

01178  
3



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

---

**POSGRADO EN INGENIERÍA**

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA**

**MODELADO, SIMULACIÓN Y DISEÑO DE DOS  
INTERCAMBIADORES DE CALOR CON  
CAMBIO DE FASE EMPLEANDO SUPERFICIES  
EXTENDIDAS.**

**T E S I S  
PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRO EN INGENIERÍA  
( Á R E A E N E R G Í A )  
P R E S E N T A  
VICTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA**

**DIRECTORES DE TESIS:  
DR. ROBERTO BEST Y BROWN  
M.C. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN**

**TEMIXCO MORELOS, MÉXICO**

**MAYO DEL 2002**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

---

## AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento

Al comité revisor

Dr. Gustavo Urquiza Beltrán.  
Dr. Roberto Best y Brown.  
Dr. Octavio García Valladares.  
M.I. Jorge Hernández Gutiérrez  
M.C. Nicolás Velázquez Limón.

Muy especialmente al Dr. Roberto Best y Brown por dirigir este trabajo, por su apoyo y su paciencia.

Al M.C. Nicolás Velázquez Limón por su asesoría y valiosa colaboración en la realización del presente trabajo

Al M.I. Jorge Hernández Gutiérrez y al Dr. Octavio García Valladares, por sus valiosos consejos y sugerencias.

Al Centro de Investigación en Energía de la U.N.A.M. por las facilidades otorgadas para la realización de este trabajo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por el apoyo otorgado para la realización de mis estudios de maestría.

A la Coordinación de Estudios de Posgrado, al Dr. Wifrido Rivera y muy especialmente a Ma. de Lourdes Araujo Carranza por su apoyo en aspectos administrativos.

Y a la biblioteca del CIE-UNAM en especial a la Lic. Ana María Ramírez por su ayuda en la búsqueda bibliográfica.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

---

---

**ÍNDICE GENERAL**


---



---

<b>Presentación</b>	
<b>Resumen</b>	
<b>Nomenclatura</b>	

---



---

<b>CAPÍTULO I</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>
-------------------	---------------------

---

1.1. Descripción de la problemática.	3
1.2. Antecedentes.	4
1.3. Justificación.	4
1.4. Objetivos.	6
1.4.1. Objetivo general.	6
1.4.2. Objetivos específicos.	6
1.5. Metas.	7
1.6. Descripción del proyecto.	7

---



---

<b>CAPÍTULO II</b>	<b>GENERALIDADES</b>
--------------------	----------------------

---

2.1. Aspectos relevantes de la energía.	9
2.1.1. Situación mundial de la energía.	9
2.1.2. Situación energética nacional.	11
2.2. Ciclos de refrigeración por absorción.	12
2.2.1. Ciclo de absorción continuo de una etapa del CIE-UNAM.	13
2.2.2. Descripción operativa.	13
2.2.3. Ciclo de absorción avanzado del CIE-UNAM.	17
2.2.4. Descripción operativa del sistema.	18
2.3. La energía solar.	22
2.3.1. Potencial de los sistemas de refrigeración solar	22
2.4. Avances tecnológicos en los procesos de transferencia de calor.	24
2.5. Clasificación de los intercambiadores de calor.	27
2.6. Selección de los intercambiadores de calor.	29
2.7. Flujo en dos fases.	32
2.8. Fenómeno de condensación.	32
2.8.1. Patrones de flujo en condensación.	32
2.8.2. Correlaciones empíricas para condensación.	35
2.9. Fenómeno de evaporación.	35
2.9.1. Patrones de flujo en evaporación.	35
2.9.2. Correlaciones empíricas para evaporación.	36

---

<b>CAPÍTULO III</b>		<b>METODOLOGÍA DE DISEÑO</b>	
3.1.	Procedimiento general de diseño.		37
3.2.	Método de la efectividad y numero de unidades de transferencia.		41
3.3.	Metodología de diseño de condensadores.		43
3.3.1.	Diseño de condensadores.		43
3.4.	Metodología de diseño de evaporadores.		54
3.4.1.	Diseño de evaporadores.		54
3.5.	Descripción del simulador SICSER V.1.0		61

<b>CAPÍTULO IV</b>		<b>SIMULACIÓN Y DISEÑO</b>	
4.1.	Análisis de condensadores.		66
4.2.	Simulación de condensadores.		69
4.2.1.	Tubo circular y aleta lisa continua.		70
4.2.2.	Tubo circular y aleta ondulada.		72
4.2.3.	Tubo circular y aleta anular.		74
4.2.4.	Tubo circular y aleta embutida (louvered)		76
4.3.	Análisis y selección del condensador idóneo.		78
4.4.	Análisis de evaporadores.		83
4.4.1.	Evaporador de tubo con bajo aletado externo y coraza.		84
4.4.2.	Evaporadores de doble tubo con multitubo y aletas longitudinales.		86
4.5.	Análisis y selección del evaporador idóneo.		88

<b>CAPÍTULO V</b>		<b>CONCLUSIONES</b>	
5.1.	Conclusiones.		91
5.2.	Recomendaciones.		92

<b>APENDICE A</b>			
<i>CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL REFRIGERANTE AMONIACO, AMONIACO/AGUA, AIRE Y AGUA.</i>			93

<b>APENDICE B</b>			
<i>ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LOS CONDENSADORES Y EVAPORADORES.</i>			101

## RESUMEN

En el presente trabajo se plantea la problemática que existe actualmente en el campo de la refrigeración y aire acondicionado por absorción, se describe la planta piloto de absorción GAX del Centro de Investigación en Energía (CIE-UNAM) y se analiza el potencial que esta tecnología tiene.

