros investigadores tratan de provechar la energía térmica residual.

Con el fin de reemplazar paulatinamente el actual sistema de refrigeración por compresión en la industria de los electrodomésticos; que son responsables por el alto consumo de energía eléctrica en la industria y en el hogar, ya que con el incremento de la población en el mundo, el encarecimiento de la energía y la nueva era de manejo de energías limpias implica investigación en la optimización del aprovechamiento de transferencia de calor y sus beneficios que se pueden generar. A partir de esta mejora se puede reducir el consumo de energía eléctrica en los equipos con sistema de refrigeración por absorción reduciendo implícitamente la degradación ambiental, costos de fabricación y producción, costos de mantenimiento de estos frigoríficos y sobre todo el consumo de energía eléctrica, haciendo la fabricación de equipos más rentables para la mayoría de las familias. Además esta investigación también se justifica desde un punto de vista **científico y tecnológico** contribuyendo a mejorar la calidad de vida de las personas y la calidad del medio ambiente en el cual vivimos. Antes de presentar el estudio realizado, se muestran algunos conceptos básicos a continuación.

1.2 Procesos termodinámicos

La Termodinámica, en general, tiene por objeto el estudio de las leyes de transferencia de calor en sistemas en equilibrio, partimos definiendo **Sistema** que es la cantidad de materia o una región en el espacio elegida para ser estudiada, sus **alrededores** son la masa o región fuera del sistema, la **Frontera** es la superficie real o imaginaria que separa al sistema de los alrededores.

Existen los **Sistemas abiertos** que son aquellos que interactúan a través de la pared cerrada que los limita, flujos de materia y/o energía con el medio exterior, los **sistemas cerrados** son aquellos que tienen un número de partículas constante a través de la pared cerrada que les limita, puede haber flujo de energía, pero no de materia, los **sistemas aislados** son aquellos que no intercambian ni masa ni energía a través de su superficie (Fig. 1.1).

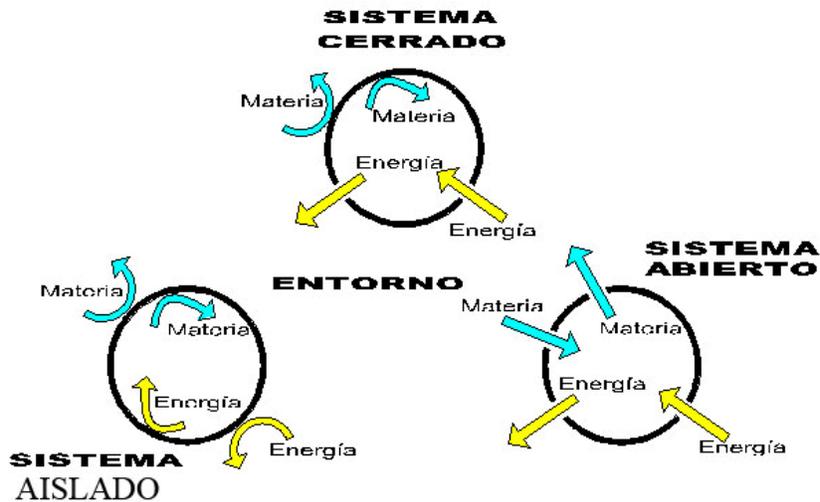


Fig. 1.1 Sistema cerrado, abierto y aislado

Macroscópicamente el estado del sistema se define estudiando un conjunto de propiedades que afectan globalmente al sistema (como el volumen o la carga eléctrica) que denominaremos **variables o coordenadas termodinámicas**. Hay que hacer notar que las variables termodinámicas son mensurables y que no se necesitan conocer todas las posibles variables que definen un sistema, va a existir un número mínimo de variables que definirán el estado del sistema de forma unívoca, son las **variables** o coordenadas de estado, entendiéndose como **estado** al conjunto de propiedades que definen la condición precisa en la que existe un sistema termodinámico. Estas variables se suelen clasificar de dos modos diferentes: las variables **extrínsecas** (que dependen de la naturaleza del sistema y el valor que toman ciertas magnitudes del entorno) y variables **intrínsecas** (que sólo dependen de la naturaleza y el estado del sistema). Por otro lado tenemos las **variables extensivas** (las que dependen de la cantidad de materia del sistema) y las **intensivas** (no dependen de la cantidad de materia del sistema), definimos a la **magnitud específica** a las variables extensivas partidas de una cantidad que nos dé cuenta de la materia del sistema (masa, o bien los moles). Decimos que un *sistema* termodinámico sufre un *proceso* termodinámico cuando pasa de un estado inicial de equilibrio a otro estado final (también de equilibrio). Entendiéndose como **proceso** a la transformación que produce un cambio de estado del sistema (propiedades del sistema). Los diferentes estados por los que pasa el sistema durante el proceso se llaman *camino* o **trayectoria**. Para que se dé este proceso es necesario que haya interacción entre el sistema y el entorno, y esto sólo puede ocurrir a través de la pared.

Los procesos pueden ser **isotérmicos** donde la temperatura es constante, **isobáricos** donde la presión es constante, **isocóricos** o isométricos donde el volumen es la constante. El Proceso cuasi estático o de cuasi equilibrio es un proceso ideal suficientemente lento, en el cual las desviaciones a partir del equilibrio son infinitesimales, se le dice que el proceso está fuera del equilibrio cuando el sistema se desvía por más de una cantidad infinitesimal a partir del equilibrio. Básicamente existen tres tipos de interacción: **mecánica, másica y térmica**; La **interacción mecánica** se debe a una variación en las variables extrínsecas (por ejemplo el volumen) y se producirá hasta que las variables intrínsecas asociadas (en el caso del volumen sería la presión) se igualan en el entorno y el medio. En este caso decimos que la pared es adiabática. La **interacción másica** se debe al intercambio de materia a través de una pared *permeable*. Una **interacción térmica** es cualquier otro tipo de intercambio de energía. En este caso la pared se denomina *diatérmica*.

Una transformación es **reversible** si se realiza mediante una sucesión de estados de equilibrio del sistema con su entorno y es posible devolver al sistema y su entorno al estado inicial por el mismo camino (Fig. 1.2). La **Reversibilidad y equilibrio** son, por tanto, equivalentes. Si una transformación no cumple estas condiciones se llama **irreversible** (Fig. 1.3), en general un proceso es irreversible si el sistema y sus alrededores no pueden regresar a su estado inicial. En la realidad, las transformaciones reversibles no existen.

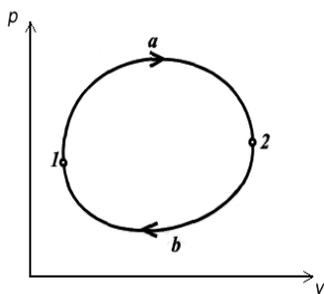


Fig. 1.2 Transformación reversible

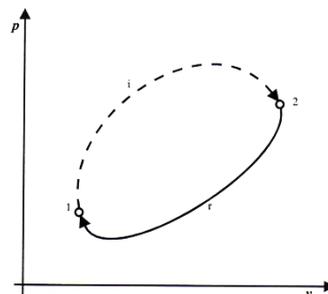


Fig. 1.3 Transformación irreversible

Las **propiedades termodinámicas** de un sistema vienen dadas por los atributos físicos macroscópicos observables del sistema, mediante la observación directa o mediante algún instrumento de medida.

Un sistema está en **equilibrio termodinámico** cuando no se observa ningún cambio en sus propiedades termodinámicas a lo largo del tiempo. El estado de equilibrio termodinámico se caracteriza por la anulación, por compensación de flujos de intercambio y la homogeneidad espacial de los parámetros que caracterizan el sistema que ya no dependen del tiempo.

Un estado de **no equilibrio** es un estado con intercambios netos de masa o energía y sus parámetros característicos dependen en general de la posición y del tiempo. Si no dependen de este último necesitan la intervención del entorno para mantener sus valores.

El Calor específico se define como la cantidad de energía Kilocalorías o (BTU) necesarias para aumentar o disminuir la temperatura de un Kilo o (libra) de cualquier sustancia en 1°C o (1°F), indica la mayor o menor dificultad que presenta una sustancia para experimentar cambios de temperatura bajo el suministro de calor. Los materiales que presenten un elevado calor específico serán buenos aislantes. Sus unidades del Sistema Internacional son $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, o $\text{kcal}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$.

Calor sensible se define como el calor que provoca un cambio de temperatura en una sustancia. En otras palabras es como su nombre lo indica, el calor que puede percibirse por medio de los sentidos. Cuando la temperatura del agua se eleva de 0°C a 100°C , hay también un aumento de calor sensible.

Calor latente es el que necesita para cambiar un sólido en líquido, o un líquido en gas, es decir cambiar de estado, sin variar la temperatura de la sustancia. La palabra latente significa "oculto", o sea que este calor requerido para cambiar el estado de una sustancia y no es percibido por los sentidos.

Conductividad térmica (k) capacidad de un material para transferir calor. La conducción térmica es el fenómeno por el cual el calor se transporta de regiones de alta temperatura a regiones de baja temperatura dentro de un mismo material o entre diferentes cuerpos. Las unidades de conductividad térmica en el Sistema Internacional son $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, o $\text{kcal}/(\text{h}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$.

Difusividad térmica (α): caracteriza la rapidez con la que varía la temperatura del material ante una solicitud térmica, por ejemplo, ante una variación brusca de temperatura

en la superficie. Se puede calcular mediante la siguiente expresión: $\alpha = k / (\rho \cdot C)$ (m^2/s).

1.3 Sistemas de refrigeración

Una *máquina térmica* es el sistema que cede trabajo al medio intercambiando calor a través de sus fronteras de un modo cíclico. Este intercambio de calor lo hace con dos *focos caloríficos*, uno caliente y otro frío, en todas las máquinas térmicas el sistema absorbe calor de un foco caliente; parte de él lo transforma en trabajo y el resto lo cede al medio exterior que se encuentra a menor temperatura. Este hecho constituye una regla general de toda máquina térmica y da lugar a la definición de un parámetro característico de cada máquina que se denomina rendimiento (Fig. 1.4) entendiéndose que, calor y trabajo, son formas de transferencia de energía más que formas de energía.

La máquina frigorífica es "lo contrario" que la máquina térmica. Al recibir trabajo del ambiente toma calor del foco frío y se lo cede al foco caliente. Por supuesto, tanto la máquina térmica como la frigorífica pueden funcionar entre varios focos (Fig. 1.5). Bajo esta denominación abarcamos a los sistemas que permiten transformar el calor en trabajo y viceversa.

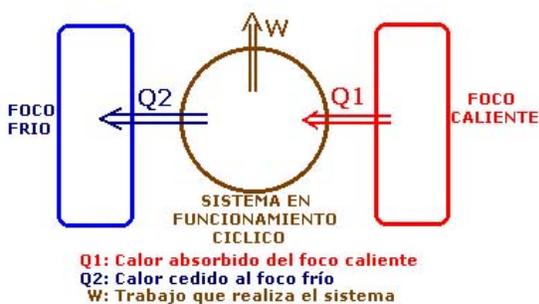


Fig. 1.4 Máquina térmica



Fig. 1.5 Máquina frigorífica

Para el estudio de estas máquinas se define el rendimiento, que es la relación entre el beneficio obtenido y el coste. En una máquina térmica la expresión toma la forma

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{abs}} \geq 0 \quad \text{donde } W_{neto} \text{ es el trabajo cedido al medio y } Q_{abs} \text{ el calor absorbido de}$$

los focos calientes. En una máquina frigorífica la expresión toma la forma $\varepsilon = \frac{Q_{abs}}{W_{neto}}$

donde Q_{abs} es el calor absorbido del foco frío y W_{neto} el trabajo suministrado por el entorno.

1.4 Ciclo inverso de Carnot (Ciclo de Refrigeración)

Al igual que el ciclo de Carnot es también un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. El resultado es un ciclo que opera en dirección opuesta a las manecillas del reloj en el diagrama T-s. Actualmente este ciclo de refrigeración es el más eficiente que opera entre dos niveles de temperatura específicos. El proceso que realiza el ciclo es el siguiente:

Proceso 1-2 El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de calor de baja temperatura a T_L la cantidad de Q_L .

Proceso 2-3 Se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva a T_H).

Proceso 3-4 Rechaza calor isotérmicamente hacia un sumidero a la temperatura T_H en la cantidad de Q_H .

Proceso 4-1 Se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L).

El ciclo invertido de Carnot es considerado como un ciclo ideal puesto que los procesos 3-4 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica, esto se debe a que en el proceso 2-3, (Fig. 1.6, 1.7).

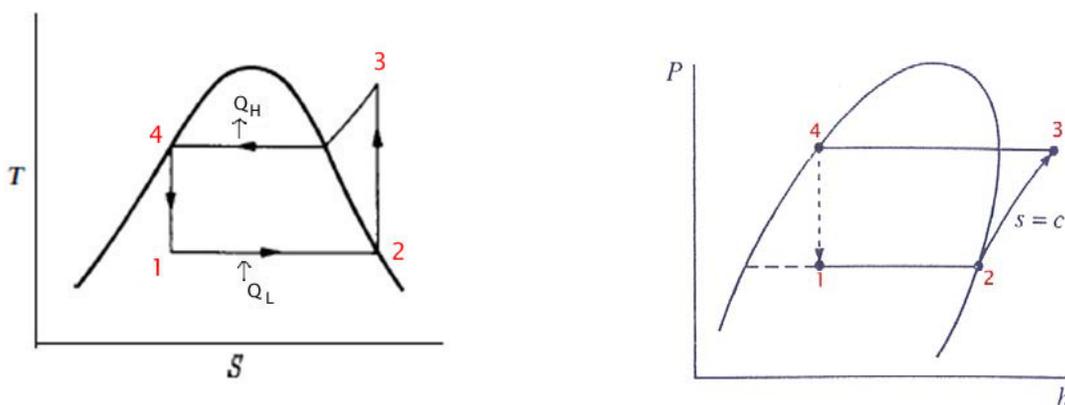


Fig. 1.6 Ciclo de Carnot Invertido (Diagrama T-S & P - h)

Incluye una compresión de una mezcla de líquido-vapor y esto requiere de un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad.

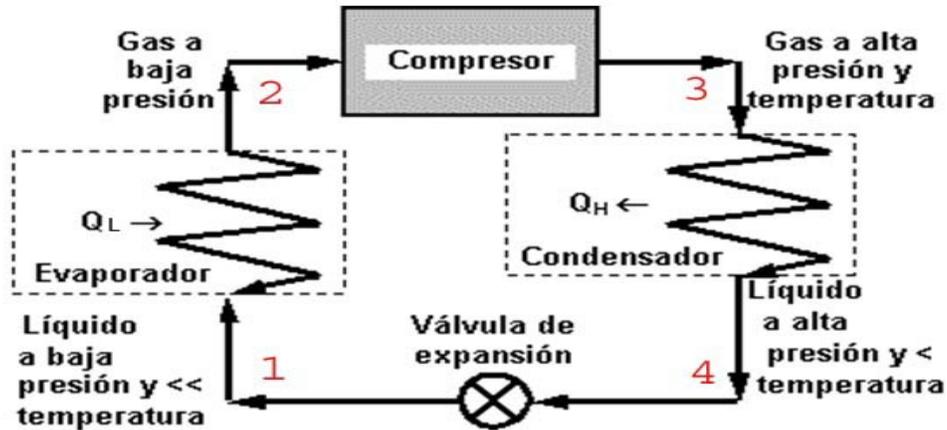


Fig. 1.7 Componente de ciclo de refrigeración

Componentes:

Compresor: Eleva la presión del vapor refrigerante desde una presión de entrada a una presión de salida más alta. Existen *compresores volumétricos o de desplazamiento positivo*, que pueden ser alternativos o rotativos, y compresores centrífugos.

Condensador: Estos condensadores suelen ser de tubos de cobre con aletas de aluminio que incrementan la transmisión de calor. Adicionalmente estas baterías disponen de ventiladores que inducen la circulación del aire a calentar entre las aletas del condensador.

El fluido refrigerante: circula por el espacio entre tubos donde se condensa, mientras que el agua a calentar circula por el tubo interior. El material empleado para la fabricación de los tubos es el cobre.

Deben tener ciertas propiedades termodinámicas de tal manera que condensen y evaporen a las temperaturas adecuadas, para lograr su objetivo. Un fluido puede evaporar a mayor temperatura cuando se eleva su presión, pero los compresores no pueden alcanzar cualquier presión y los evaporadores y condensadores no deben trabajar a sobre

presiones ni depresiones elevadas respectivamente. Dichos fluidos refrigerantes no deben ser tóxicos, ni inflamables

Evaporador: pueden ser de tipo *de expansión seca*: El vapor que se introduce en el compresor está ligeramente sobrecalentado y hay ausencia total de líquido, tipo *Inundado*: El vapor que entra en el compresor se encuentra saturado y puede incluso contener gotas de líquido.

Dispositivos de expansión: Son los dispositivos mediante los que se realiza la reducción de presión isentrópica (es decir con variación de entalpía igual a 0) desde la presión de condensación hasta la de evaporación. Normalmente usada la *válvula de expansión*: Puede ser variada automáticamente de forma que el sobrecalentamiento tras la evaporación se mantenga constante y no accedan gotas de líquido al compresor.

Dispositivos de seguridad y control: *El presostato de alta presión*: Detiene el compresor cuando se alcanza una presión de condensación elevada. O el *presostato de baja presión*. Este detiene el funcionamiento del compresor cuando la presión de aspiración es demasiado baja.

El proceso que realiza el ciclo de Carnot invertido es el siguiente:

El refrigerante entra al compresor como un vapor y se comprime a la presión del condensador. Sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa conforme fluye por el serpentín del condensador liberando calor hacia el medio circundante. Luego entra a un tubo capilar donde su presión y su temperatura descienden drásticamente, debido al efecto de estrangulación. El refrigerante de baja temperatura entra luego al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

La operación inversa de una máquina térmica, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, provoca el paso de calor de una fuente térmica de baja temperatura (T_B), hacia un sumidero de alta temperatura (T_A), mediante el suministro de trabajo mecánico (W). El ciclo termodinámico que cumple con esta función, puede ser de refrigeración o una bomba de Calor. Es de **refrigeración** cuando tiene como propósito crear un medio de baja temperatura o enfriar una sustancia, al extraer calor de la fuente de baja temperatura,

y es de **bomba de calor**, cuando tiene como propósito aprovechar el calor que se suministra al sumidero de alta temperatura [4].

1.5 Transferencia de calor

La transferencia de calor depende de la configuración interna o externa del absorbedor, este puede estar construido con superficies lisas o rugosas con placas o tubos, indistintamente el calor pasará de un objeto a otro de tres formas distintas.

Por **conducción**, el calor se propaga a través de un material que "diremos" que lo conduce. Se realiza por la transferencia de energía cinética entre moléculas, el Flujo de calor es a través de medios sólidos por la vibración interna de las moléculas y de los electrones libres y por choques entre ellas. Se transmite por el interior del cuerpo estableciéndose una circulación de calor. La máxima cantidad de calor que atravesará dicho cuerpo será aquella para la cual se consigue una temperatura estable en todos los puntos del cuerpo.

La expresión del flujo del calor por conducción está definida por Fourier:

$$dQ = -k.A.\left(\frac{dT}{dx}\right) \quad (1.1a)$$

El signo menos indica que el calor fluye en dirección de temperatura decreciente

La **radiación** no necesita un medio material para propagarse, puede hacerlo a través del vacío. El calor se transfiere mediante emisiones electromagnéticas que son irradiadas por cualquier cuerpo cuya temperatura sea mayor a cero grados Kelvin. El estado de la superficie influye en gran medida en la cantidad de calor radiado. Las superficies mates son más favorables que las pulidas y los cuerpos negros son los de mayor poder de radiación, por este motivo se efectúa un ennegrecimiento de la superficie radiante.

La **convección** consiste en el movimiento de un material ya caliente que lleva consigo el calor, es el desplazamiento de masas de algún líquido o gas. Cuando una masa de un fluido se calienta al estar en contacto con una superficie caliente, sus moléculas se separan y se dispersan, causando que la masa del fluido llegue a ser menos densa y a este proceso se llama *convección*.

La convección es el mecanismo transferencia de calor a través de un fluido con movimiento masivo de éste. En la convección existe **movimiento del fluido a nivel macroscópico** mientras que en la conducción existe movimiento a nivel microscópico, atómico o molecular, entendiéndose como nivel macroscópico el movimiento de volúmenes relativamente grandes del fluido. La **convección** se clasifica en **natural y forzada**. En la **convección forzada** se obliga al fluido a fluir mediante medios externos, como un ventilador o una bomba. En la **convección natural** el movimiento del fluido es debido a causas naturales, como el **efecto de flotación**, el cual se manifiesta con la subida del fluido caliente y el descenso del fluido frío.

La convección forzada se clasifica a su vez en **externa e interna** dependiendo de si el flujo de fluido es interno o externo, dependiendo de si se fuerza al fluido a fluir por un **canal confinado** (superficie interior) o por una **superficie abierta**. El flujo de un fluido no limitado por una superficie (placa, alambre, exterior de un tubo) es flujo externo. El flujo por un tubo o ducto es flujo interno si ese fluido está limitado por completo por superficies sólidas. El flujo de líquidos en un tubo se conoce como flujo en canal abierto si ese tubo está parcialmente lleno con el líquido y se tiene una superficie libre.

Para expresar el efecto global de la convección, se utiliza la **Ley de Enfriamiento de Newton**:

$$q = h.A(T_p - T_A) \quad (1.1b)$$

Aquí el flujo de calor transferido se relaciona con la diferencia global de temperaturas entre la pared y el fluido, A es el área de la superficie, h se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección.

Lo que nos indica esta Ley es que si un cuerpo se encuentra a una temperatura superior a la del ambiente, este tiende a enfriarse, lo cual dependerá de las condiciones en que se encuentre.

En el análisis de la convección es práctica usar los **números adimensionales**, Los más conocidos son:

Número de Reynolds (Re): Representa la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido. Es un indicativo del tipo de flujo del fluido, laminar o turbulento:

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (1.2)$$

$$\text{Re} = \frac{v D}{\nu} \quad (1.3)$$

Para el presente estudio se calcula el Número de Reynolds a la entrada de la disolución al absorbedor y a la salida del orificio del refrigerante (H₂O), respectivamente es:

$$\text{Re}_{0,d} = \frac{4\dot{Q}\rho_d}{\pi d_0 \mu_d} \quad (1.4)$$

La cual fue establecida por J. Kim [25]

$$\text{Re}_{0,v} = \frac{4\dot{Q}\rho_v}{\pi d_0 \mu_v} \quad (1.5)$$

Número de Sherwood (Sh): Se utiliza en transferencia de masa. Representa el cociente entre la transferencia de masa por convección y difusión, mostrada en la ec. 1.6

$$\text{Sh} = \frac{K_c L}{D_{v,d}} = \frac{K_c d_b}{D_{v,d}} \quad (1.6)$$

Dónde:

K_c = Coeficiente global de transferencia de masa, L = Longitud característica = d_b diámetro de la burbuja, D_{v,d} = Difusividad másica del componente

Para determinar el coeficiente de transferencia de masa se determina mediante la correlación de Sherwood proporcionada por Kim et al [25]

$$\text{Sh} = 0.5 \text{Sc}^{0.5} \text{Ga}^{0.25} \text{Bo}^{0.375} \quad (1.6 \text{ b})$$

Número de Bond (Bo):

Representa la relación que existe entre la fuerza capilar debido a la flotación de la burbuja

$$Bo_b = \frac{d_b^2 g \rho_d}{\sigma_d} \quad (1.7)$$

Donde σ_d = Tensión superficial [N/m]

Número de Galileo (Ga): Este número es proporcional al cociente entre las fuerzas gravitatorias y las fuerzas viscosas. El número de Galileo se usa en flujo viscoso y cálculos de expansión térmica, por ejemplo para describir el flujo de una capa de fluido sobre una pared.

$$Ga_b = \frac{d_b^3 g \rho_d^2}{\mu_d^2} \quad (1.8)$$

Número de Schmidt (Sc): Es el cociente entre la difusión de cantidad de movimiento y la difusión de masa, y se utiliza para caracterizar flujos en los que hay procesos convectivos de cantidad de movimiento y masa. El número de Schmidt relaciona los grosores de las capas límite de cantidad de movimiento y de masa. Se define como:

$$Sc = \frac{v}{D} = \frac{\mu_d}{D_{vd} \rho_d} \quad (1.9)$$

Número de Nusselt (Nu): Representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción;

$$Nu_L = \frac{hL_c}{k_f} = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} \quad (1.10)$$

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo.

Número de Prandtl (Pr): Es un número adimensional que representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusión de momento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (1.11)$$

Número de Biot (Bi): Es un número a dimensional utilizado en cálculos de transmisión de calor en estado transitorio, relaciona la transferencia de calor por conducción dentro de un cuerpo y la transferencia de calor por convección en la superficie de dicho cuerpo. Tiene numerosas aplicaciones, entre ellas su uso en cálculos de transferencia de calor en disipadores por aletas.

$$\text{Bi} = \frac{hL_c}{k} \quad (1.12)$$

El número de Biot es el flujo de calor visto desde una esfera caliente sumergida al fluido que la rodea. El flujo de calor experimenta dos resistencias: la primera por conducción dentro del metal y la segunda por convección desde la esfera al fluido. Se presentan dos casos límite [5].

- En el caso que la esfera fuera metálica y el fluido fuera agua, la resistencia por convección excederá a la de conducción y por tanto el número de Biot será inferior a uno.
- En el caso que la esfera fuera de un material aislante al calor, por ejemplo espuma de poliuretano, y el fluido fuera igualmente agua, la resistencia por conducción excederá a la de convección y el número de Biot será superior a la unidad.

Número de Grashof (Gr): Es un número a dimensional proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido

$$G_r = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (1.13)$$

El producto del número de Grashof y el número de Prandtl da como resultado el número de Rayleigh; un número a dimensional que se utiliza en cálculos de transferencia de calor por convección natural.

Número de Rayleigh (Ra): Es un número a dimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido. Cuando el número de Rayleigh está por

debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección.

$$Ra_x = Gr_x Pr = \frac{g\beta}{\nu\alpha}(T_p - T_a)x^3 \quad (1.14)$$

Donde:

x es la longitud característica, en este caso la distancia desde el inicio de la pared.

Las propiedades físicas del fluido (Pr , ν , α y β) se deben evaluar a la temperatura de la capa límite que se define como:

$$T_f = \frac{T_p + T_a}{2} \quad (1.15)$$

Generalmente, la convección comienza para valores del número de Rayleigh ($Ra > 1000$), mientras que para $Ra < 10$ la transferencia de calor es completamente por conducción.

Sin duda la generación de turbulencia resultarán pequeños valores de Reynolds en las aletas con paredes corrugadas. Incrementando la fricción y, por lo tanto, una cantidad de energía mayor de transferencia.

También la geometría de las aletas provocarán un flujo laminar para poder maximizar la transferencia de calor, pues la interacción energética provoca una diferencia de temperaturas e incrementa la cantidad de calor transferida por unidad de tiempo así como también la velocidad de transferencia de calor.

En el presente trabajo se presentarán los resultados de una investigación experimental desarrollando los modelos matemáticos adecuados, para que dicho incremento en la disipación de calor del sistema de refrigeración por absorción hacia los alrededores, sea el más eficiente y usado para los refrigeradores domésticos futuros.

Longitud característica (L_c). Utilizado para el número de Biot, se define como la relación entre el volumen del sólido del cuerpo dividido (V) y el área de la superficie externa total. (A_s)

$$L_c = \frac{V}{A_s} \quad (1.16)$$

Esta relación es muy útil para el cálculo de L_c en sólidos de forma complicada y reduce a la mitad el espesor L para una pared plana de espesor $2L$, a $r_0/2$ para un cilindro largo y a $r_0/3$ para una esfera. [6].

Podríamos decir que la longitud característica es la distancia que recorre una partícula en la capa límite

1.6 Fenómenos de transporte

1.6.1 Rozamiento

Es la fuerza en dirección del flujo que el fluido ejerce sobre el sólido. De acuerdo con la tercera ley de Newton, el cuerpo ejerce sobre el fluido una fuerza igual y opuesta. Cuando la pared del cuerpo es paralela a la dirección de flujo, como en el caso de la lámina delgada y plana, la única fuerza de rozamiento es el esfuerzo cortante de la pared τ_w . Sin embargo, lo más corriente es que la pared del cuerpo sumergido, forme un ángulo con la dirección del flujo. En este caso la componente del esfuerzo cortante de pared en la dirección del flujo, contribuye al rozamiento. Por otra parte, la presión del fluido, que actúa en dirección normal a la pared posee una componente en la dirección de flujo y esta componente contribuye también al rozamiento. El rozamiento total sobre un elemento de área, es la suma de las dos componentes. En la figura 1.8, se representan las fuerzas de presión y de cizalla, que actúan sobre un elemento de área dA , que forma un ángulo de $90^\circ - \alpha$, respecto a la dirección de flujo. El rozamiento debido al esfuerzo cortante de pared es $\tau_w \sin \alpha dA$ y el correspondiente a la presión $\rho \cos \alpha dA$. El rozamiento total sobre el cuerpo, es igual a la suma de las integrales de estos términos, evaluadas cada una de ellas sobre toda la superficie del cuerpo en contacto con el fluido, Warren [29]

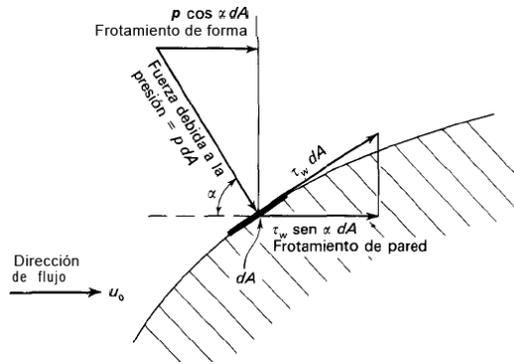


Fig. 1.8 Frotamiento de pared y de forma en un cuerpo sumergido

El rozamiento total integrado, debido al esfuerzo cortante en la pared se llama **rozamiento de pared** y la magnitud correspondiente debida a la presión recibe el nombre de **rozamiento de forma**.

En el flujo potencial $\tau_w = 0$, y no existe rozamiento de pared. Por otra parte, el rozamiento debido a la presión, en la dirección de flujo, se equilibra con una fuerza igual y de sentido opuesto, por lo que la integral de rozamiento de forma es igual a cero. Por consiguiente, en el flujo potencial no hay rozamiento neto.

Los fenómenos que dan lugar a rozamiento, tanto de pared como de forma, en fluidos reales, son complicados y, en general no se pueden predecir. Para esferas y otras formas regulares a bajas velocidades del fluido, se pueden estimar los modelos de flujo y las fuerza de rozamiento por métodos numéricos; para formas irregulares y velocidades elevadas es preciso recurrir a medidas experimentales.

1.6.2 Coeficientes de rozamiento

Al estudiar el flujo de fluidos, a través de conducciones se ha encontrado que resulta útil el factor de fricción definido **como la relación entre el esfuerzo cortante y el producto de la carga de velocidad por la densidad**. En el caso de sólidos sumergidos, se emplea un factor análogo, llamado coeficiente de rozamiento. Considérese una esfera lisa, sumergida en un fluido en movimiento y situada a una distancia suficientemente alejada de las superficies sólidas, que limitan la corriente, con el fin de que la corriente que se aproxima a la misma lo haga con fluido potencial. El área proyectada por un cuerpo sólido, se define como el área que se obtiene al proyectar el cuerpo sobre un plano perpendicular a la dirección de flujo, tal como se representa en la figura 1.9

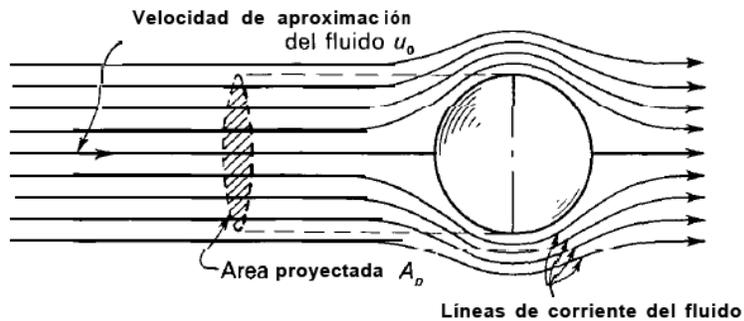


Fig. 1.9 Flujo alrededor de una esfera sumergida

Donde:

A: El área proyectada, para una esfera es $\frac{\pi}{4} D_p^2$

D_b : El diámetro de la burbuja

F_D : Es la fuerza de rozamiento total,

$\frac{F_D}{A_p}$: Fuerza de rozamiento media por unidad de área proyectada

F: Es el factor de fricción, se define como la relación entre τ_w y el producto de la densidad del fluido por la carga de velocidad,

A_p : *área proyectada de la partícula, medida en un plano perpendicular a la dirección de movimiento de la partícula*

C_D : Es el coeficiente de rozamiento, adimensional que se representa por la relación entre

$\frac{F_D}{A_p}$ y el producto indicado anteriormente, o sea.

$$C_D = \frac{F_D / A_p}{\rho u_0^2 / 2g_c} \quad (1.17)$$

Siendo u_0 la velocidad de la corriente que se aproxima (suponiendo que $u_0 = \bar{V}_0$).

1.6.3 Coeficientes de rozamiento para formas típicas

Debido a la naturaleza compleja del rozamiento, no es de extrañar que las variaciones de C_D , con $N_{Re, p}$ sean más complicadas que las de f con $N_{Re, p}$. Las variaciones de pendiente de las curvas de C_D frente a $N_{Re, p}$ para distintos números de Reynolds, son el resultado

de la interrelación de los diferentes factores que controlan el frotamiento, tanto de forma como de pared. Estos efectos pueden analizarse estudiando el caso de una esfera.

Para números de Reynolds bajos, la fuerza de frotamiento que actúa sobre una esfera cumple la ecuación teórica, llamada ley de Stokes, que puede escribirse:

$$F_D = 3\pi \frac{\mu v_0 D_b}{g_c} \quad (1.18)$$

El esfuerzo cortante de pared es el resultado de las fuerzas viscosas solamente, mientras que las fuerzas de inercia son despreciables. El movimiento de la esfera afecta al fluido a distancias considerables de la misma, y si a una distancia inferior a 20 o 30 diámetros de la esfera existe alguna pared sólida, es preciso corregir la ley de Stokes para tener en cuenta el efecto de dicha pared. El tipo de flujo descrito por esta ley se denomina *flujo reptante*. La ley es especialmente útil para calcular la resistencia de partículas pequeñas, tales como polvo o niebla, moviéndose a través de gases o líquidos poco viscosos, o bien para el movimiento de partículas mayores a través de líquidos muy viscosos.

1.6.4 Movimiento de las partículas a través de fluidos

En muchas etapas de los procesos de ingeniería, especialmente en separaciones mecánicas, interviene el movimiento de partículas sólidas o gotas líquidas a través de un fluido. El fluido puede ser un gas o un líquido, y puede estar en movimiento o en reposo.

El movimiento de una partícula a través de un fluido requiere una fuerza externa que actúe sobre la partícula. Esta fuerza puede provenir de la diferencia de densidad entre la partícula y el fluido, o puede ser el resultado de campos eléctricos o magnéticos. Para esta investigación solamente se considerarán las fuerzas gravitacionales o centrífugas derivadas de diferenciales de densidad.

Sobre una partícula que se mueve en el seno de un fluido actúan tres fuerzas,

- (1) la fuerza externa F_C , gravitacional o centrífuga;
- (2) la fuerza de flotación F_b , que es paralela a la fuerza externa pero de sentido contrario,
- y
- (3) la fuerza de rozamiento F_D que aparece siempre que hay movimiento relativo entre la partícula y el fluido. La fuerza de rozamiento actúa en la dirección del movimiento pero en sentido contrario.

Por tanto, la fuerza resultante que actúa sobre movimiento unidimensional de una partícula a través de un fluido

$F_e - F_b - F_D$ m la aceleración de la partícula es $\frac{du}{dt}$, y

$$\frac{m}{g_c} \frac{du}{dt} = F_e - F_b - F_D \quad (1.19)$$

En esta ecuación u es la velocidad de la partícula con relación al fluido y está dirigida hacia fuera, a lo largo del radio, para el cálculo de la velocidad se calcula la velocidad límite.

1.6.5 Velocidad límite

En la sedimentación por gravedad, g es constante. Por otra parte el frotamiento aumenta siempre con la velocidad. Puesto que la aceleración disminuye con el tiempo y tiende a cero. La partícula alcanza rápidamente, por tanto, una velocidad constante, que es la máxima alcanzable en estas condiciones y que se denomina velocidad límite. Para la sedimentación por gravedad, se halla la ecuación de la velocidad límite u_t haciendo $\frac{du}{dt} = 0$. Se tiene entonces

$$u_t = \sqrt{\frac{2g(\rho_d - \rho_v)m_b}{A_b\rho_d C_D\rho_v}} \quad (1.20)$$

En el movimiento debido a una fuerza centrífuga, la velocidad depende del radio y la aceleración no es contante, si la partícula se mueve con respecto al fluido.

1.6.6 Tensión superficial

Un líquido, al no poder expandirse libremente, se forma una interface con un segundo líquido o de gas, las moléculas en la superficie son menos densos y se atraen entre sí. Desde la mitad de sus vecinos se ha omitido el efecto mecánico. Si un corte de longitud dL se realiza en una superficie interfacial, las fuerzas iguales y opuestas de magnitud $Y dL$ son expuestos normales al corte y en paralelo a la superficie, donde Y es llamado el coeficiente de tensión superficial.

Las dimensiones de Y son $\{F / L\}$, N / m , en la figura 1.10 se muestra el cambio de presión a través de una interface de curvas debido a la tensión superficial:

- (a) En el interior de un líquido del cilindro
- (b) En el interior de una esférica gota
- (c) En la interface de curvas en general.

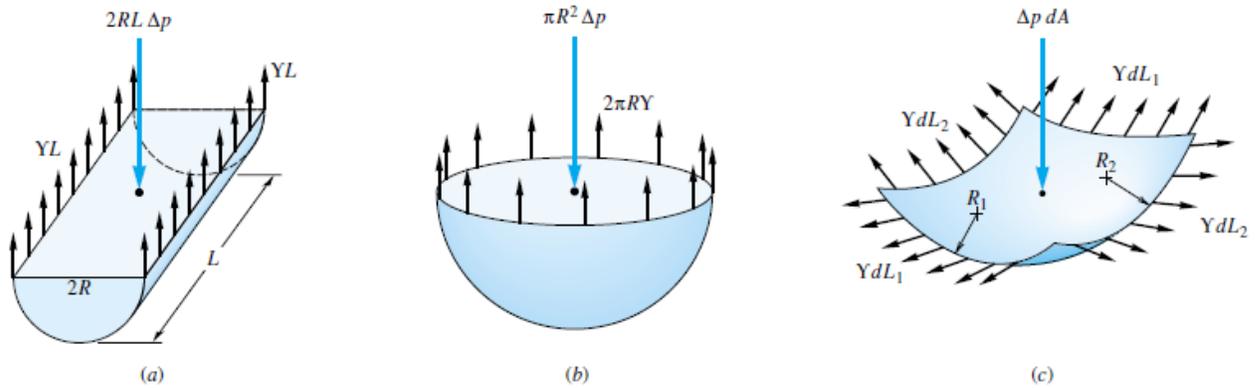


Fig. 1.10 Cambio de presión a través de una interface de curvas debido a la tensión superficial

Un segundo efecto importante en la superficie es el ángulo de contacto Θ que aparece cuando una interface con una superficie sólida, como en la figura. 1.10. El balance de la fuerza a continuación, implicaría tanto Y . Si el ángulo de contacto Θ es inferior a 90° , el líquido moja al sólido, si $\Theta > 90^\circ$, el líquido que no moja al sólido como lo muestra la figura 1.11.

Derivado de lo anterior la expresión para el cambio en la altura h en un tubo circular de un líquido (para nuestro caso un absorbedor) con una tensión superficial y el ángulo de contacto, la fórmula de cálculo es:

$$h = \frac{2Y \cos\theta}{\gamma R} \quad (1.21)$$

Donde R es el radio del tubo así como γ es el peso específico de la disolución del agua – bromuro de litio.

Despejando a la tensión superficial:

$$Y = \frac{h \cdot \gamma \cdot R}{2 \cos\theta} \quad (1.22)$$

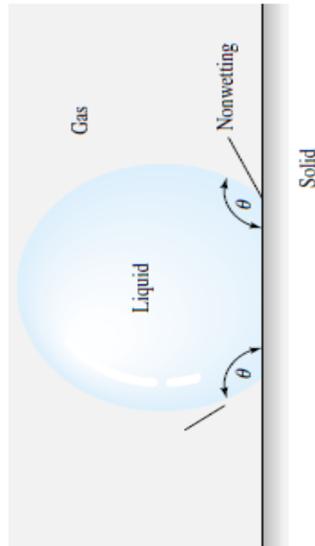


Fig. 1.11 Ángulo de contacto en la interface líquido-gas-sólido.

1.6.7 Difusión molecular

Tiene que ver con el movimiento de moléculas individuales a través de una sustancia en virtud de su energía térmica. La teoría cinética de los gases es un medio de visualizar lo que ocurre, y de hecho fue el éxito de esta teoría en términos cuantitativos que describen los fenómenos difusionales que llevó a su rápida aceptación.

Se ha observado que si una solución está en todas partes uniforme en la concentración de sus componentes, no se produce ninguna alteración, pero que mientras no sea uniforme, la solución es presentada de forma espontánea a la uniformidad por difusión, las sustancias en movimiento desde un lugar de alta concentración a una de baja, la velocidad a la que se mueve un soluto en cualquier punto en cualquier dirección, por lo tanto debe depender del gradiente de concentración en ese punto y en esa dirección.

La difusividad de gases, o coeficiente de difusión, D , es una propiedad del sistema que depende de la temperatura, presión y de la naturaleza de los componentes. Una teoría cinética avanzada predice que en mezclas binarias será pequeño el efecto debido a la composición. Sus dimensiones pueden establecerse como longitud² / tiempo. Las unidades en el SI son m²/s.

Las expresiones para calcular D_{AB} , cuando no se cuenta con datos experimentales, están basadas en la teoría cinética de los gases. Se recomienda la modificación de Wilke-Lee del método de Hirschfelder-Bird-Spotz para mezclas de gases no polares o de un gas

polar con uno no polar, la ecuación anterior define la difusividad A, B. Para nuestro caso utilizaremos el software EES el cual puede calcularlo.

1.6.8 Difusividad en los líquidos

Las dimensiones para la difusividad en líquidos son las mismas que para la difusividad de gases; longitud²/tiempo. Sin embargo, diferencia del caso de los gases, la difusividad varía apreciablemente con la concentración.

Como no existe una teoría válida completa sobre la estructura de los líquidos, en ausencia de datos, no pueden hacerse cálculos exactos de la difusividad, los cuales sí eran posibles respecto a los gases. Para soluciones diluidas de no electrolitos, se recomienda la correlación empírica de Wilke y Chang.

$$D_{AB} = \frac{(11.73 \times 10^{-18})(\phi M_B)^{0.5} T}{\mu v_A^0} \quad (1.23)$$

D_{AB} = Difusividad de A (H₂O) en una solución diluida en el solvente B (LiBr), m²/s

M_B = Peso molecular del solvente, kg/mol

T = Temperatura, K

μ = viscosidad cinemática de la solución, kg/m s

v_A = volumen molal del soluto en el punto de ebullición normal m³/mol, para el agua es de 0.0756 m³/mol como soluto.

ϕ = Factor de asociación para el disolvente

1.6.9 Transferencia de calor en la interface de la burbuja

En el sistema considerado, el proceso de transferencia de calor se lleva a cabo en dos regiones, una es entre la burbuja y la solución (en fase de vapor) y el otro es entre la absorción y las cámaras de refrigeración (fase líquida). La transferencia de calor en la primera región está fuertemente relacionada con la transferencia de masa. Es decir, el calor sensible del flujo de burbujas se transfiere en la interface de la burbuja, debido a la combinación de transferencia de calor y masa. Flujo de calor en este proceso se expresa como la ecuación. (17), la cual es dada por Treybal [28].

$$\dot{q}_{sen,G} = \frac{c_G}{1 - e^{-cG}} h_G (T_b - T^{int}) \quad (1.24)$$

Dado el diámetro de la burbuja reducido durante el proceso de la absorción, la burbuja se considera como el sistema globalizado si el valor de la burbuja número del numero de Biot es menor que 0.1. Del mismo modo, el flujo de calor sensible desde la interface a la solución está dada por la ecuación. (18)

$$\dot{q}_{sen,d} = \frac{c_d}{1 - e^{-cd}} h_d (T^{int} - T_d) \quad (1.25)$$

donde c es el factor de corrección de transferencia de calor definido de la siguiente manera:

$$c = \frac{\dot{m}_{LiBr} C_{p,LiBr} + \dot{m}_{H_2O} C_{p,H_2O}}{h} \quad (1.26)$$

1.7 Resumen del Capítulo.

En este capítulo se presentaron las razones por las cuáles se considera de interés este tema de investigación su planteamiento y el objetivo general de la tesis.

Para ello se parte de una visión global denotando el aumento en el consumo de energía eléctrica utilizado en los sistemas de refrigeración, calefacción y aire acondicionado, por lo cual se propone como alternativa energética el uso de los sistemas de refrigeración por absorción, siendo esto la parte central de esta investigación.

Posteriormente se inicia presentando los términos y definiciones de los términos - fluidos que se utilizarán a largo de esta investigación, revisando primeramente el ciclo inverso de Carnot, la transferencia de calor, así como los números adimensionales y los fenómenos de transporte que intervienen en el proceso de la transferencia de calor en los sistemas de refrigeración por absorción.

Capítulo 2

Sistemas de refrigeración por absorción (S.R.A.)

2.1 Estudios realizados por otros autores.

Hasta donde ha sido posible buscar, se han encontrado las siguientes investigaciones donde muestran resultados de refrigeración por absorción obtenidos mediante análisis numérico o experimental.

Tal es el caso de **Jae-Cheol Lee, Ki-Bong Lee**, et. al. [24]. Realiza un “**Estudio numérico y experimental para la transferencia de masa en un absorbedor del tipo burbujas de amónico y agua**”, en donde el autor realiza la inyección del gas en la parte inferior del absorbedor como una solución de flujo constante la cual un mayor caudal de gas incrementa la región de absorción de gas, el peso del gas es estimado por análisis numérico y experimental; El experimento fue realizado en un aparato con una columna de 3 cm de ancho y una altura de 100 cm, un orificio para la inyección del gas de 3 mm de diámetro fue instalado en la parte inferior del absorbedor. El gas de amoniaco fluyó hacia arriba, mientras que la solución de amoniaco fluía hacia arriba y hacia abajo, la columna cilíndrica fue construida con resina de acrílico transparente, para que el estado de la burbuja pudiera ser observado, la solución de entrada fue calentada en el tanque de solución. De lo cual el autor concluye que el gas de absorción amoniaco es sensible a las cantidades del gas de entrada y la solución, así como a la temperatura, concentración de la solución y a la dirección del flujo. Así como se incrementó el flujo de la entrada de gas, la región de absorción del gas también fue incrementada. Cuando la solución y el gas fueron en contraflujo y la temperatura así como la concentración del gas fueron bajos, la región de absorción del gas disminuyó. Además, los resultados experimentales para un absorbedor de radio de 3 cm muestran que un absorbedor con un máximo de 70 cm de altura es necesario para el proceso de absorción del gas.

Jin-Kyeong Kim, Atsushi Akisawa, et. al. [25] contribuye con el “**Diseño numérico de un absorbedor de burbuja aplicando nanofluidos binarios y surfactantes**” el objetivo de su investigación fueron los de analizar las características combinadas del calor y la transferencia de masa para el proceso de absorción de la burbuja de amoniaco y estudiar los efectos de nanofluidos binarios y surfactantes en el tamaño del absorbedor. El sistema

fué considerado experimental en un absorbedor de burbuja del tipo placa con el mismo sentido del flujo. El absorbedor consistió de dos tipos de canales, el canal de absorción y el canal de enfriamiento, en el canal de absorción la solución de amoníaco fluyen del fondo a la parte superior y el gas de amoníaco es inyectado a través del orificio adjunto al fondo del canal de absorción. El gas inyectado genera la burbuja en el orificio y el gas de amoníaco en la burbuja es absorbido dentro de la solución durante el proceso de crecimiento de la burbuja. El agua de refrigeración fluye del fondo a la parte superior del canal y remueve el calor del canal de absorción. La pared entre los canales fue hecha de acero al carbón. El autor concluye que el tamaño de la burbuja del absorbedor puede ser reducido satisfactoriamente agregando surfactantes o nano partículas. Especialmente la adición de surfactantes es ligeramente más efectiva que usando nano partículas.

Por otra parte **C.A Infante Ferreira**, et. al. [26] contribuye con la investigación “**Calor y transferencia de masa en absorbedores de burbuja verticales y tubulares para sistemas de refrigeración por absorción con amoníaco-agua**”, modelo desarrollado para el cálculo simultáneo de los procesos y transferencia de calor y masa, los diámetros internos de los absorbedores fueron probados a 10.0, 15.3 y 20.5 mm. Los resultados de los coeficientes de transferencia de masa están relacionados por una modificación en la relación de Sherwood.

La transferencia de masa, sin transferencia simultánea de calor, descrita en la siguiente relación, la cual es derivada de un análisis dimensional:

$$Sh_{vL} = aRe_L^b Sc_L^c \left(\frac{z}{D}\right)^d \quad (2.1)$$

La velocidad de la fase gaseosa y la altura de absorción es importante en la descripción de la transferencia de masa, la siguiente modificación relación de Sherwood se obtuvo con correlaciones de 174 experimentos con tubos de absorción de 10.0, 15,3 y 20,5 mm

$$Sh_{vL} = e^{0.86307} Re^{0.853} Sc_L^{0.50} \left(\frac{z}{D}\right)^{-100} \quad (2.2)$$

$$\overline{K_L a} = 2.91 \left(\frac{m_G}{\rho_G}\right)^{0.853} \frac{\rho_L^{1.353}}{D_L^{0.50}} \frac{1}{\eta_L^{0.353} z D^{1.853}} \quad (2.3)$$

La propuesta de este modelo permite una predicción bastante exacta sobre todos los coeficientes de transferencia de masa.

José Daniel Marcos del Cano et. al. [32] presenta en su tesis doctoral **“un prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire”**

Explica que el punto central son los aparatos de aire acondicionado que han contribuido notablemente a elevar el consumo de electricidad. La solución que plantea a los problemas surgidos de la climatización voltea a ver as las máquinas de absorción. Máquinas capaces de producir frío y/o calor, y que pueden llegar a convertirse en una alternativa real a los convencionales aparatos eléctricos de compresión mecánica, ya que emplean como fuente de energía calores residuales, energía solar o gases combustibles.

En el desarrollo de su trabajo simula el funcionamiento de la máquina para diferentes incrementos de concentración de la disolución a su paso por los dos generadores. Los resultados obtenidos indican que la eficiencia óptima se produce cuando se eleva el incremento de la concentración de la disolución en ambos generadores entre un 9,5 y un 11,2%. opta por una configuración en *paralelo* para la distribución de la disolución, ya que esta configuración disminuye las caídas de presión y mejora el proceso de separación del vapor refrigerante.

Con el fin de comprobar los resultados experimentales que se realizaron construye dos prototipos de máquina de absorción de doble efecto condensados por aire.

La instalación experimental consistió en un prototipo de máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensado por aire, diseñada para una producción frigorífica de 10 kW, con una temperatura de evaporación de entre 8 y 14 °C, y utilizando aire como el medio condensante. Concluyó que el sistema absorbedor/condensador puede funcionar a condiciones muy desfavorables (por encima de los 40 °C). Para la temperatura máxima de 41,5 °C la temperatura de absorción alcanzó 51,5 °C. Esto ha sido posible gracias a que la disolución que se encarga de absorber el refrigerante en el absorbedor es enfriada directamente por aire en un intercambiador de calor externo al mismo, sin utilizar fluidos intermedios en su tesis opta por mantener un par convencional de absorción/refrigerante (entre 56% y 60%) y a pesar de esto, se obtiene bajas temperaturas en el agua.

Por otro lado **Alejandro Zacarías Santiago** et. al. [11] presentó en tesis doctoral la **“Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores Adiabáticos con Aplicación de la Disolución Nitrato de Litio-Amoniaco”** su investigación se centra en el estudio del absorbedor y del generador de un banco de ensayo, con el fin de reducir el tamaño de dichas máquinas y a su vez contribuir a hacerlas más económicas y prácticas.

Indica que el absorbente puede ser un líquido o una sal, en su trabajo emplea la disolución amoniaco-nitrato de litio como fluido de trabajo en el compresor termoquímico.

Evaluó la transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos que utilizan atomizaciones en forma de lámina y de gotas de diferentes diámetros. Los atomizadores empleados para producir estos sprays fueron tipo lamina, niebla, cono hueco y cono solido; 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. Observó que la mezcla bi-componente formada por el amoniaco 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 amoniaco puro.

Por último **Rubén Ventas Garzón** et. al. [38] en su tesis doctoral titulada “**Estudio de máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco. Ciclos híbridos potenciados con compresión mecánica**”, lleva a cabo un estudio de máquinas de absorción para refrigeración que sean capaces de funcionar con menores temperaturas de generación que los ciclos basados en simple efecto. Esto permite aprovechar calores residuales y calor solar a menor temperatura con la consiguiente reducción de emisiones de CO₂.

Para la evaluar estos ciclos híbridos se realizó un modelo numérico que incluye cambio de fase en los cambiadores de calor. Con él se determina cuanto disminuye la temperatura de generación con respecto al ciclo de simple efecto y se estudian en profundidad los cambios en los procesos, el comportamiento y rendimientos del propio ciclo.

Además del estudio teórico, realizó un estudio experimental del ciclo híbrido utilizando tecnologías que permiten la reducción del tamaño de las máquinas de absorción, como absorbedores adiabáticos con fase dispersa (en forma de gotas) e intercambiadores de placas.

Para el proceso experimental se utilizó un montaje fabricado en acero inoxidable, y está formada por 3 circuitos: uno de disolución y refrigerante, otro de agua caliente y otro de agua de torre.

Demostró mediante simulación numérica que los ciclos de absorción potenciada con compresión mecánica de baja y alta presión posibilitan la disminución de la

temperatura en unos 26°C, pudiendo trabajar con temperaturas de generación superiores a 60°C, con solo un 10% del trabajo adicional consumido por la máquina para una relación de compresión de 2.

Además se ha demostrado que el consumo de trabajo mecánico del compresor es más eficiente en estos ciclos que en un ciclo separado de compresión mecánica, sobre todo cuando las temperaturas de generación son inferiores a la de activación del ciclo de simple efecto.

Concluye que el disponer de un compresor mecánico accionable independientemente permite aumentar considerablemente la potencia frigorífica. Ello abre la posibilidad de disponer de una máquina única híbrida que pueda atender la demanda de forma eficiente además indica que la disolución nitrato de litio-amoniaco presenta características adecuadas para trabajar como fluido de trabajo en un ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja y alta presión.

2.2 Descripción del sistema.

La tecnología de las plantas de absorción es utilizada para refrigeración desde hace cien años. En las plantas actuales se utiliza la más moderna tecnología tanto en el diseño como en los componentes y los sistemas de control con la consiguiente optimización de la rentabilidad económica y la fiabilidad de las plantas.

El ciclo de la absorción es un proceso por el cual el efecto de la refrigeración es producido con el uso de dos líquidos y una cierta cantidad de entrada de calor. Los ciclos de refrigeración de compresión y de absorción logran el retiro del calor con la evaporación de un refrigerante en una presión baja y el rechazamiento del calor con condensación del refrigerante en una presión más alta. El método de crear la diferencia de la presión y de circular el refrigerante es la diferencia primaria entre los dos ciclos. El ciclo de compresión del vapor emplea un compresor mecánico para crear las diferencias de la presión necesarias para circular el refrigerante. En el sistema de la absorción, el líquido o el absorbente secundario se utiliza para circular refrigerante. Porque los requisitos de la temperatura para el ciclo bajan en la gama de temperaturas baja a moderada, y hay potencial significativo para los ahorros de la energía eléctrica.

El calor necesario para el absorbedor procede por ejemplo de los productos de combustión de una unidad de cogeneración. La diferencia principal entre un ciclo de

compresión y uno de absorción es que el primero precisa energía mecánica para el compresor, y el último necesita energía térmica para el absorbedor y sólo usa una pequeña cantidad aproximadamente de un 2% de electricidad correspondiente a la del ciclo de compresión para el accionamiento de la bomba del líquido. La idea básica del sistema de la absorción es evitar el trabajo de la compresión. Su único costo de funcionamiento es el costo de la energía térmica consumida en el generador.

Ya que en una máquina de refrigeración por compresión, el compresor mecánico se utiliza para aspirar al refrigerante en fase vapor a la presión de evaporación y elevar la presión hasta el nivel de condensación. En un sistema de refrigeración por absorción (S.R.A.) este proceso se lleva a cabo por medio de un circuito de una solución que actúa como un termocompresor.

En algunos casos, es adecuado instalar (S.R.A.) con varias etapas, como en el caso en el que la temperatura del fluido calefactor no sea suficientemente elevada (por ejemplo cuando se utiliza como fluido térmico el agua de refrigeración de un motor) o en el caso que se precise refrigeración a diferentes niveles de temperatura.

El ciclo por absorción consta de los tres procesos comunes al ciclo de compresión de vapor, estos son: la condensación (condensador), la evaporación (evaporador) y la expansión (válvula de expansión). Con la variante de que el ciclo por absorción sustituye al compresor por dos componentes; el absorbedor y un generador realizando la diferencia en el modo de lograr la presurización del fluido refrigerante.

2.3 Componentes del sistema

Mezcla Binaria: Par de trabajo que consiste en una mezcla binaria constituida por un refrigerante y una solución que alternativamente puede absorber ó liberar al refrigerante.

En general un absorbente en el lado de baja presión absorbe un refrigerante de evaporación.

Las combinaciones del par *refrigerante - absorbente* generalmente utilizadas de líquidos son:

- ✓ $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ El amoníaco como refrigerante y el agua como absorbente
- ✓ $\text{NaSCN} - \text{H}_2\text{O}$ El tiocianato sódico como refrigerante el agua como absorbente
- ✓ $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ El amoniaco como refrigerante y agua nitrato de litio como absorbente.
- ✓ $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ El agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente.

Los dos pares refrigerante / absorbente más empleados en las máquinas de absorción son el $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$; el primero de ellos, en aplicaciones de refrigeración y el segundo en sistemas de aire acondicionado o climatización y en el presente trabajo se está proponiendo esta mezcla binaria para un sistema de refrigeración.

Generador: Es el encargado de generar calor para separar el refrigerante de la solución proveniente del absorbedor, donde el refrigerante sale en forma de vapor con alta presión.

El vapor refrigerante, liberado de esta solución, fluye al condensador mientras que la solución concentrada es pre enfriada a través del cambiador de calor antes de fluir al absorbedor. Su funcionamiento puede ser con diferentes fuentes de energía por ejemplo la energía eléctrica (por medio de una resistencia eléctrica), calorífica que por medio de una flama de gas colocada abajo del tubo central "B" (ver figura 2.2). ó energía solar.

Rectificador: Este elemento puede o no estar dentro del sistema de refrigeración por absorción, depende del tipo de Mezcla binaria que se utilice en estudios realizados muestran que son necesarios en $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, esto mejora la eficiencia del equipo disminuyendo la concentración de vapor de agua a la salida del generador y a la entrada del condensador.

Condensador: Es el encargado de realizar la transferencia de calor desde el equipo de refrigeración hacia el ambiente desechando el calor del refrigerante.

En el condensador, el vapor refrigerante se condensa en la superficie de la bobina de enfriamiento y el calor latente removido por el agua de enfriamiento se rechaza a un sistema de agua de enfriamiento, el líquido refrigerante se acumula en el condensador y después pasa a través de un orificio hacia el evaporador.

Válvula de expansión: Este dispositivo de expansión permite pasar de la zona de alta presión a la de baja ocasionando el efecto de Joule Thompson.

Evaporador: Este elemento es el encargado de retirar el calor del medio a refrigerar.

La presión en el evaporador es substancialmente más baja que la presión en el condensador debido a la influencia del absorbedor. Como el líquido refrigerante fluye hacia el evaporador este hierve en la superficie de la bobina del agua enfriada/agua

caliente. El calor, equivalente al calor latente del refrigerante, es removido del agua recirculante después el vapor refrigerante fluye hacia el absorbedor. [33]

Absorbedor: Recibe el fluido de trabajo como vapor saturado a baja presión y lo pone en contacto con otra fase o compuesto (líquido o sólido); el fluido de trabajo, al entrar en contacto con este líquido o sólido experimenta un fenómeno de sorción y se une al líquido generando una reacción exotérmica entre el refrigerante y el transporte, liberando una cantidad dada de calor.

2.4 Funcionamiento de un sistema de refrigeración por absorción

En el **Proceso 1 – 2:** la disolución contenida en el absorbedor se llama solución fuerte porque es rica en refrigerante. La bomba toma la solución fuerte del absorbedor, aumenta la presión, e introduce la solución en el generador [8], que trabaja aproximadamente a la misma presión que el condensador. La energía eléctrica consumida por la bomba de la disolución es despreciable frente a la que se necesita en compresión de un vapor, debido al menor volumen específico de la disolución pero, a cambio, es preciso un gran aporte de calor para separar el refrigerante del absorbente en la disolución.

En el generador se transfiere calor, Q_G , por medio del cual la disolución alcanza la temperatura de ebullición separándose vapor refrigerante.

La disolución restante rica en absorbente, cierra el ciclo retornando al absorbedor, mientras que el refrigerante lo hace a través del condensador y el evaporador, de igual forma que en una máquina de compresión mecánica.

El refrigerante torna al estado de vapor en el evaporador, a baja presión y temperatura, para ser absorbido exotérmicamente en el absorbedor por la disolución concentrada procedente del generador.

Cuando el vapor refrigerante se disuelve en el absorbente, la temperatura de la solución tiende a aumentar.

El refrigerante circula sucesivamente a través del condensador, de la válvula de expansión, del evaporador y del absorbedor. En el condensador (proceso de 2-4) el refrigerante vapor se transforma en refrigerante líquido a la temperatura de condensación cediendo el calor de condensación (Q_c) al foco que se encuentra a la temperatura (T_c).

A continuación pasa a través de la válvula de expansión (proceso 4-5) en un proceso isoentálpico en el cual reduce su presión evaporándose parcialmente y reduciendo su temperatura hasta la de evaporación (T_{evap}). En estas condiciones el refrigerante llega al evaporador donde recibe el calor local (Q_0) que provoca su completa evaporación a la temperatura T_{evap} en estado de vapor saturado el refrigerante accede al absorbedor, donde se pone en contacto con la disolución concentrada procedente del generador, que absorbe el vapor y lo transforma en estado líquido (calor de condensación), al mismo tiempo que diluye la disolución en bromuro de litio (calor de dilución). El calor de absorción, que es la suma del calor de condensación más el calor de dilución, se transfiere a la temperatura T_{abs} .

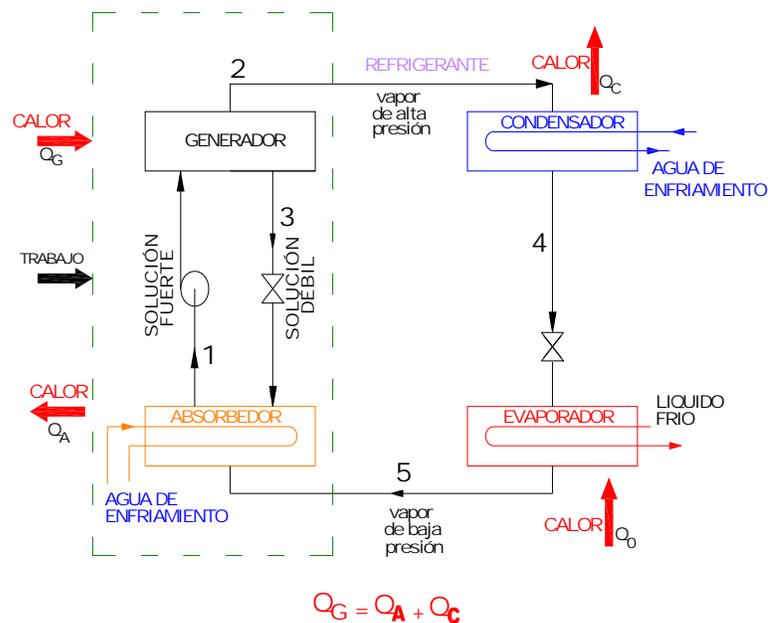


Fig. 2.1 Ciclo de Refrigeración por absorción

El calor que se genera en el absorbedor durante el proceso de absorción se disipa en el aire que rodea a la unidad o por medio de un sistema de enfriamiento, igualmente, el condensador necesita disipar el calor del vapor de amoníaco para que este se licue de las formas mencionadas.

Por lo tanto, se necesita una libre circulación de aire, por la parte posterior de la unidad refrigerante [9].

2.5 Análisis térmico del proceso

Absorción de simple efecto:

Con calor se evapora el refrigerante (H_2O) hacia el generador mientras tanto el absorbente ($LiBr$) retorna al absorbedor, en el **generador** se aporta la mezcla líquida de refrigerante y absorbente, el refrigerante en forma de vapor pasa al condensador y se licua, ahí se requiere ceder calor (al aire o al agua), el refrigerante líquido, pasa a través de una válvula de expansión donde la presión y temperatura bajan, el refrigerante líquido entra en el evaporador a baja presión y se evapora produciendo frío, entonces el vapor de refrigerante pasa al absorbedor, donde se mezcla con el absorbente que retorna del generador. Ver

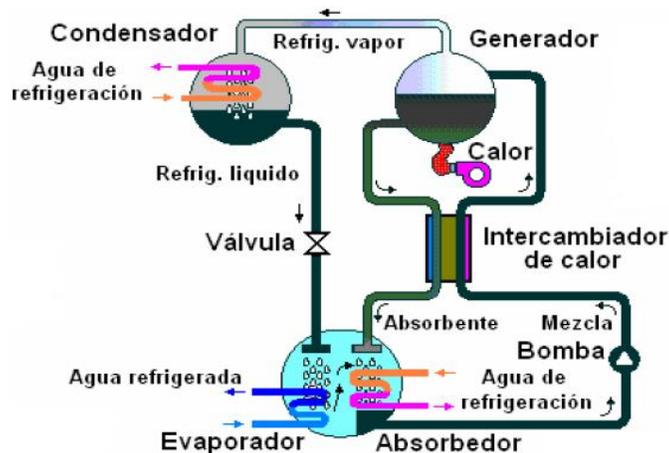


Fig. 2.2 Ciclo de Refrigeración por absorción

2.6 Fluido de trabajo

En los ciclos de absorción hablamos siempre de agente absorbente, designando así a la sustancia que absorbe los vapores, y de agente refrigerante o agente frigorífico, a la sustancia que se evapora y da lugar a una producción frigorífica aprovechable.

Serían absorbentes el agua y la solución de Bromuro de Litio, y refrigerantes el Amoniaco y el agua destilada, en los ciclos de absorción Agua-Amoniaco y Bromuro de Litio-Agua, respectivamente.

2.6.1 Agua (refrigerante)

Tanto en estado sólido, líquido como gaseoso, microscópicamente el agua siempre está constituida por grupos triatómicos (dos átomos de hidrógeno y uno de oxígeno) con una estructura espacial constante: la denominada molécula del agua, para el presente estudio el Agua se utilizará como Refrigerante.

La expresión cuantitativa de las propiedades depende de la precisión requerida. En muchas ocasiones, basta tomar para el agua de mar las propiedades termodinámicas del agua dulce, y para ésta las del agua pura. Se puede aproximar más con los valores medios dados en la Tabla no. 1.

Tabla 1. Propiedades termodinámicas de agua de mar y Agua pura a 15° C.

Propiedad	Agua pura	Agua de mar
Salinidad y_s [g/kg]	0	35
Densidad ρ [kg/m ³]	999,1	1026
Dilatación (volumétrica) α [K ⁻¹]	0,00015	0,00021
Compresibilidad (volumétrica) κ [Pa ⁻¹]	0,47·10 ⁹	0,44·10 ⁹
Capacidad térmica c [J/(kg·K)]	4187	3990
Conductividad térmica k [W/(m·K)]	0,589	0,530
Temperatura de congelación T_f [°C]	0	-1,9
Entalpía de fusión (a 0 °C) h_{SL} [J/kg]	0,33·10 ⁶	0,33·10 ⁶
Temperatura de ebullición T_b [°C]	100,0	100,5
Entalpía de ebullición (a 100 °C) h_{LV} [J/kg]	2,23·10 ⁶	2,23·10 ⁶
Presión de vapor p_v [Pa]	1705	1670
Tensión superficial con aire σ [N/m]	0,073	0,078
Viscosidad cinemática ν [m ² /s]	1,0·10 ⁻⁶	1,2·10 ⁻⁶

El agua es el líquido con mayor calor latente de evaporación y condensación que existe en la naturaleza. Esta característica es especialmente relevante en instalaciones de

climatización de gran tamaño, ya que el caudal de refrigerante que circula por el sistema es menor que cuando se utiliza cualquier otro refrigerante. Tiene el inconveniente de que la temperatura de evaporación debe ser superior a 0°C, lo cual le impide trabajar en refrigeración, a continuación mostramos el diagrama presión – entalpía del (Agua de Vapor) ver figura 2.3, así como el ANEXO 1 donde enuncia las Propiedades termo físicas del refrigerante Vapor de Agua Líquido y vapor saturado.

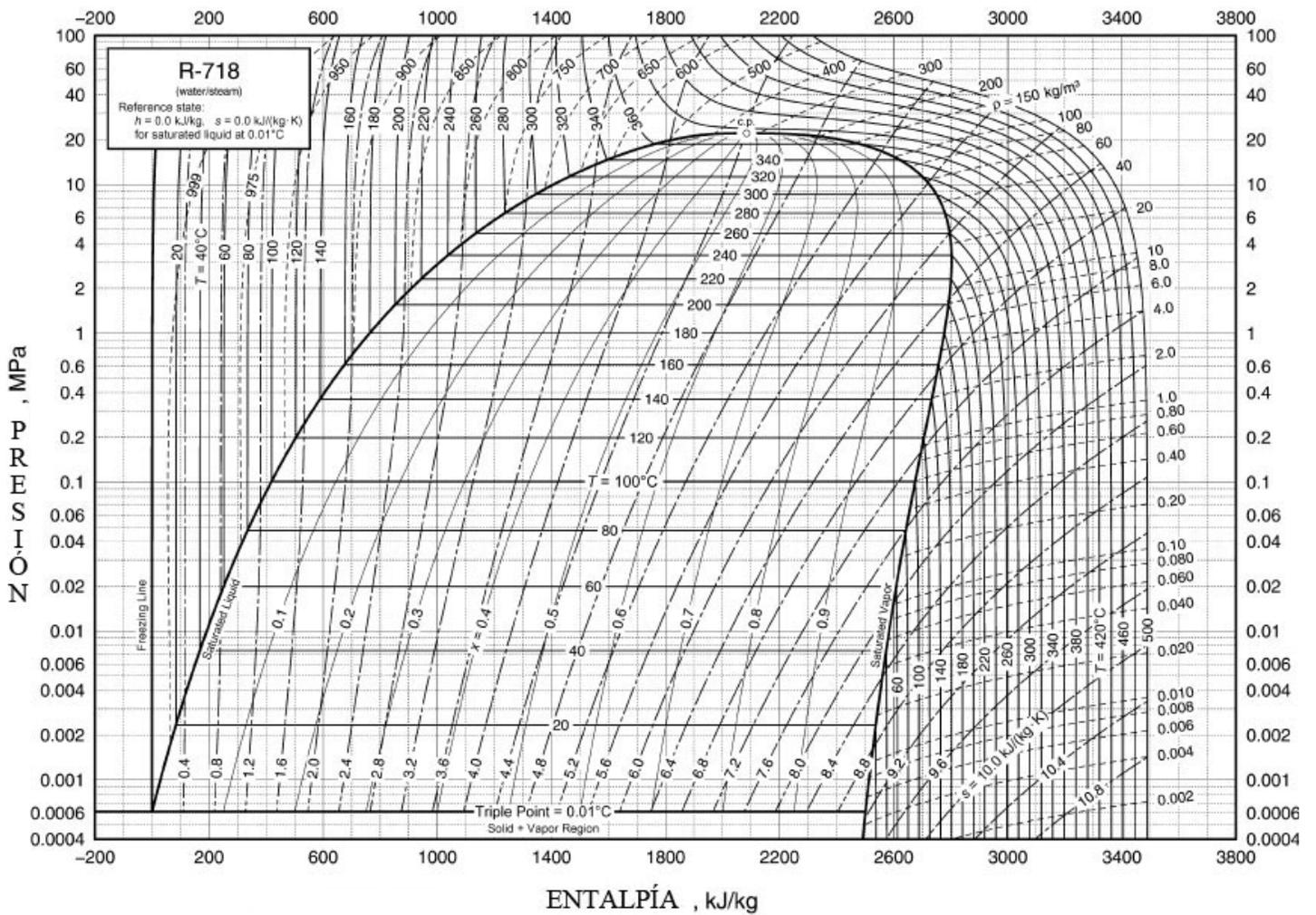


Fig. 2.3 Diagrama Presión entalpía 718 (Agua / vapor), ASHRE [34]

2.6.2 Bromuro de litio

El Bromuro de Litio es una sal de color blanco con gran afinidad por el agua. El punto de fusión del LiBr se encuentra en 535°C y el punto de ebullición del orden de 220°C, siendo su presión de vapor extremadamente baja. Es miscible con el agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con gran facilidad.

Las disoluciones en las que el agua es el medio de disolución se llaman disoluciones acuosas. El componente de la disolución que está en mayor cantidad es el disolvente; los demás componentes se llaman solutos. Cualquier sustancia cuya disolución acuosa contiene iones se denomina electrólito. Cualquier sustancia que forma una disolución que no contiene iones es un no electrólito.

La composición de una disolución expresa las cantidades relativas de disolvente y solutos que contiene. Una de las formas más comunes de expresar la concentración de un soluto en una disolución es en términos de molaridad. En muchos casos, el comportamiento de una disolución depende no sólo de la naturaleza de los solutos, sino también de sus concentraciones. Los científicos usan el término concentración para designar la cantidad de soluto disuelta en una cantidad dada de disolvente o disolución. El concepto de concentración es intuitivo: cuanto más soluto esté disuelto en cierta cantidad de disolvente, más concentrada será la disolución revisar figura 2.3 donde muestra un bosquejo con el procedimiento empleado esto para resolver problemas de estequiometria en los que intervienen unidades medidas (de laboratorio) de masa, concentración de disoluciones (molaridad) o volumen.

En química es común tener que expresar cuantitativamente la concentración de las disoluciones. La molaridad de una disolución es el número de moles de soluto por litro de disolución. Esta unidad de concentración nos permite interconvertir volumen de disolución y número de moles de soluto. La molaridad (símbolo M) expresa la concentración de una disolución como el número de moles de soluto que hay en un litro de disolución (disoln), Warren [29].

$$\text{Molaridad} = \frac{\text{moles de soluto}}{\text{volumen de disoln en litros}} \quad (2.4)$$

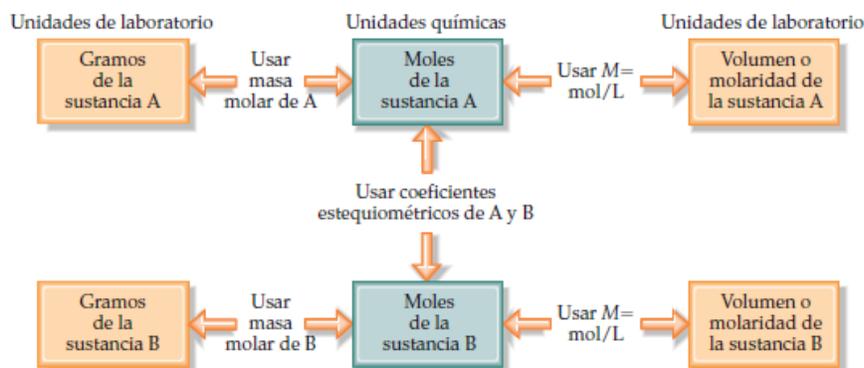


Fig. 2.4 Bosquejo de procedimiento empleado para resolver problemas de estequiometría

Las disoluciones de bromuro de litio son conocidas desde las primeras décadas del siglo XX. Incursionó su aplicación en el aire acondicionado por absorción hasta la década de los 50. En 1970 se comenzó a utilizar como fluido de trabajo en el ciclo de absorción de doble efecto. Se ha elegido el par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ porque presenta varias ventajas frente al $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$:

- EL NH_3 por su carácter tóxico necesita utilizar sistemas indirectos.
- El ciclo de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ tiene un coeficiente de operación mayor que el de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.
- No necesita torre de destilación (el LiBr no se evapora en las condiciones de trabajo por su elevado punto de fusión y ebullición).

Las propiedades físicas más importantes involucradas en el ciclo de absorción son la conductividad térmica, el calor específico, la densidad, la viscosidad cinemática y la tensión superficial. Entre las propiedades termodinámicas se encuentran la presión de vapor, la entalpía, la entropía, etc. J. Marcos [32].

El diagrama PTX (McNeely, 1979) mostrado en la figura 2.4, también llamado *diagrama de Dühring*, representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Se denomina así porque ha sido diseñado utilizando la llamada *regla de Dühring*, la cual dice que *si el punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta*. Este es el diagrama recomendado por ASHRAE

En la figura 2.5 se muestra el *diagrama de Merkel* (McNeely, 1979), que permite calcular la entalpía de la disolución en función de la concentración y de la temperatura de la misma. Para construir dicho diagrama es necesario conocer el calor de licuación del vapor de agua, así como los calores de dilución y formación de la disolución, además del calor específico en función de la temperatura.

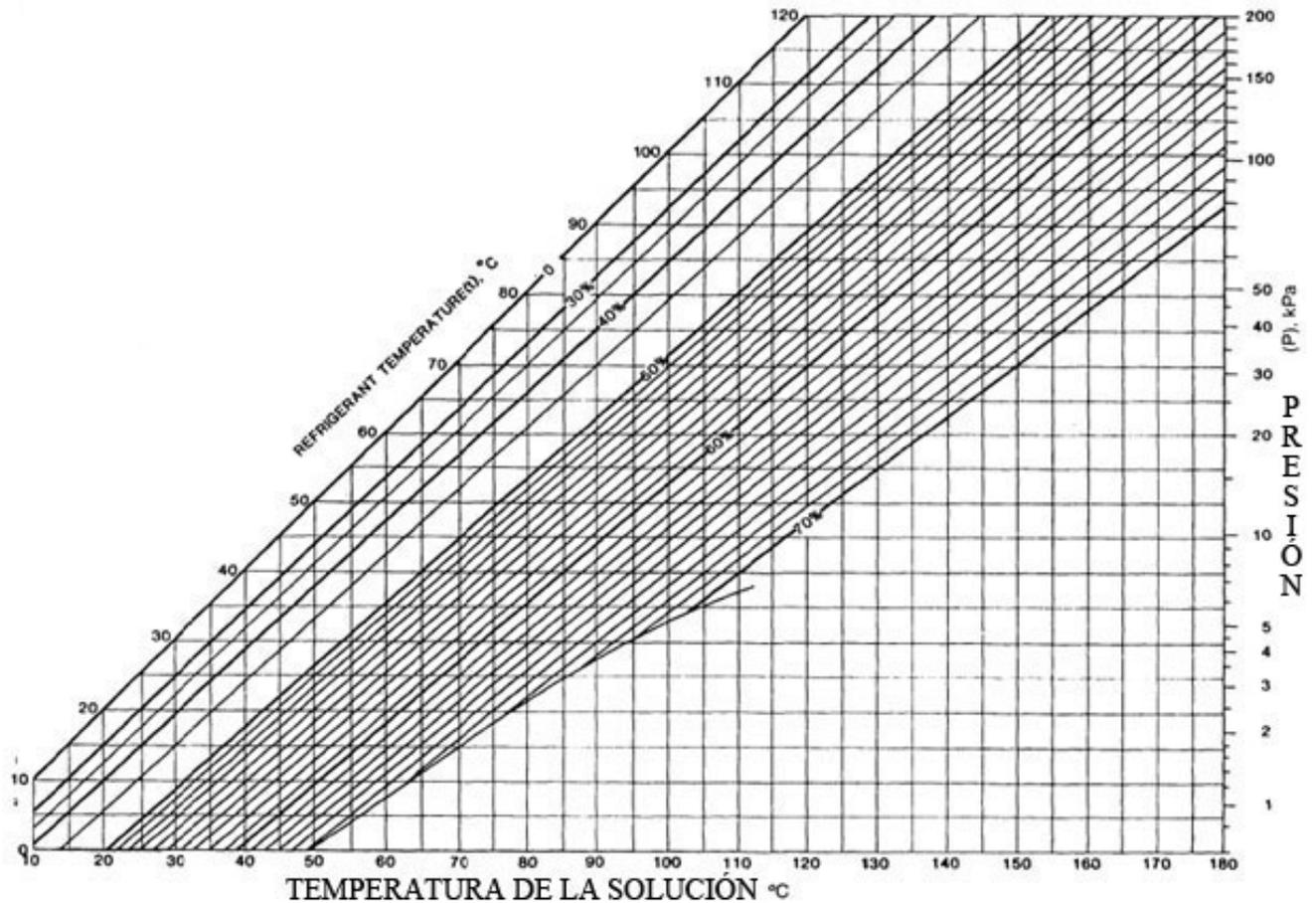


Fig. 2.5 Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr _ H2O (McNeely, 1979), Referencia J. Marcos [32]

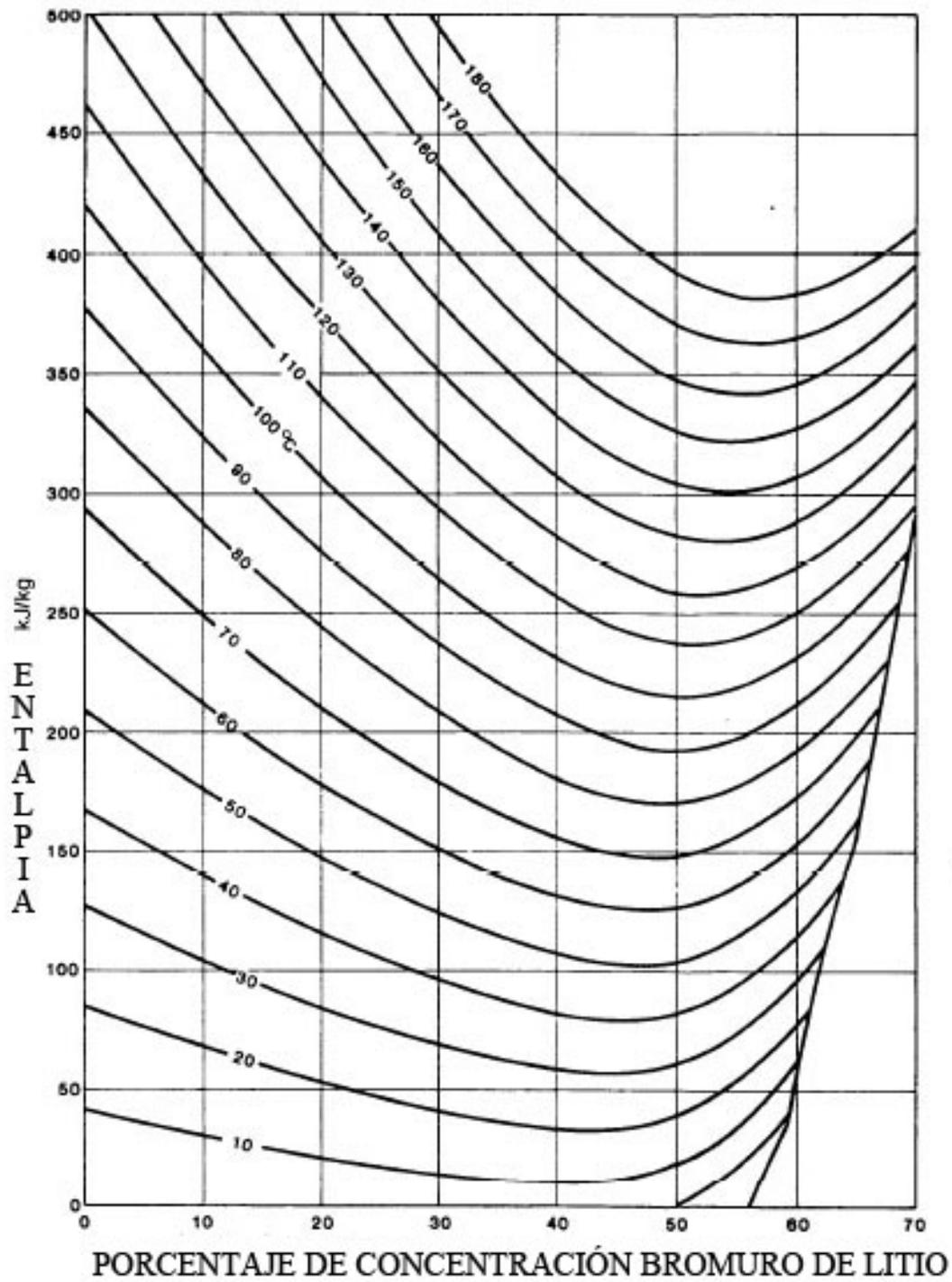


Fig. 2.6 Diagrama de Dühring de Merkel de las disoluciones LiBr _ H₂O (McNeely, 1979), Referencia J. Marcos [32]

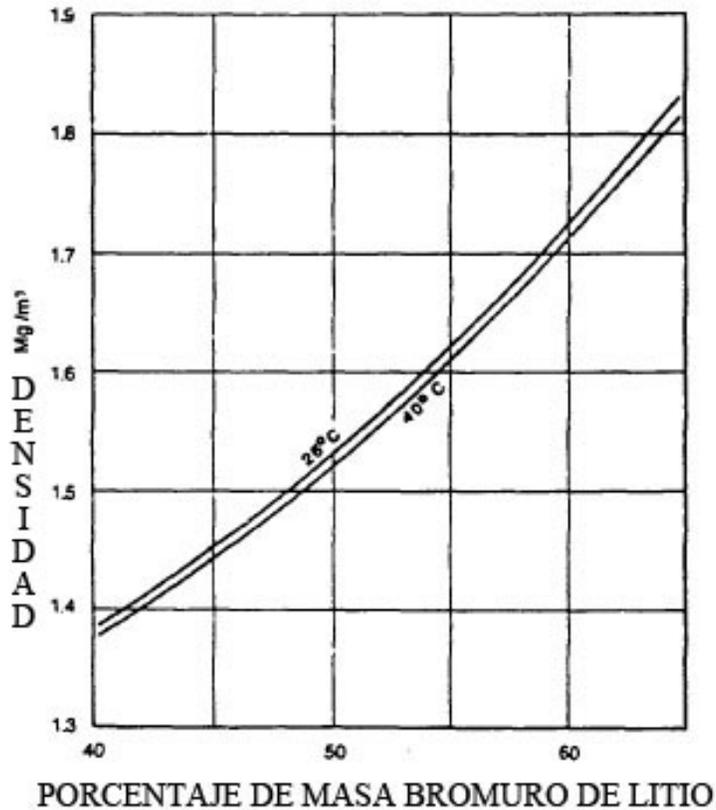


Fig. 2.7 Diagrama de Dühring de Merkel de las disoluciones LiBr _ H₂O (McNeely, 1979), J. Marcos [32]

2.6.3 Inconvenientes de la disolución H₂O - LiBr

- La curva que aparece a la derecha en el diagrama PTX es el límite de cristalización (figura 2.7). Si se supera esta línea se formarán cristales en la disolución; esta zona está comprendida entre el 65 y 70% de concentración de bromuro de litio y para temperaturas comprendidas entre 48 y 105 °C.
- El análisis de absorción se diseña para trabajar fuera de esta zona para evitar la formación de cristales en la disolución, tomando la concentración a un 60%.
- Estas disoluciones son muy corrosivas en presencia de oxígeno. Por lo que se recomienda el uso de algún inhibidor de corrosión y que los materiales del absorbedor sean los apropiados.

2.7 Resumen del Capítulo.

En este capítulo se presentaron los estudios analíticos y experimentales realizados en refrigeración por absorción por otros autores de los 3 últimos años, las cuales muestran el uso de diferentes disoluciones actuales como son: agua amoníaco, bromuro de litio – agua y Nitrato de Litio-Amoníaco, esto refleja que la disolución bromuro de litio – agua puede ser motivo de investigación en sistemas de refrigeración por absorción, ya que en la actualidad es usado para sistemas de aire acondicionado, posteriormente se describe el sistema de refrigeración por absorción así como sus componentes principales analizando su funcionamiento dentro del ciclo de refrigeración.

Se hace énfasis en los fluidos de trabajo que se utilizarán en esta investigación ya que es la parte central de análisis para determinar las propiedades de los fluidos utilizados en el modelo matemático que se describirá en capítulos siguientes, finalmente se describen algunos inconvenientes de la aplicación de la disolución propuesta.

Capítulo 3

Absorbedores

Es el componente más importante dentro de una máquina de absorción y quizás el más crítico para su diseño ya que depende en un porcentaje elevado del tipo de mezcla binaria así como su homogeneidad de la misma y de su buena capacidad para absorber el vapor refrigerante procedente del evaporador.

Una presión baja en el absorbedor es mantenida por la afinidad de la solución concentrada de bromuro de litio del separador con el vapor refrigerante formado en el evaporador. El vapor refrigerante es absorbido por la solución concentrada de bromuro de litio mientras que fluye a través de la superficie de la bobina del absorbedor. El calor de la condensación y la dilución son retirados por aire o con líneas de agua de enfriamiento. La solución diluida de bromuro de litio es precalentada a través del cambiador de calor antes de retornar al generador.

Para analizar el absorbedor debe optimizarse conjuntamente la transferencia de masa y de calor, ya que la capacidad de absorción de refrigerante está íntimamente ligada a la temperatura de absorción.

3.1 Principio del absorbedor y características

El absorbedor se alimenta, por un lado con el caudal de disolución \dot{m}_d procedente del generador y, por otro lado, con el vapor refrigerante \dot{m}_v procedente del evaporador. Del mismo absorbedor se extrae el caudal de disolución diluida \dot{m}_d .

Dentro del absorbedor suben burbujas inmersas en una disolución, por lo que el proceso de transferencia de masa ocurre en la interface entre la burbuja y la solución, mientras que sobre todo los intercambios de calor a través de la pared entre la absorción y las paredes del absorbedor. Aunque cada proceso parece que se produzca de forma individual, dos procesos se combinan de forma compleja entre otras cosas porque la solubilidad del amoníaco de la solución es fuertemente relacionada con la temperatura de la solución y la absorción de la el calor es generado por la transferencia de masa y eliminado en agua de enfriamiento por la transferencia de calor. J. Kim[25]

3.2 Tipos de absorbedores

Los tipos de absorbedores se clasifican de acuerdo a las trayectorias continua o discontinua de los flujos de vapor y líquido, la absorción de vapor en todos los casos ocurre a través de la interface liquido-vapor y puede llevarse a cabo mediante tres métodos diferentes J. Cerezo [10], A. Zacarías[11].

3.2.1 Absorbedores con fases vapor y líquido continuas

Se les conoce también como absorbedores de película descendente, funciona cuando 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 contraflujo sobre la capa líquida, son útiles en caso de que el calor liberado por la absorción sea elevado, por lo que se emplea un intercambiador de calor cuya superficie debe ir pegada al líquido.

Las configuraciones disponibles pueden ser tanto de tubos verticales como horizontales. Ventaja: En la configuración de película descendente se obtienen altos coeficientes de transferencia de calor y baja pérdida de carga, el área interfacial es pequeña [10].

Desventaja: Su configuración es muy sensible al mojado de la pared del absorbedor y por lo tanto requiere un excelente distribuidor, el mezclado es pobre [10].

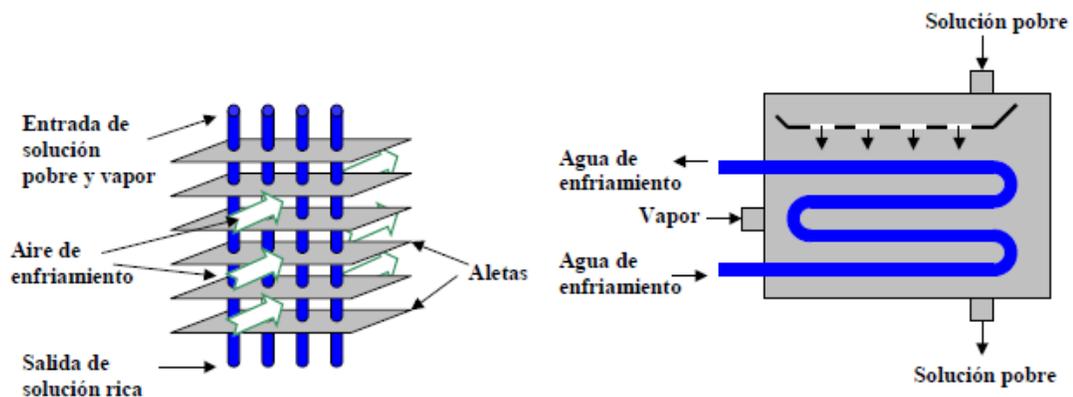


Fig. 3.1 Absorbedor de película descendente en configuración de (a) tubos verticales, y (b) de tubos horizontales.

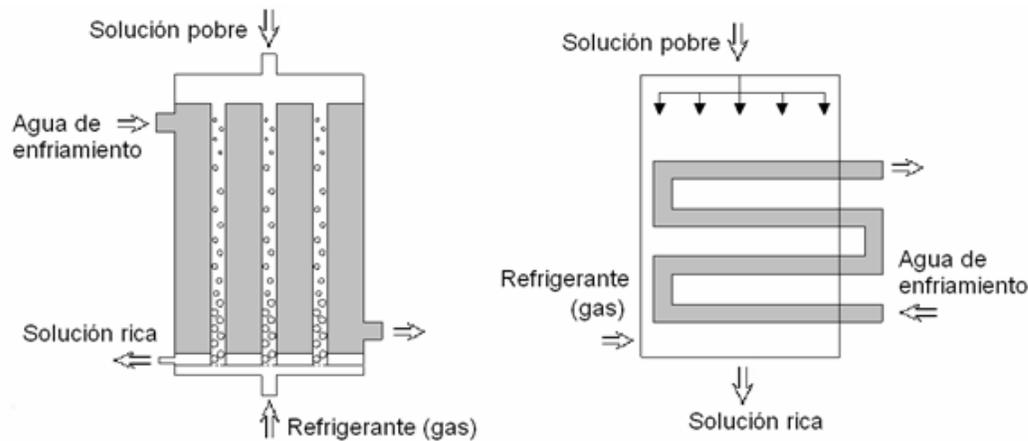


Fig. 3.2 Vista frontal de los Absorbentes de película descendente

3.2.2 Absorbentes con fase vapor continuo y de líquido discontinua

Se suministra 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 tensión superficial de las gotas formadas provoca una presión de capilaridad que es inversamente proporcional al diámetro de las gotas, para conseguir que la fase vapor del refrigerante sea absorbida, es necesario superar la presión capilar y penetrar la gota, para ello la presión del absorbente debe superar la suma de la presión de saturación de la solución y la presión capilar de la gota. En consecuencia hay un diámetro óptimo para el cual se produce la máxima absorción [5].

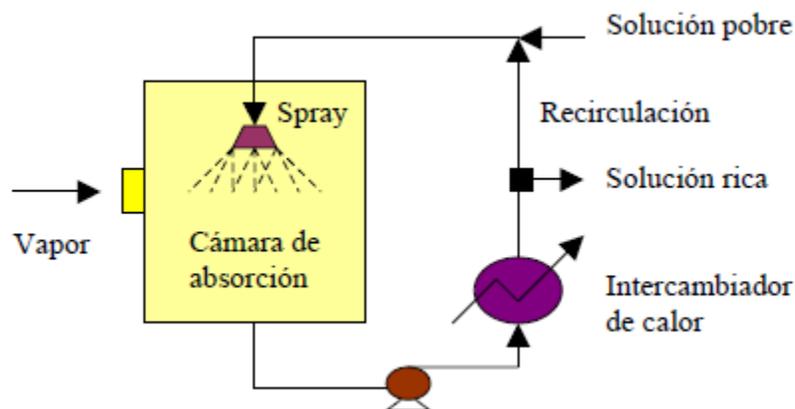


Fig. 3.3 Absorbente de spray o aspersión adiabática (fase líquida discontinua y vapor continuo), [10].

3.2.3 Absorbedores con fase vapor discontinuo y líquido continuo

Se les conoce también como absorbedores de burbujas, funciona haciendo 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, consisten en una columna de líquido parcialmente llena de líquido a través del cual burbujea el vapor.

El flujo bifásico que circula por el interior del absorbedor adopta diferentes tipos de regímenes:

- Flujo agitado se caracteriza por una forma indefinida de la fase vapor ocasionada por el efecto de entrada de la solución y vapor [10].
- Flujo tapón, la fase gaseosa sube en forma de balas, de gran tamaño en comparación al diámetro de tubo, separadas por líquido [10].
- Flujo burbuja es caracterizado por pequeñas burbujas separadas unas con otras, rodeadas de grandes cantidades de líquido [10].

Ventaja: Tienen altos coeficientes de transferencia de calor y también presentan un buen mojado y mezclado entre el vapor y el líquido [10].

Desventaja: Necesita un distribuidor adicional para el vapor, el área interfacial es grande [10].

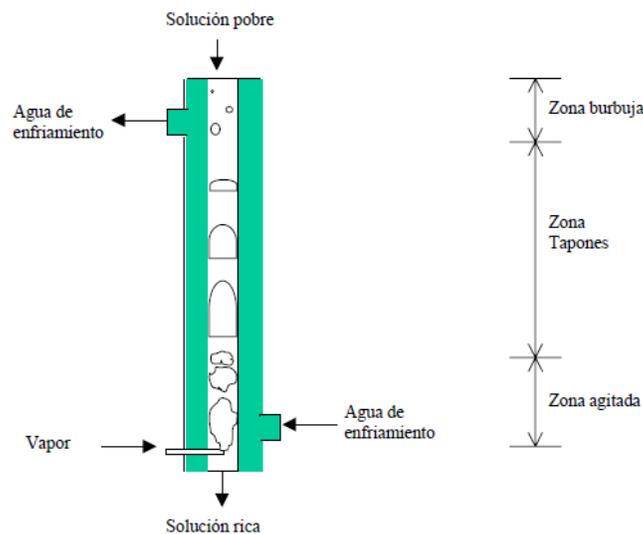


Fig. 3.4 Absorbedor de burbuja (fase líquida continua y fase vapor discontinua).

3.1 Descripción del absorbedor

Se elige estudiar el tipo de Absorbedor con fase vapor discontinuo y líquido continuo o dicho de manera genérica el tipo absorbedor de burbujas ya que a diferencia de los otros dos presenta las siguientes ventajas:

1. El área interfacial de la transferencia de calor es grande
2. El mezclado es excelente
3. El mojado es excelente
4. Se efectúan en su interior la transferencia de calor y masa
5. La pérdida de carga existe
6. Se puede compactar

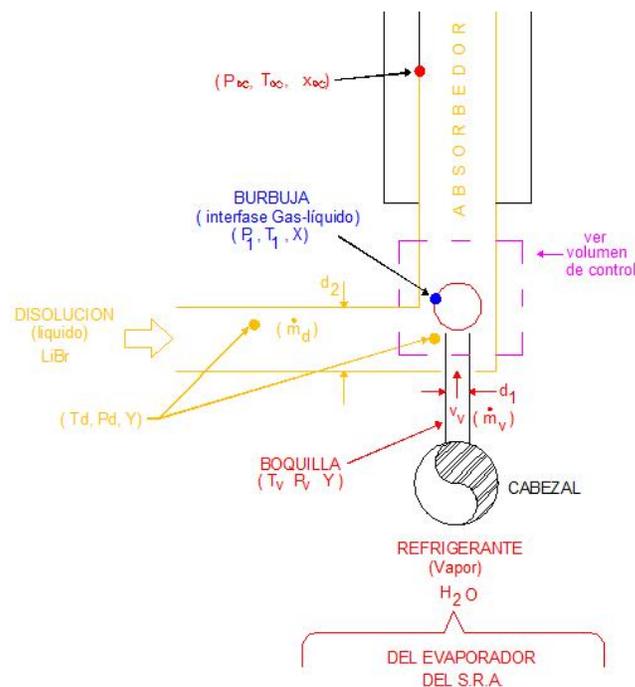


Fig. 3.5 Esquema del absorbedor a analizar

En la figura 3.5 se muestra un esquema general del absorbedor, en la cual consiste de un tubo de sección circular transparente de un material tipo Pirex con diámetro (d_2) con condiciones de entrada al absorbedor con temperatura de la disolución (T_d), presión de la disolución (P_d) y flujo de la disolución (\dot{m}_d), dentro de este tubo circula la disolución de manera ascendente o descendente según se requiera ensayar, para efectos de esta investigación se consideró un flujo ascendente.

En la parte inferior se cuenta con un boquilla o inyector de burbujas de diámetro (d_1) formado por un tubo de acero inoxidable, la cual suministrara vapor de Agua al interior del absorbedor en las condiciones de entrada como son la temperatura del vapor (T_v), presión del vapor (P_v) y flujo de vapor (\dot{m}_v), por la parte exterior se encuentra el sistema de enfriamiento del absorbedor, este puede ser enfriado con aire o con agua de enfriamiento que puede circular en el sentido que se desee.

Dentro del absorbedor de burbujas el vapor es absorbido por la disolución concentrada en sal, posteriormente la disolución diluida es impulsada por la bomba de disolución hacia el generador, por lo que el circuito de enfriamiento (agua o aire) recibe el calor liberado por el proceso de absorción con el fin de mantener una baja temperatura y así poder seguir absorbiendo vapor de agua.

Puesto que dentro del absorbedor se genera una transferencia de calor y masa de la burbuja hacia la disolución se crea un volumen de control a la salida en la boquilla que genera las burbujas de vapor de agua.

3.2 Resumen del Capítulo.

Este capítulo centra su objetivo en el absorbedor ya que es parte esencial del sistema de refrigeración por absorción, se describe inicialmente el principio y su funcionamiento así como sus características principales, se muestran los tres tipos de absorbedores que existen (vapor y líquido continua, Vapor continuo - líquido discontinuo, vapor discontinuo líquido continuo), para luego enfatizar su diferencia en cuanto a funcionamiento y elegir el tipo con el cual se trabajará en esta investigación, una vez realizado esto se realiza una propuesta del absorbedor que se utilizará, describiendo los fenómenos físicos que ocurren dentro del absorbedor así como las variables que se involucran en el proceso de absorción.

Capítulo 4

Desarrollo del modelo

4.1 Descripción del modelo

Para el presente estudio analítico toma como base investigaciones previas por otros investigadores, haciendo referencia a dichos trabajos en los sistemas de refrigeración por absorción.

Aclarando que en las referencias bibliográficas se encuentran otros autores que han realizado también estudios en los sistemas de refrigeración por absorción que a su vez se hace referencia en algunos casos durante la simulación numérica, por lo que en forma general se enuncian los principales artículos base para el logro de esta investigación.

- Zacarías, Alejandro, “Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores adiabáticos con aplicación de la disolución Nitrato de Litio-Amoniaco”, [11]
- Jin-Kyeon Kim, Atsushi Akisawa, Takao Kashiwagi, Yong Tae Kang, 2007, Numerical design of ammonia bubble absorber applying binary nanofluids and surfactants, [25]
- M. Suresh, A. Mani, “*heat and mass transfer studies on r134a bubble absorber in r134a/dmf solution based on phenomenological theory*”. [12]

Se inicia definiendo el problema el cual es formulado a partir de la dinámica que presenta una sola burbuja totalmente esférica, con flujo constante y uniformidad en la presión del gas en la burbuja.

Por lo que las consideraciones iniciales para el medio líquido y el gas son:

- (a) La fuerza gravitatoria se desprecia sobre el líquido; es un líquido newtoniano, viscoso e incompresible

- (b) Burbujas de vapor de agua totalmente esféricas
- (c) Flujo de transferencia de masa en toda la superficie de la interfase vapor-disolución.
- (d) Proceso a presión constante
- (e) Temperatura de la burbuja y de la disolución igual.
- (f) Temperatura de la disolución constante a lo largo del absorbedor.
- (g) El vapor de refrigerante en el cabezal y en la burbuja se considerado como un gas ideal, como la burbuja evoluciona la temperatura de vapor de refrigerante en el cabezal y la burbuja se mantiene constante y no participar en el proceso de transferencia de calor, el gas-líquido interacción es un fenómeno evolutivo.

Se asumen propiedades físicas y termo-físicas del medio líquido como constantes con respecto al tiempo, valores que fueron tomados por el software EES.

En este trabajo, estas propiedades (conductividad térmica, calor específico, densidad, tensión superficial y el coeficiente de difusión) se consideran en función de la temperatura del líquido y se utilizan como variables en el estudio numérico.

4.2 Ecuaciones fundamentales

Se analiza primeramente la fase líquida, describiendo el movimiento del líquido en coordenadas esféricas como una referencia se utilizó el artículo de A.D. Polyanin [16].

En la interface gas-líquido, se consideran las ecuaciones de movimiento y ecuaciones de energía para calcular el balance de masa del gas o vapor del refrigerante para esto se utilizó el artículo de A.D. Polyanin [13].

En la fase gaseosa se utiliza la primera ley de la termodinámica y la ecuación de Bernoulli.

4.2.1 Ecuaciones de fase líquida

Se utiliza la ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial}{\partial r}(r^2 v) = 0 \quad (4.1)$$

4.2.2 Ecuaciones para la interface (gas – líquido)

Ecuación para describir el movimiento de la burbuja:

$$p_{1,r=R} = \rho_g - \frac{2\sigma}{R} + \rho_g(v_g - v_{r=R})\left(v_g - \frac{\partial R}{\partial t}\right) \quad (4.2)$$

Balance de masa del gas:

$$j_1 \rho_1 \frac{\partial V}{\partial T} + \rho_g \left(v_g - \frac{\partial R}{\partial t}\right) S = 0 \quad (4.3)$$

Donde:

$$\frac{\delta V}{\delta T} = 4\pi R^2$$

$\frac{\delta R}{\delta t}$: Es la parcial del radio de la burbuja con respecto al tiempo

j_r : Tasa de la reducción de velocidad de la transferencia de masa que participa en la interacción

Balance de masa del líquido:

$$j_r \rho_1 \left| \frac{\partial V}{\partial t} \right| + |v_{r=R}| p_1 S = \rho_1 \left| \frac{\partial V}{\partial t} \right| \quad (4.4)$$

Se utiliza la ecuación de Navier-Stokes despreciando el término viscoso y aplicando un balance de masa en la interface líquida dicha ecuación es:

$$\frac{\partial^2 R}{\partial t^2} = \left[\left(\rho_{g,h} - \frac{m_b^2}{A^2 \rho_g} - p_\alpha - \frac{2\sigma}{R} \right) \frac{1}{\rho_1} + \left(\frac{\partial R}{\partial t} \right)^2 \left(j^2 r \frac{p_1}{\rho_g} \right) \right] \frac{1}{R(1-j_r)} \quad (4.5)$$

4.2.3 Ecuaciones para la fase gas

Aplicando la primera ley de la termodinámica para el gas en el cabezal:

$$(m_h - nm_b)h_g = \frac{\partial p_{g,h}}{\partial t} V_h \quad (4.6)$$

El resultado para la ecuación anterior será la ecuación:

$$\frac{\partial p_{g,h}}{\delta t} = [mh - nm_b] \frac{h_g}{V_h} \quad (4.7)$$

Las ecuaciones (4.10) y (4.12) se resuelven para determinar el radio R de la burbuja, la tasa de cambio en el radio de la burbuja $\frac{\delta R}{\delta t}$ la segunda derivada del radio de la burbuja de radio $\frac{\delta R}{\delta t^2}$, la presión del gas en el cabezal, $p_{g,h}$.

A continuación se muestra el volumen de control para analizar sólo un segmento del absorbedor, y poder calcular la velocidad de la burbuja, la masa y calor sensible absorbido en la disolución.



Fig. 4.1 Volumen de control del absorbedor

Para poder explicar el comportamiento dentro del absorbedor se inicia definiendo una altura dh de 10mm, una diferencial del radio dR y una masa da la burbuja m_b .

4.3 Condiciones iniciales y de frontera

Se consideran las siguientes condiciones iniciales tomando como base el artículo A. Zacarías [23], J. Lee [24] y kim [25] así como las propuestas por la presente investigación.

DATOS DE ENTRADA		VALOR INICIAL
d_1	Diámetro de la boquilla	10.16 mm
d_2	Diámetro de la boquilla hacia el absorbedor	20.4 mm
T_d	Temperatura de la disolución	30 °C
T_v	Temperatura del vapor	30 °C
P_d	Presión de la disolución	3 Bar
P_v	Presión del vapor	3 Bar
h_a	Diferencial de altura del absorbedor	10 mm
x_v	Concentración del refrigerante (H ₂ O)	0.55
x_d	Concentración de LiBr	0.45
m _v	Flujo del refrigerante	2 g/s
m _d	Flujo de la disolución	2 g/s
N	Número de burbujas aproximada en h_a	1
t	Tiempo de modelado en EES	5 seg.
Θ	Angulo de superficie de la disolución	85°

Las condiciones de frontera:

$$r \geq R;$$

$$R(0) = R_0;$$

$$\frac{\delta R}{\delta t}(0) = v_{r=R}(0) = 0;$$

Las condiciones de contorno se especifican en la interface y lejos de la interface o en la superficie del límite de la absorción

$$\text{En la interface, } t > 0; \quad r = R:$$

$$\text{En la superficie del límite de la absorción, } t > 0;$$

$$p_1 = p_\infty; \quad x = x_\infty; \quad T_1 = T_\infty$$

4.4 Solución numérica

Tomando como variables de alimentación hacia el software EES se inicia el proceso de cálculo de acuerdo al diagrama de bloques para la simulación numérica de acuerdo a la figura no. 4.2, las ecuaciones utilizadas fueron mostradas en el capítulo no. 1, los valores iniciales y de frontera fueron mostradas anteriormente.

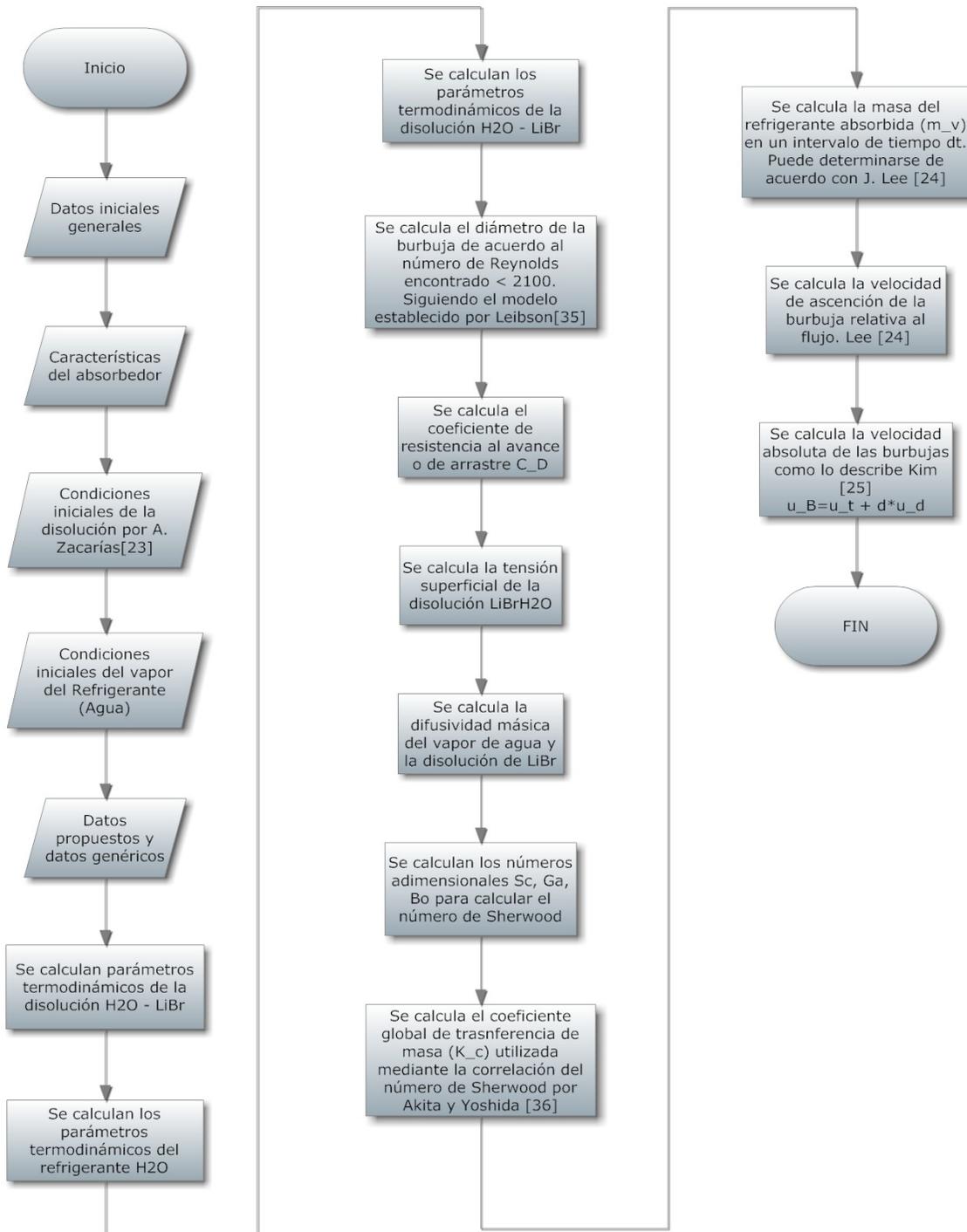


Fig. 4.2 Diagrama de bloques de la simulación numérica.

El modelo matemático presentado en esta sección, las ecuaciones mostradas en el capítulo no. 1 se resuelven por medio del valor inicial utilizando el método de Runge-Kutta con una precisión de cuarto orden, el orden cronológico de solución es mostrado en el anexo no. 4 para obtener una referencia de su comportamiento se varío la temperatura de la disolución de 25 a 40°C para poder observar su comportamiento.

4.5 Resumen del Capítulo.

En este capítulo se explica que el presente estudio analítico toma como base investigaciones previas por otros investigadores, lo cual se hace referencia de dichos trabajos aplicado en sistemas de refrigeración por absorción actuales, por lo cual esta investigación *es una continuación de modelos matemáticos en investigaciones anteriores, enfatizando el uso de disolución Agua – Bromuro de Litio el cual no se ha trabajado bajo estas condiciones en modelos anteriores, se muestran las ecuaciones fundamentales y se indica que las ecuaciones utilizadas por el software EES están mostradas en el capítulo no. 1, se muestra el volumen de control a analizar del absorbedor lo cual tiene un diferencia de altura de 10mm, se detallan las condiciones de entrada y se muestra el diagrama de bloques de simulación.*

Capítulo 5

Resultados

5.1 Análisis de resultados:

Para validar el modelo, se utilizó agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente, ambos componen al fluido de trabajo.

Los resultados del modelo fueron extraídos en primer instancia del software EES en base al diagrama de bloques mostrado en la figura no. 4.2, el modelo se simuló para condiciones de entrada.

Td = temperatura de la disolución de bromuro de litio

Tv = temperatura del vapor de agua

Calculando para ello la velocidad de la disolución U_d , el diámetro de la burbuja, posteriormente se hace una análisis de los valores esperados como lo es la velocidad final de la burbuja U_t , masa transferida de la burbuja hacia la solución m_b y calor sensible total cedido de la burbuja a la solución q_{abs} .

En la parte final estos valores fueron colocados en un cuadro para poder visualizar su comportamiento.

Los resultados han sido obtenidos por medio del modelado en código escrito en EES con licencia a nombre de Ing. Jaime Bravo Méndez y vigencia de un año a partir de esta fecha de investigación.

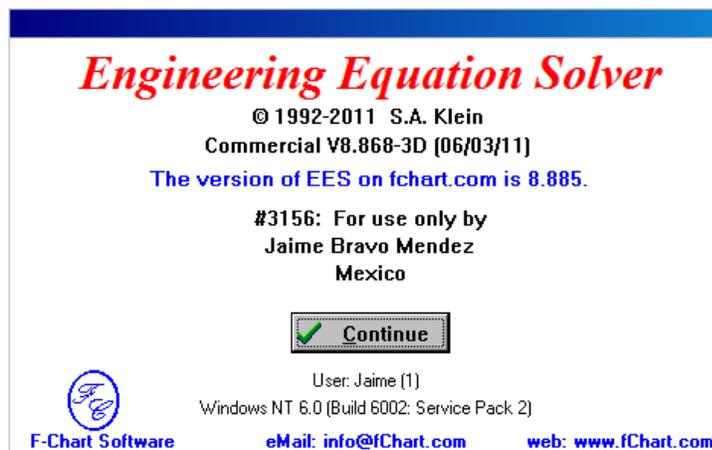


Fig. 5.1 Licencia de software EES.

A continuación se muestran los resultados obtenidos del EES:

$A_b = 0.01372 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{d1} = 0.00008107 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{d2} = 0.0003269 \text{ [m}^2\text{]}$
$C_{p_d} = 2.294 \text{ [kJ/kg-C]}$	$C_{p_v} = 4.183 \text{ [kJ/kg-C]}$	$c_v = 0.02148 \text{ [kJ-m-K/s-C-W]}$
$d_2 = 0.0204 \text{ [m]}$	$d_b = 0.1322 \text{ [m]}$	$d_{b1} = 132.2 \text{ [mm]}$
$F_D = 0.000001193 \text{ [kg]}$	$G1\$ = 'R718'$	$G2\$ = 'R114'$
$h_a = 0.01 \text{ [m]}$	$k_d = 0.4721 \text{ [W/m-K]}$	$k_v = 0.6031 \text{ [W/m-K]}$
$m_b = 0.01718 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_d = 0.002 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_v = 0.002 \text{ [kg/s]}$
$q_{abs} = 1.088 \text{ [kJ/s]}$	$q_{sd} = 0.4786 \text{ [kJ/s]}$	$q_{sv} = -0.6096 \text{ [kJ/s]}$
$Re_{v2} = 314.2$	$\rho_d = 1453 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_v = 995.7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
$\sigma_2 = 8.341 \text{ [N/m]}$	$t = 5 \text{ [Seg]}$	$T_b = 30 \text{ [C]}$
$T_{b2} = 36.04 \text{ [C]}$	$T_d = 31 \text{ [C]}$	$T_v = 30 \text{ [C]}$
$u_v = 0.02477 \text{ [m/s]}$	$vd = 0.0006882 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$vv = 0.001004 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
$x_v = 0.55 \text{ [%]}$		
$Bo_b = 0.343 \text{ []}$	$cd = 0.02743 \text{ [kJ-m-K/s-C-W]}$	$\cos_{an} = 0.08716$
$C_D = 0.06617$	$d = 1$	$d_1 = 0.01016 \text{ [m]}$
$D_v = 2.227E-09 \text{ [m}^2\text{/s]}$	$e_{cd} = 0.02706$	$e_{cv} = 0.02125$
$\gamma_d = 14255 \text{ [N/m]}$	$Ga_b = 9.619E+09$	$g_c = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
$k_c = 0.00004637 \text{ []}$	$\mu_d = 0.00223 \text{ [kg/m-s]}$	$\mu_v = 0.0007977 \text{ [kg/m-s]}$
$N = 37.16$	$P_d = 3 \text{ [bar]}$	$P_v = 3 \text{ [bar]}$
$Q_v = 0.000002009 \text{ [m}^3\text{/s]}$	$Re_d = 55.97$	$Re_v = 314.2$
$Sc_d = 689.2$	$Sh_d = 2752 \text{ []}$	$\sigma_1 = 0.0522 \text{ [N/m]}$
$\theta = 85 \text{ [}^\circ\text{]}$	$time = 5 \text{ [s]}$	$T_{b1} = 133.5 \text{ [C]}$
$u_B = 0.3467 \text{ [m/s]}$	$u_d = 0.004211 \text{ [m/s]}$	$u_t = 0.3425 \text{ [m/s]}$
$v_{c1} = 0.003106 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$v_{c2} = 0.001719 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$x_d = 0.45$

Resumiendo los valores anteriores y mostrando sólo los esperados en esta investigación, del modelo simulado en EES y variando la temperatura de la disolución (T_d) de un rango de 25 a 40°C, se obtiene la velocidad de la disolución (U_d), Número de Reynolds del refrigerante y de la disolución (Re_v , Re_d) respectivamente, masa absorbida de la burbuja m_b y calor cedido a la disolución (q_{abs}) el fluido de trabajo Agua / LiBr.:

T_d [C]	u_d [m/s]	T_v [C]	Re_v	Re_d	u_t [m/s]	u_v [m/s]	m_b [kg/s]	q_{abs} [kJ/s]
26.5	0.004207	30	314.2	51.23	0.05267	0.02477	0.0004429	-3.792
27	0.004207	30	314.2	51.75	0.05306	0.02477	0.000445	-3.252
27.5	0.004208	30	314.2	52.27	0.05345	0.02477	0.0004472	-2.711
28	0.004208	30	314.2	52.79	0.05384	0.02477	0.0004494	-2.17
28.5	0.004209	30	314.2	53.31	0.05423	0.02477	0.0004515	-1.628
29	0.004209	30	314.2	53.84	0.05462	0.02477	0.0004537	-1.086
29.5	0.00421	30	314.2	54.37	0.05501	0.02477	0.0004558	-0.5433
30	0.00421	30	314.2	54.9	0.0554	0.02477	0.000458	1.299E-14
30.5	0.004211	30	314.2	55.44	0.05579	0.02477	0.0004601	0.5438
31	0.004211	30	314.2	55.97	0.05619	0.02477	0.0004623	1.088
31.5	0.004212	30	314.2	56.51	0.05658	0.02477	0.0004644	1.633
32	0.004212	30	314.2	57.06	0.05697	0.02477	0.0004665	2.178
32.5	0.004213	30	314.2	57.6	0.05737	0.02477	0.0004687	2.724
33	0.004213	30	314.2	58.15	0.05776	0.02477	0.0004708	3.271
33.5	0.004214	30	314.2	58.69	0.05816	0.02477	0.0004729	3.818
34	0.004214	30	314.2	59.25	0.05855	0.02477	0.0004751	4.365
34.5	0.004215	30	314.2	59.8	0.05895	0.02477	0.0004772	4.913
35	0.004215	30	314.2	60.35	0.05935	0.02477	0.0004793	5.462
35.5	0.004216	30	314.2	60.91	0.05974	0.02477	0.0004814	6.011
36	0.004216	30	314.2	61.47	0.06014	0.02477	0.0004835	6.56
36.5	0.004217	30	314.2	62.03	0.06054	0.02477	0.0004856	7.11
37	0.004218	30	314.2	62.6	0.06093	0.02477	0.0004878	7.661
37.5	0.004218	30	314.2	63.17	0.06133	0.02477	0.0004899	8.212
38	0.004219	30	314.2	63.73	0.06173	0.02477	0.000492	8.763
38.5	0.004219	30	314.2	64.3	0.06213	0.02477	0.0004941	9.315
39	0.00422	30	314.2	64.88	0.06253	0.02477	0.0004962	9.867
39.5	0.004221	30	314.2	65.45	0.06292	0.02477	0.0004982	10.42
40	0.004221	30	314.2	66.03	0.06332	0.02477	0.0005003	10.97

En la tabla anterior muestra que la tasa de transferencia real de masa, la tasa de transferencia térmica acoplada de alimentación a la burbuja (m_b) continuamente aumenta.

Considerando a esta tasa de incremento como “lenta” o en modo ralentizado, esto debido a que se considero un flujo de entrada de vapor y de disolución muy baja (2 g/s), por lo cual la velocidad de burbuja total U_t aumenta debido a la temperatura y a la velocidad de la disolución U_d así lo muestra en las graficas 5.2 y 5.3 respectivamente.

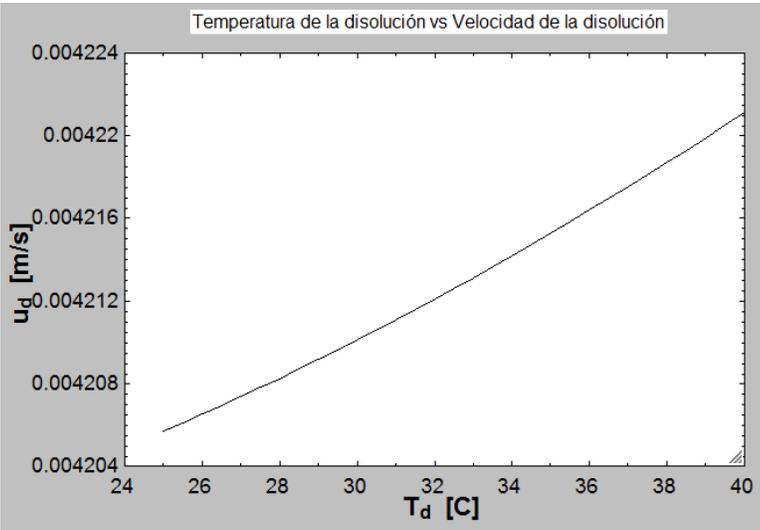


Fig. 5.2 Gráfica Temperatura de la disolución vs velocidad de la disolución

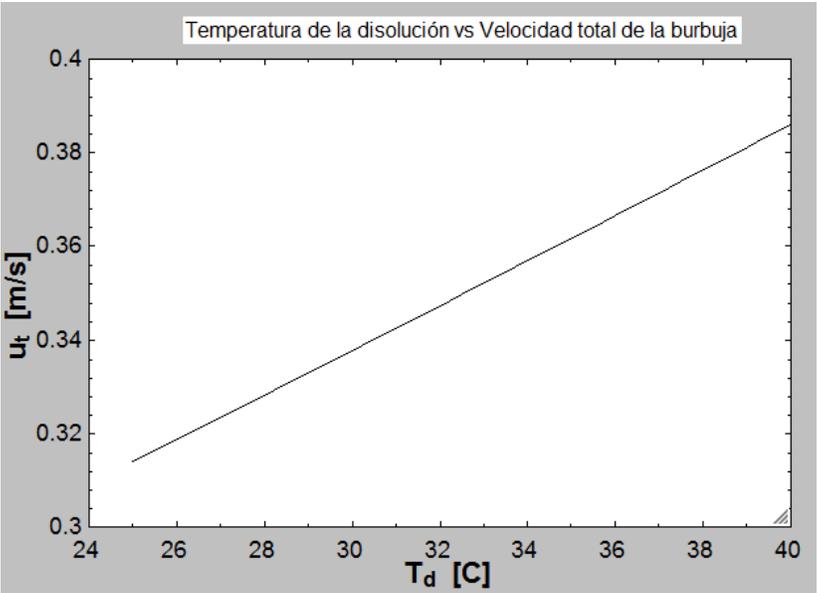


Fig. 5.3 Gráfica velocidad total de la burbuja vs Temperatura de la disolución

En la gráfica anterior la velocidad de la disolución aumenta conforme se varía la temperatura de alimentación de la burbuja es más alto por lo que la tasa real de la velocidad de la absorción aumenta esto se refleja en el comportamiento del número de Reynolds del vapor y de la disolución, mostrado en las gráficas 5.4 y 5.5.

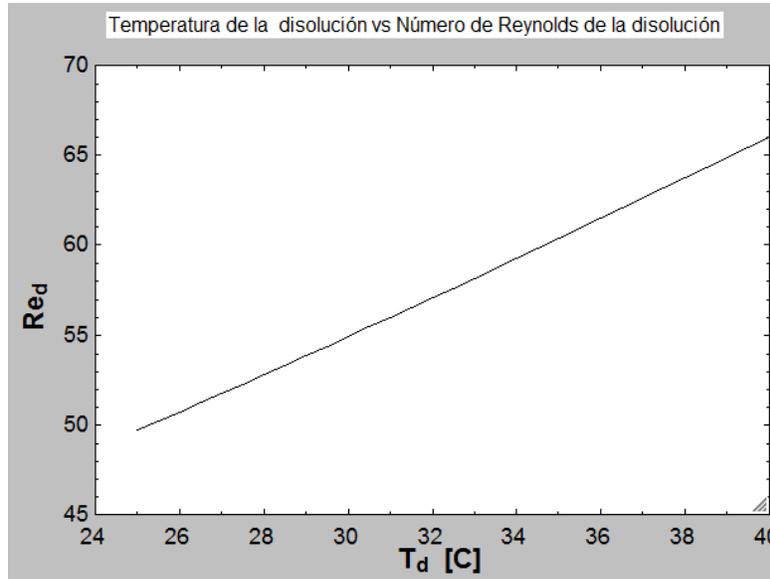


Fig. 5.4 Gráfica Temperatura de la disolución vs Reynolds de la disolución

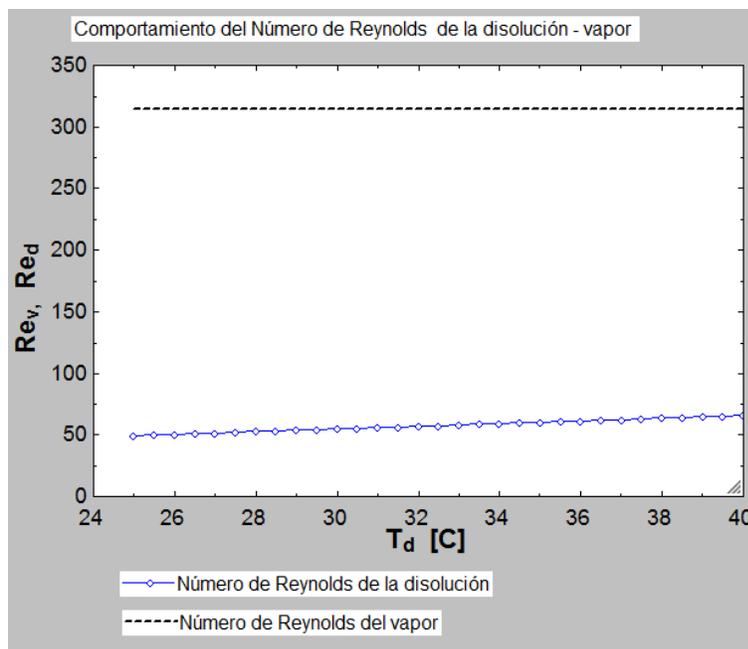


Fig. 5.5 Gráfica del comportamiento del Número de Reynolds de la disolución

En la figura 5.5 muestran el comportamiento de ambos número de Reynolds de la disolución y de la entrada del vapor de agua esto utilizando las propiedades termo-físicas mostradas en el desarrollo del modelo. Se puede observar que al aumentar la temperatura de la disolución aumenta el número de Reynolds de la disolución. En la gráfica 5.6 y 5.7 muestra el comportamiento de masa y calor sensible absorbido de la burbuja en la disolución, mostrando un incremento en ambas.

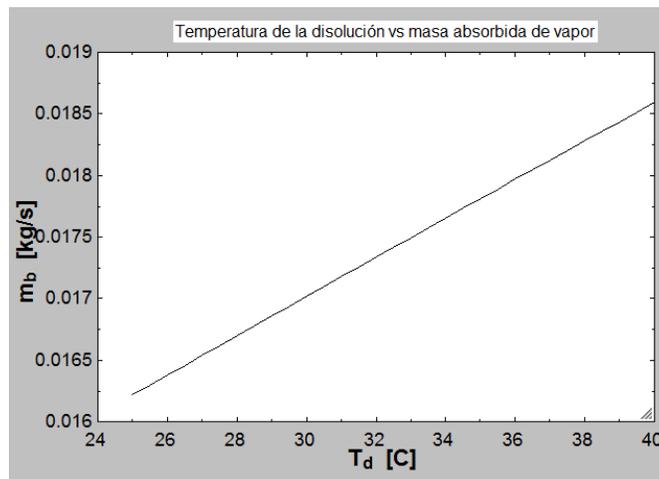


Fig. 5.6 Gráfica transferencia de masa de la burbuja vs Temperatura de la disolución

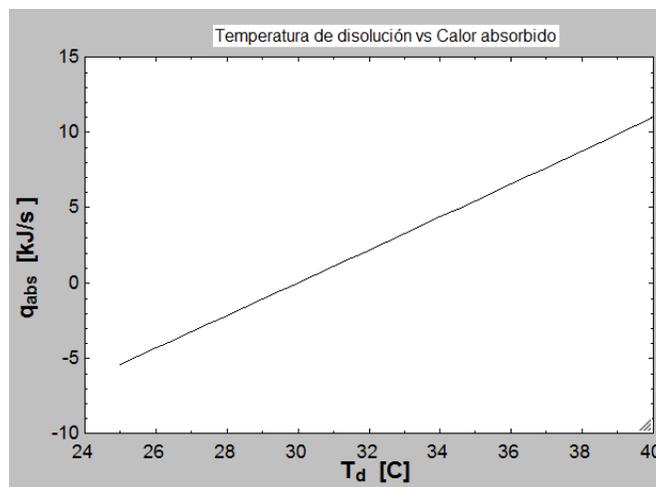


Fig. 5.7 Gráfica transferencia de calor sensible de la burbuja vs Temperatura de la disolución

Por lo que se observa que cuando la temperatura de disolución aumenta la velocidad de la burbuja aumenta, por consiguiente el calor y la transferencia de masa aumentan después de rebasar 30°C, en temperaturas inferiores a esta el calor sensible de la burbuja comienza a disminuir.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajo futuro

6.1 Conclusiones

El presente estudio analítico toma como base investigaciones previas por otros investigadores en los sistemas de refrigeración por absorción, por lo cual esta investigación es una continuación de los modelos matemáticos de investigaciones anteriores, la diferencia de dichos estudios y la presente es el uso del fluido de trabajo para la presente investigación fue la disolución Agua – Bromuro de Litio el cual no se ha trabajado antes bajo las condiciones de operación mostradas en esta investigación.

Los parámetros de diseño del absorbedor fueron tomadas de la investigación del Dr. Alejandro Zacarías [11] y [23] de un banco de pruebas para un sistemas de absorción, lo cual el absorbedor de burbujas consiste en una columna de líquido parcialmente llena de líquido a través del cual burbujea el vapor.

1. En la presente investigación se utilizó agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente siendo esta disolución la diferencia básica en sistemas de refrigeración actuales con otras investigaciones incluyendo la del Dr. Zacarías [11] y [23], ya que bajo este régimen actualmente se están proponiendo nuevas disoluciones para poder ser usadas bajo otras condiciones de trabajo con el fin de definir cuál es la mezcla binaria a utilizar y obtener la mejor transferencia de calor en el absorbedor interna y hacia sus alrededores.
2. Se modelo el análisis numérico en el software Engineering Equation Solver (EES), Las propiedades físicas más importantes involucradas en el ciclo de absorción como es el Numero de Reynolds, peso específico, la conductividad térmica de las disoluciones, la viscosidad cinemática, la tensión superficial, la difusividad másica entre otras que son mostradas en el anexo no. 4.
3. En esta investigación se determinó el diámetro de la burbuja a partir de estudios previos, los valores con los que se alimento el sistema fueron con datos de correlaciones experimentales disponibles y utilizando la disolución propuesta en

esta investigación ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$), por lo cual el diámetro de la burbuja calculado fue de 130 mm.

4. Se calculó la velocidad de la burbuja así como la transferencia de masa de absorción entre el refrigerante y la disolución obteniendo como velocidad total de la burbuja de 0.3425 m/s, una transferencia de masa de la burbuja hacia la disolución de 0.01718 kg y una transferencia de calor hacia la disolución de 10.97 kJ/s esto fue modelado en un tiempo total de 5 segundos.
5. Se observa que para que exista una mayor transferencia de calor entre el vapor y la disolución se tienen que lograr las siguientes consideraciones:
 - A. Las condiciones de operación del absorbedor deben ser en régimen estacionario
 - B. La mezcla binaria se debe encontrar en equilibrio y las burbujas de vapor de agua inyectadas deben de ser esféricas y a una velocidad constante pero esto, se limita por la presión alimentación del propio sistema de refrigeración y por el diámetro del tubo de inyección del absorbedor.

6.2 Trabajo futuro

Se pretende estudiar la gran influencia que tiene el calor de reacción y su relación con la transferencia de calor hacia el exterior del absorbedor se está proponiendo el absorbedor de la figura 6.1, de tal manera que la transferencia de calor sea por medio placas rugosas y las aletas externas del absorbedor

Partiendo de los parámetros encontrados en esta investigación usando el absorbedor de burbujas tipo vertical y con ello se comienza a estudiar el rediseño que llevará a mejorar su eficiencia, se le está adicionando en la parte alta dentro del absorbedor placas con rugosidades para incrementar el área de intercambio de calor y en la parte baja exterior un ventilador del tipo tiro forzado cuya velocidad del aire se impacta y disipa calor en las paredes externas aletadas del absorbedor o en lugar de esta puede contar con una cámara de agua de enfriamiento en las paredes del absorbedor para incrementar la transferencia de calor hacia el exterior.

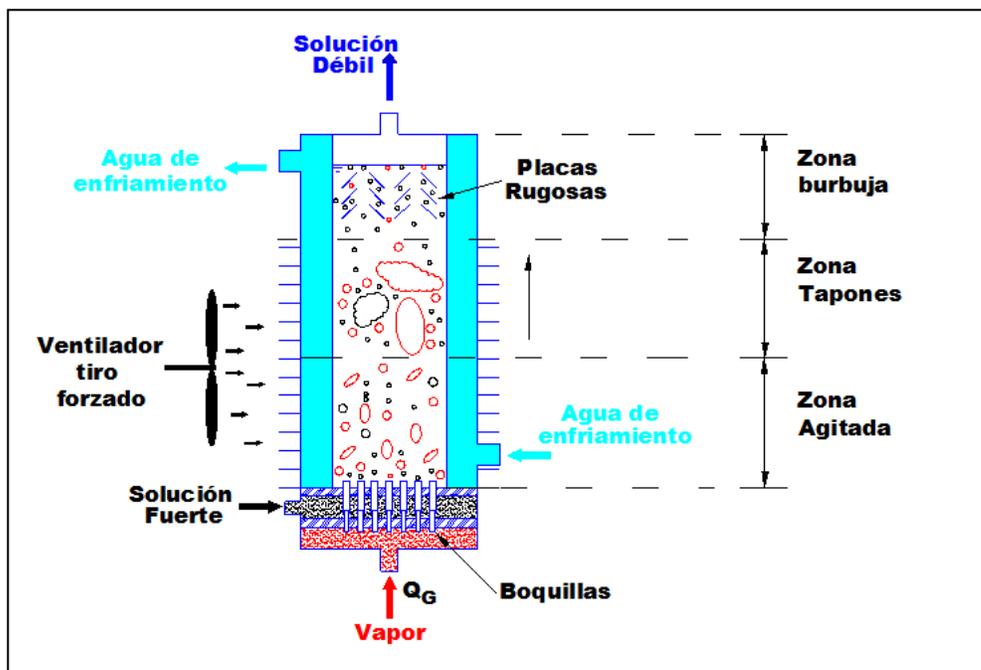


Fig. 6.1 propuesta futura, absorbedor con aletas

Referencias bibliográficas

- [1] Internacional Energy Outlook 2005, pp.73
- [2] Jack Philip, Holman, “*Transferencia de calor*”, 9ª edición, Mc Graw Hill, New York, 2002
- [3] Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, “*Termodinámica*” 6ª edición, México, Mc Graw Hill.2009.
- [4] Quinto Diez, Jiménez Bernal. “*Coficiente de operación COP en el ciclo de Carnot de Bomba de calor endoreversible*”. Congreso, publicado en 55:175-180, 2004.
- [5] Donald Q. Kern. “*Procesos de Transferencia de calor*”. 1ª edición, 40a reimpresión, México, Patria.2008.
- [6] Frank P. Incropera. “*Fundamentos de Transferencia de Calor*”. 4ª edición, México, Prentice Hall.1999
- [7] ARTICULO. “Refrigeración y acondicionamiento de aire”. *Mc Graw Hill*.198.
- [8] W.F. Stoecker. “Refrigeración y acondicionamiento de aire”. Edición, México, *Mc Graw Hill*.1988, pp. 180-181
- [9] MANUAL DE OPERACIÓN. “Frigoríficos de absorción Electrolux”
- [10] Cerezo, Jesús, Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción, PhD. Thesis, Universitat Rovira I Virgili, España. 2006.193páginas.
- [11] Zacarías, Alejandro, Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores adiabáticos con aplicación de la disolución Nitrato de Litio-Amoníaco, PhD. Thesis Universidad Carlos III Madrid, España 2009. pp. 36.
- [12] M. Suresh, A. Mani, “*heat and mass transfer studies on r134a bubble absorber in r134a/dmf solution based on phenomenological theory*”. International Journal of Heat and Mass Transfer, Marzo 2010.
- [13] M.D. Staicovici, “A non-equilibrium phenomenological theory of the mass and heat transfer in physical and chemical interactions. Part II – modeling of the NH₃/H₂O bubble absorption, analytical study of absorption and experiments”.
- [14] M.D. Staicovici, “A phenomenological theory of polycomponent interactions in non-ideal mixtures”. Application to NH₃/H₂O and other working pairs, Int. J. Refrig. 23 (2) (2000) 153–167.
- [16] A.D. Polyinin, A.M. Kutepov, A.V. Vyazmin, D.A. Kazenin, “Hydrodynamics, mass and heat transfer in chemical engineering”, Topics in Chemical Engineering, vol. 14, Taylor & Francis, London, 2002.
- [17] Robert C. Reid, John M. Prausnitz, Bruce E. Poling, The Properties of Gases and Liquids, fourth ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.

- [18] M.D. Staicovici, "Contributions to two-phase flows and heat transfer in solar refrigerating installations", Ph.D. Thesis, Bucharest Polytechnics University, 1998.
- [19] Y. Nezu, N. Hisada, T. Ishiyama, K. Watanabe, Thermodynamic properties of working-fluid pairs with R-134a for absorption refrigeration system, in: Natural Working-Fluids 2002, IIR Gustav Lorentzen Fifth Conference, China, September 17–20, 2002, pp. 446–453.
- [20] A. Yokozeki, Theoretical performances of various refrigerant–absorbent pairs in a vapour-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state, Appl. Energy 80 (2005) 383–399.
- [21] Yong Tae Kang, Atsushi Akisawa, Takao Kashiwagi, Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types, Int. J. Refrig. 23 (6) (2000) 430–443.
- [22] Yong Tae Kang, T. Nagano, Takao Kashiwagi, Mass transfer correlation of NH₃–H₂O bubble absorption, Int. J. Refrig. 25 (7) (2002) 878–886.
- [23] Alejandro Zacarías. Rubén Ventas, "Transferencia de Masa con Solución Amoníaco – Nitrato de Litio en Absorbedores de Burbujas Tipo Tubular Vertical", Congreso internacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas, México D.F. 2008
- [24] Jac-Chcol Lee, Ki-Bong Lee, Byung-Hee Chun, Chan Ho Lee, Jong Joo Ha, Sung Hyun Kim, 2003, A study on numerical simulations and experiments for mass transfer in bubble mode absorber of ammonia and water, International Journal of Refrigeration 26 pp. 551-558.
- [25] Jin-Kyeon Kim, Atsushi Akisawa, Takao Kashiwagi, Yong Tae Kang, 2007, Numerical design of ammonia bubble absorber applying binary nanofluids and surfactants, International Journal of Refrigeration 30 pp, 1086-1096.
- [26] C.A Infante Ferreira, C. Keizer and C.H. M. Machielsen, 1984, Heat and mass transfer in vertical tubular bubble absorbers for ammonia – water absorption refrigeration systems, International Journal of Refrigeration pp. 348-357.
- [27] Termotecnia, Universidad de Sevilla, Dpto. Ingeniería energética y mecánica de fluidos, 2006, Colección de Tablas y Gráficas de Instalaciones Frío – Calor, Versión 1.1
- [28] Robert E. Treybal, "Mass – Transfer operations" 3^a edición, Singapore, Mc Graw Hill. 1980.
- [29] Warren L. McCabe, Julian C. Smith, "Operaciones básicas de Ingeniería química, 4^a edición, Mc Graw Hill., reimpressa por Editorial Reverté, Barcelona 2003.
- [30] Air Liquide, Enciclopedia de gases, <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?GasID=2&CountryID=19&LanguageID=9#VaporPressureGraph>

- [31] Esquivel. O, Busso A, Sogari. N, Franco. J, “Refrigeración Solar mediante ciclo de amoniaco –agua acoplado a un concentrador solar, Universidad Nacional del Noreste, Resumen T-58, 2006
- [32] J. Daniel Marcos del Cano, “Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr / H₂O de doble efecto condensada por aire”, PhD. Thesis Universidad Carlos III Madrid, España 2008. pp. 196.
- [33] Yazaki Energy systems, Inc “Catálogo de Chillers (For Commercial Applications) ” Gas Fired Double-Effect Chiller-Heater, SB-WFCS-0903, Dallas, E.U.A.
- [34] ASHRAE Handbook Fundamentals (SI), 2005
- [35] L. Leibson, E.G. Holcomb, A.G. Cacosso, J.J. Jacmic, “Rate of flow and mechanics of bubble formation from single submerged orifices, AIChE Journal, Vol 2, No.3 pp 296-300
- [36] K. Akita, F. Yoshida, Bubble size, interfacial area, and liquid phase mass transfer coefficient in bubble columns, Ind. Eng. Chem. Proc. Dev. 13 (1974) 84-91.
- [37] Frank M. White. “*Mecánica de fluidos*”. 4ª edición, WCB, McGraw_Hill E.U.A.
- [38] Rubén Ventas Garzón, Dr. D. Antonio Lecuona Neumann, “Estudio de máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco, PhD. Thesis Universidad Carlos III Madrid, España 2010. pp. 224.

Anexos

Anexo 1

Propiedades termo físicas del refrigerante (Vapor de Agua) Líquido y vapor saturado.

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³		Volume, m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)			Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01 ^a	0.00061	999.8	205.990	0.00	2500.92	0.0000	9.1555	4.220	1.884	1.329	1402	409.0	1791.2	9.22	561.0	17.07	75.65	0.01		
5.00	0.00087	999.9	147.010	21.02	2510.06	0.0763	9.0248	4.205	1.889	1.328	1426	412.6	1518.3	9.34	570.5	17.34	74.94	5.00		
10.00	0.00123	999.7	106.300	42.02	2519.21	0.1511	8.8998	4.196	1.895	1.328	1447	416.2	1306.0	9.46	580.0	17.62	74.22	10.00		
15.00	0.00171	999.1	77.8750	62.98	2528.33	0.2245	8.7803	4.189	1.900	1.328	1466	419.7	1137.6	9.59	589.3	17.92	73.49	15.00		
20.00	0.00234	998.2	57.7570	83.91	2537.43	0.2965	8.6660	4.184	1.906	1.327	1482	423.2	1001.6	9.73	598.4	18.23	72.74	20.00		
25.00	0.00317	997.0	43.3370	104.83	2546.51	0.3672	8.5566	4.182	1.912	1.327	1497	426.6	890.1	9.87	607.2	18.55	71.97	25.00		
30.00	0.00425	995.6	32.8780	125.73	2555.55	0.4368	8.4520	4.180	1.918	1.327	1509	430.0	797.4	10.01	615.5	18.89	71.19	30.00		
35.00	0.00563	994.0	25.2050	146.63	2564.55	0.5051	8.3517	4.180	1.925	1.327	1520	433.4	719.3	10.16	623.3	19.24	70.40	35.00		
40.00	0.00738	992.2	19.5150	167.53	2573.51	0.5724	8.2555	4.180	1.931	1.327	1529	436.7	653.0	10.31	630.6	19.60	69.60	40.00		
45.00	0.00959	990.2	15.2520	188.43	2582.43	0.6386	8.1633	4.180	1.939	1.327	1536	440.0	596.1	10.46	637.3	19.97	68.78	45.00		
50.00	0.01235	988.0	12.0270	209.34	2591.29	0.7038	8.0748	4.182	1.947	1.328	1542	443.2	546.8	10.62	643.6	20.36	67.94	50.00		
55.00	0.01576	985.7	9.5643	230.26	2600.09	0.7680	7.9898	4.183	1.955	1.328	1547	446.4	504.0	10.77	649.2	20.77	67.10	55.00		
60.00	0.01995	983.2	7.6672	251.18	2608.83	0.8313	7.9081	4.185	1.965	1.328	1551	449.5	466.4	10.93	654.3	21.19	66.24	60.00		
65.00	0.02504	980.5	6.1935	272.12	2617.50	0.8937	7.8296	4.187	1.975	1.329	1553	452.6	433.2	11.10	659.0	21.62	65.37	65.00		
70.00	0.03120	977.7	5.0395	293.07	2626.10	0.9551	7.7540	4.190	1.986	1.330	1555	455.6	403.9	11.26	663.1	22.07	64.48	70.00		
75.00	0.03860	974.8	4.1289	314.03	2634.60	1.0158	7.6812	4.193	1.999	1.331	1555	458.5	377.7	11.43	666.8	22.53	63.58	75.00		
80.00	0.04741	971.8	3.4052	335.01	2643.02	1.0756	7.6111	4.197	2.012	1.332	1554	461.4	354.3	11.59	670.0	23.01	62.67	80.00		
85.00	0.05787	968.6	2.8258	356.01	2651.33	1.1346	7.5434	4.201	2.027	1.333	1553	464.2	333.3	11.76	672.8	23.51	61.75	85.00		
90.00	0.07018	965.3	2.3591	377.04	2659.53	1.1929	7.4781	4.205	2.043	1.334	1550	466.9	314.4	11.93	675.3	24.02	60.82	90.00		
95.00	0.08461	961.9	1.9806	398.09	2667.61	1.2504	7.4151	4.210	2.061	1.335	1547	469.6	297.3	12.10	677.3	24.55	59.87	95.00		
99.97 ^b	0.10133	958.4	1.6732	419.06	2675.53	1.3069	7.3544	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.8	12.27	679.1	25.09	58.92	99.97		
100.00	0.10142	958.3	1.6718	419.17	2675.57	1.3072	7.3541	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.7	12.27	679.1	25.10	58.91	100.00		
105.00	0.12090	954.7	1.4184	440.27	2683.39	1.3633	7.2952	4.222	2.101	1.339	1538	474.7	267.6	12.44	680.5	25.66	57.94	105.00		
110.00	0.14338	950.9	1.2093	461.42	2691.06	1.4188	7.2381	4.228	2.124	1.341	1533	477.1	254.7	12.61	681.7	26.24	56.96	110.00		
115.00	0.16918	947.1	1.0358	482.59	2698.58	1.4737	7.1828	4.236	2.150	1.343	1527	479.5	242.9	12.78	682.6	26.85	55.97	115.00		
120.00	0.19867	943.1	0.89121	503.81	2705.93	1.5279	7.1291	4.244	2.177	1.346	1520	481.7	232.1	12.96	683.2	27.47	54.97	120.00		
125.00	0.23224	939.0	0.77003	525.07	2713.10	1.5816	7.0770	4.252	2.207	1.349	1512	483.9	222.1	13.13	683.6	28.11	53.96	125.00		
130.00	0.27028	934.8	0.66800	546.38	2720.08	1.6346	7.0264	4.261	2.239	1.352	1504	486.0	212.9	13.30	683.7	28.76	52.93	130.00		
135.00	0.31323	930.5	0.58173	567.74	2726.87	1.6872	6.9772	4.272	2.274	1.355	1496	487.9	204.4	13.47	683.6	29.44	51.90	135.00		
140.00	0.36154	926.1	0.50845	589.16	2733.44	1.7392	6.9293	4.283	2.311	1.359	1486	489.8	196.5	13.65	683.3	30.14	50.86	140.00		

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals (SI), 2005 [34]

Anexo 2

Propiedades del vapor de Agua Húmedo

VAPOR DE AGUA HUMEDO

Presión sat bars	Temp. sat. °C	Volumen v' (dm ³ /Kg)	Volumen v'' (dm ³ /Kg)	Entalpia i' (kJ/Kg)	Entalpia i'' (kJ/Kg)	Entalpia $r_{(l-v)}$ (kJ/Kg)	Entropia s' (kJ/Kg.°K)	Entropia s'' (kJ/Kg.°K)	Entropia Δs (kJ/Kg.°K)
0,9430	98,00	1,0419	1789,30	410,6	2672,6	2262,0	1,284	7,379	6,095
1,0000	99,63	1,0432	1693,70	417,5	2675,2	2257,7	1,303	7,359	6,056
1,0132	100,00	1,0435	1673,00	419,1	2675,8	2256,7	1,308	7,355	6,048
1,2000	104,81	1,0472	1428,20	439,4	2683,3	2244,0	1,361	7,298	5,937
1,2080	105,00	1,0474	1419,40	440,2	2683,6	2243,5	1,363	7,296	5,933
1,4000	109,32	1,0509	1236,50	458,4	2690,3	2231,9	1,411	7,246	5,835
1,4326	110,00	1,0515	1210,10	461,3	2691,3	2230,0	1,419	7,239	5,820
1,6000	113,32	1,0543	1091,30	475,4	2696,4	2221,0	1,455	7,202	5,747
1,6905	115,00	1,0558	1036,50	482,5	2698,9	2216,4	1,473	7,183	5,710
1,8000	116,93	1,0575	977,39	490,7	2701,8	2211,1	1,494	7,163	5,668
1,9853	120,00	1,0603	891,71	503,7	2706,3	2202,5	1,528	7,130	5,602
2,0000	120,23	1,0605	885,59	504,7	2706,6	2201,9	1,530	7,127	5,597
2,2000	123,27	1,0633	809,99	517,6	2711,0	2193,4	1,563	7,096	5,533
2,3209	125,00	1,0649	770,43	525,0	2713,5	2188,5	1,581	7,078	5,497
2,4000	126,09	1,0659	746,60	529,6	2715,0	2185,4	1,593	7,067	5,474
2,6000	128,73	1,0685	692,66	540,9	2718,7	2177,8	1,621	7,040	5,419
2,7012	130,00	1,0697	668,32	546,3	2720,5	2174,2	1,634	7,027	5,393
2,8000	131,21	1,0709	646,19	551,5	2722,2	2170,7	1,647	7,015	5,368
3,0000	133,54	1,0732	605,72	561,4	2725,4	2163,9	1,672	6,992	5,321
3,1305	135,00	1,0747	582,00	567,7	2727,3	2159,7	1,687	6,978	5,291
3,5000	138,88	1,0786	524,14	584,3	2732,5	2148,2	1,727	6,941	5,214
3,6136	140,00	1,0798	508,66	589,1	2733,9	2144,8	1,739	6,930	5,191
4,0000	143,63	1,0836	462,35	604,7	2738,6	2133,9	1,776	6,897	5,120
4,1549	145,00	1,0851	446,12	610,6	2740,4	2129,8	1,791	6,884	5,093
4,5000	147,92	1,0883	413,86	623,2	2744,0	2120,8	1,820	6,857	5,037

Fuente: Tablas de Vapor de Agua

Anexo 3

Propiedades de la disolución Bromuro de Litio

Refrigerant Temperature ($t' = ^\circ\text{C}$) and Enthalpy ($h = \text{kJ/kg}$) of Lithium Bromide Solutions

Temp., ($t' = ^\circ\text{C}$)		Percent LiBr										
		0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70
20	t'	20.0	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4#	-29.3#
	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
30	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7.0#	-14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3#
	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0#
60	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0#
	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#

Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals (SI), 2005 [34]

Anexo 4

Muestra la solución numérica que calcula la velocidad de la burbuja, el valor de la transferencia de masa y calor hacia la disolución.

Este programa calcula la transferencia de calor de un absorbedor del tipo burbujas

Se usa como base de cálculo los artículos M. Suresh [12], A. Zacarias₂₃, J. Marcos [32]

Datos iniciales Generales

$g_c = 9.81$ [m/s²] Gravedad en sistema internacional

$x_d = 0.45$ Concentración de entrada de la disolución (LiBr), se selecciona tomando como referencia la cristalización de la solución en base del diagrama de Dühring y por recomendación de J. Marcos [32]

$h_a = 10$ [mm] · $\left| 0.001 \cdot \frac{m}{mm} \right|$ Dato de la diferencial de altura del absorbedor

$N = 1$ Este es el valor promedio de la cantidad de burbujas contenidas a lo largo de la altura dh

G1\$ = 'R718' Código del refrigerante de vapor de agua por ASHRAE

G2\$ = 'R114' Código del refrigerante de la familia del bromo

time = 5 [s] Periodo de tiempo para análisis

$d = 1$ Dirección del flujo de enfriamiento se considera en la misma dirección de la circulación del vapor

Características del absorbedor

$d_1 = 0.4$ [in] · $\left| 0.0254 \cdot \frac{m}{in} \right|$ Diametro minimo del orificio del inyector hacia el absorbedor

$d_2 = 20.4$ [mm] · $\left| 0.001 \cdot \frac{m}{mm} \right|$ Diametro interior del absorbedor

Condiciones iniciales de la disolución por A. Zacarias [23]

$P_d = 3$ [bar] Presion promedio de la disolución a la entrada del absorbedor

Condiciones iniciales del vapor de refrigerante (H₂O)

$T_v = 30$ [C] Temperatura de la solución del vapor del refrigerante

$P_v = 3$ [bar] Presión promedio en el absorbedor

Datos propuestos y datos genericos

$\dot{m}_d = 2$ [g/s] · $\left| 0.001 \cdot \frac{kg}{g} \right|$ Se propone un flujo minimo de la disolución de bromuro de litio (LiBr) tomando como referencia A. Zacarias [23]

$A_{d1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ Se calcula el área de la boquilla de entrada de vapor del refrigerante (H₂O)

$A_{d2} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}$ Se calcula el area a la entrada del absorbedor

$\dot{m}_v = 2$ [g/s] · $\left| 0.001 \cdot \frac{kg}{g} \right|$ Razon de flujo de masa del vapor a la entrada al absorbedor, este es un valor propuesto

$x_v = 0.55$ [%] Concentración de la solución del refrigerante, es obtenida por diferencia de la concentración de LiBr

DESARROLLO DEL MODELO

Se calculan parámetros termodinámicos de la disolución H₂O - LiBr

$\rho_d = \rho_{LiBrH_2O}(T_d, x_d)$ Densidad de la disolución

$\gamma_d = \rho_d \cdot g_c$ Peso específico de la disolución

$\mu_d = \text{Visc}_{LiBrH_2O}(T_d, x_d)$ Viscosidad dinámica de la disolución

$u_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_d \cdot A_{d2}}$ Velocidad de la disolución a la entrada al absorbedor, Despejando ρ_d de $\dot{m}_d = \rho_d \cdot u_d \cdot A_{d2}$

$vd = \frac{1}{\rho_d}$ volumen específico del vapor de la disolución

Se calculan los parámetros termodinámicos del refrigerante H₂O

$\mu_v = \text{Visc}('R718', T=T_v, P=P_v)$ Viscosidad dinámica del refrigerante R-718 (H₂O) a la temperatura T_v

$\rho_v = \rho('R718', T=T_v, P=P_v)$ densidad del refrigerante a temperatura T_v y presión promedio

$u_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v \cdot A_{d1}}$ velocidad del refrigerante a la entrada al absorbedor

$P_v = 3$ [bar] Presión promedio en el absorbedor

Datos propuestos y datos genericos

$$\dot{m}_d = 2 \text{ [g/s]} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{g}} \right| \text{ Se propone un flujo minimo de la disolucion de bromuro de litio (LiBr) tomando como referencia A. Zacarias [23]}$$

$$A_{d1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \text{ Se calcula el área de la boquilla de entrada de vapor del refrigerante (H}_2\text{O)}$$

$$A_{d2} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \text{ Se calcula el area a la entrada del absorbedor}$$

$$\dot{m}_v = 2 \text{ [g/s]} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{g}} \right| \text{ Razon de flujo de masa del vapor a la entrada al absorbedor, este es un valor propuesto}$$

$x_v = 0.55$ [%] Concentración de la solución del refrigerante, es obtenida por diferencia de la concentración de LiBr

DESARROLLO DEL MODELO

Se calculan parámetros termodinámicos de la disolución H₂O - LiBr

$\rho_d = \rho_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_d, x_d)$ Densidad de la disolución

$\gamma_d = \rho_d \cdot g_0$ Peso especifico de la disolución

$\mu_d = \text{Visc}_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_d, x_d)$ Viscosidad dinámica de la disolución

$$u_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_d \cdot A_{d2}} \text{ Velocidad de la disolución a la entrada al absorbedor, Despejando } \rho_d \text{ de } \dot{m}_d = \rho_d \cdot u_d \cdot A_{d2}$$

$$v_d = \frac{1}{\rho_d} \text{ volumen especifico del vapor de la disolución}$$

Se calculan los parámetros termodinámicos del refrigerante H₂O

$\mu_v = \text{Visc}('R718', T=T_v, P=P_v)$ Viscosidad dinámica del refrigerante R-718 (H₂O) a la temperatura T_v

$\rho_v = \rho('R718', T=T_v, P=P_v)$ densidad del refrigerante a temperatura T_v y presión promedio

$$u_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v \cdot A_{d1}} \text{ velocidad del refrigerante a la entrada al absorbedor}$$

$Q_v = u_v \cdot A_{d1}$ Caudal o velocidad volumétrica del refrigerante (H₂O) a la salida del inyector

$$\text{Re}_v = \frac{\rho_v \cdot u_v \cdot d_1}{\mu_v} \text{ Número de Reynolds para el vapor de agua aplicando la definición de Reynolds}$$

$$\text{Re}_{v2} = \frac{4 \cdot Q_v \cdot \rho_v}{\pi \cdot d_1 \cdot \mu_v} \text{ Número de Reynolds en el orificio del inyector del refrigerante (H}_2\text{O) por J. Kim}_{25}$$

$$w = \frac{1}{\rho_v} \text{ volumen especifico del vapor refrigerante}$$

Se calculan los parámetros termodinámicos de la disolución H₂O - LiBr

$$\text{Re}_d = \frac{\rho_d \cdot u_d \cdot d_2}{\mu_d} \text{ Calculo del número de Reynolds para la disolución agua - bromuro de litio en el absorbedor}$$

Donde:

Re_v : Es el numero de Reynolds del vapor de agua, ρ_v : densidad del vapor de agua a la temperatura T_v

u_v : Velocidad del vapor de agua, D_1 : Diametro de la boquilla de entrada del vapor de agua al absorbedor

μ_v : Viscosidad dinámica del vapor de agua a la temperatura de entrada al absorbedor

Se calcula el diámetro de la burbuja de acuerdo al número de reynolds encontrado < 2100 siguiendo el modelo establecido por Leibson [35]

Cuando $\text{Re}_0 < 2100$, donde Re es el numero de Reynolds del orificio, d_b es el diametro de la burbuja y se determina mediante

$$d_b = 0.19 \cdot d_1^{0.48} \cdot \text{Re}_v^{0.32} \text{ Donde } d_1 \text{ es el diametro del orificio del inyector minimo con Reynolds previamente calculado por Leibson [35]}$$

$$d_{b1} = d_b \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{m}} \right| \text{ conversión a mm del diametro de la burbuja calculado previamente}$$

Calculo del coeficiente de resistencia al avance o de arrastre C_D

$$A_b = d_b^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad \text{Area de la burbuja}$$

$$F_D = \frac{3 \cdot \pi \cdot \mu_d \cdot u_d \cdot d_b}{g_c} \quad \text{Fuerza de frotamiento}$$

$$C_D = \frac{\frac{F_D}{A_b}}{\frac{\rho_d \cdot u_d^2}{2 \cdot g_c}} \quad \text{Coeficiente de arrastre } C_D$$

Se calcula la tensión superficial de la disolución LiBrH₂O; (G2\$)

$$\theta = 85 \quad [^\circ] \quad \text{Angulo de mojado, White [37]}$$

$$\cos \theta_{an} = \cos(\theta)$$

$$\sigma_2 = h_a \cdot \gamma_d \cdot \frac{d_2}{2 \cdot \cos \theta_{an}} \quad \text{Se calcula la tensión superficial de la disolución LiBr en la ecuación de la tensión superficial}$$

Se calcula la difusividad masica del vapor de agua y la disolución de LiBr

$$v_{c1} = v_{crit}(G1\$)$$

$$v_{c2} = v_{crit}(G2\$)$$

$$T_{b1} = T_{sat}(G1\$, P=P_v)$$

$$T_{b2} = T_{sat}(G2\$, P=P_d)$$

$$\sigma_1 = \text{SurfaceTension}(G1\$, T=T_{b1})$$

$$D_v = D_{12,liquid}(T_v, v_{c1}, v_{c2}, \sigma_1, \sigma_2, \mu_d) \quad \text{difusividad masica del vapor de agua y la disolución de LiBr}$$

Se calculan los numeros adimensionales Sc, Ga, Bo para poder calcular el numero de Sherwood

$$Sc_d = \frac{\mu_d}{D_v \cdot \rho_d} \quad \text{Numero de Sherwood}$$

$$Ga_b = \frac{d_b^3 \cdot g_c \cdot \rho_d^2}{\mu_d^2} \quad \text{Se calcula el numero de Galileo}$$

$$Bo_b = \frac{d_b^2 \cdot g_c \cdot \rho_d}{G2\$} \quad \text{Se calcula el numero de Galileo}$$

Se calcula el Coeficiente global de transferencia de masa (K_c) utilizada mediante la correlación del número de sherwood por Akita and Yoshida

$$Sh_d = 0.5 \cdot Sc_d^{(1/2)} \cdot Ga_b^{(1/4)} \cdot Bo_b^{(3/8)}$$

Despejamos K_c del número de Sherwood

$$K_c = \frac{Sh_d \cdot D_v}{d_b} \quad K_c \text{ es el coeficiente de transferencia de masa}$$

Se Calcula la masa de refrigerante absorbida (m_v) en un intervalo de tiempo dt puede determinarse, de acuerdo con J. Lee [24]

$$dm_v = K_c \cdot \rho_d \cdot (x_{G,in} - x_{S,in}) \cdot A_b \cdot N \cdot dt$$

Donde dm_v es la masa absorbida de refrigerante (H₂O)

donde

K_c : es el coeficiente de transferencia de masa [m/s]

ρ_d : es la densidad de liquido [kg/m³]

x_d : es la concentración en peso del refrigerante de la disolución [%], en condiciones de equilibrio

$x_{v,in}$: es la concentración en peso del refrigerante de la disolución de liquido%

A_b : es el area de transferencia de masa o calor de la burbuja

N : es el numero de burbujas de cada elemento diferencial, para una burbuja $N=1$

$$m_b = K_c \cdot \rho_d \cdot (x_v - x_d) \cdot N \cdot \int_0^{\text{time}} (A_b) dt \quad \text{Masa absorbida de refrigerante en la disolución}$$

Se calcula la velocidad de ascension de la burbuja relativa al flujo, ver Lee₂₄

$$u_t = \sqrt{\frac{2 \cdot g_o \cdot (\rho_d - \rho_v) \cdot m_b}{C_D \cdot \rho_d \cdot A_b \cdot \rho_v}}$$

se calcula la velocidad absoluta de las burbujas, como lo describe kim [25]; $u_B = u_t + d \cdot u_d$

$$u_B = u_t + 1 \cdot u_d$$

Calculamos el calor absorbido durante el proceso

donde k es el coeficiente de transferencia de calor de la disolución y del vapor de agua

$Cp_d = Cp_{LBRH_2O}(T_d, x_d)$ Calor específico a presión constante de la disolución

$Cp_v = Cp('R718', T=T_v, P=P_v)$ Calor específico a presión constante del refrigerante

$kd = Cond_{LBRH_2O}(T_d, x_d)$ Conductividad térmica de la disolución

$kv = k('R718', T=T_v, P=P_v)$ Conductividad térmica del refrigerante

$T_b = T('R718', P=P_v, v=w)$ Calculo de la Temperatura de la burbuja en la superficie de la disolución

se calcula el factor de corrección de transferencia de calor

$$cv = \frac{\dot{m}_d \cdot Cp_d + \dot{m}_v \cdot Cp_v}{kv}$$

$$cd = \frac{\dot{m}_d \cdot Cp_d + \dot{m}_v \cdot Cp_v}{kd}$$

$$e_{cv} = 1 - \exp(-cv)$$

$$e_{cd} = 1 - \exp(-cd)$$

$$q_{sv} = \frac{cv \cdot kv \cdot (T_b - T_d)}{e_{cv}} \quad \text{Se calcula el calor sensible de la burbuja con la interfase}$$

$$q_{sd} = \frac{cd \cdot kd \cdot (T_d - T_v)}{e_{cd}} \quad \text{Se calcula el calor sensible de la burbuja con la interfase}$$

$$q_{abs} = q_{sd} - q_{sv}$$