Se realiza una clasificación de las diferentes tecnologías de intercambiadores de calor, acotando en aquellos que presentan superficies extendidas y se selecciona a los más apropiados para emplearse en sistemas de refrigeración por absorción amoniaco/agua. La selección de mejor intercambiador se realizó por medio de un análisis comparativo entre los diferentes tipos de intercambiadores estudiados y con base en los criterios de mayor eficiencia, bajo costo, menor tamaño, mínima destrucción de exergía y con la posibilidad de ser construidos en México.

En el modelado matemático de los condensadores y evaporadores seleccionados se utiliza el método de la efectividad y el número de unidades de transferencia de calor ( $\epsilon$ -NTU), apoyado en correlaciones empíricas reportadas en la literatura, resaltando la importancia del fenómeno de flujo bifásico, para determinar por medio de un estudio termodinámico y de fluido dinámico, tanto los coeficientes globales de transferencia de calor, como la caída de presión en los equipos.

Para el análisis de los intercambiadores de calor se desarrolló un simulador de intercambiadores de calor con superficies extendidas "SICSERS. V.1.0," con el cual se pueden explorar las variables que intervienen en el diseño de estos equipos como son: coeficientes individuales de transferencia de calor, tanto del lado de los tubos (interno) como del lado de las aletas (externo), geometría, propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo, materiales de construcción y caída de presión, lo cual ayuda en gran medida a adquirir sensibilidad en la búsqueda de las mejores condiciones de operación y optimizar el diseño de los equipos bajo segunda ley.

Con la simulación fue posible analizar el comportamiento de cuatro modelos de condensadores y dos de evaporadores para una capacidad de 10.6 kW, (3 toneladas de refrigeración) que son los requerimientos del sistema de absorción GAX del CIE-UNAM. Se determinaron las variables más importantes y se buscaron las mejores condiciones de operación de los equipos. Finalmente se planteo el diseño del condensador y evaporador con las mejores características geométricas, de transferencia de calor y de eficiencia exergética.

Del análisis comparativo realizado a los condensadores y evaporadores se observó que el condensador de tubos circulares y aletas onduladas presentó los coeficientes de transferencia de calor mayores y el menor tamaño, mientras que el evaporador de tubos y coraza con bajo aletado externo fue el más compacto. Con el análisis por segunda ley aplicado a estos equipos, se confirmó que ambos equipos son los idóneos, por presentar las menores pérdidas por irreversibilidades.

Así los esfuerzos de éste trabajo, están enfocados al desarrollo tecnológico de intercambiadores de calor compactos, pudiendo optimizar la geometría con las menores irreversibilidades en el diseño de condensadores y evaporadores que puedan ser implementados en sistemas de refrigeración y aire acondicionado por absorción que utilicen la mezcla amoníaco/agua.

## NOMENCLATURA

$A_F$	Área frontal que atraviesa el aire
$A_{FM}$	Área de flujo mínimo
$A_T$	Área total de transferencia de calor
$A_t$	Área del tubo liso sin aletas
$A_a$	Área de aletas por tubo
$A_{min}$	Área mínima
COP	Coficiente de operación
$C_p$	Calor específico
$C_r$	Razón de capacidades térmicas
$D_o$	Diámetro externo.
$D_i$	Diámetro interno
$D_c$	Diámetro de collar
DTMA	Diferencia de Temperatura Media Aritmética
DTML	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica
Efl	Efluentes
Ex	Exergía
e	Espesor
f	Factor de fricción
G	Velocidad de flujo másico
g	Gravedad
H	Altura de la aleta anular
h	Coficiente individual de transferencia de calor.
$h$	Entalpía
Irr	Irreversibilidades
j	Factor de Colburn ( $St * Pr^{2/3}$ )
k	Conductividad térmica
$L_t$	Longitud del tubo
$m$	Flujo másico
$N_a$	Número de aletas por centímetro
$N_c$	Número de circuitos
$N_h$	Número de hileras
$N_t$	Número de tubos
$N_{t,h}$	Número de tubos por hilera
NTU	Número de Unidades Transferidas
P	Presión
p	Perímetro
Q	Calor transferido.
$R_t$	Resistencia térmica de la pared del tubo
s	Entropía
$S_a$	Separación entre aletas ( $S_a - e_a$ )
$P_d$	Espaciamiento diagonal
$P_l$	Espaciamiento longitudinal
$P_t$	Espaciamiento transversal
$S_{w,p}$	Espacio de valle a pico transversal en aleta ondulada

$S_{w,d}$	Espacio de valle a pico longitudinal en aleta ondulada
T	Temperatura
V	Velocidad
v	Volumen específico
w	Humedad relativa
X	Concentración de Amoniaco
$X_{tt}$	Parámetro de Lockhart-Martinelli
x	calidad del vapor

### Símbolos Griegos

$\Delta$	Diferencia
$\beta$	Ángulo de la onda o persiana
$\epsilon$	Efectividad del intercambiador de calor
$\epsilon/D$	Rugosidad relativa del tubo
$\theta$	Angulo de la aleta embutida
$\rho$	Densidad
$\eta_a$	Eficiencia de la aleta
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\xi$	Múltiplo de fricción en aleta embutida
$\psi'$	Parámetro de eficiencia de aleta, múltiplo de fricción en aleta embutida

### Subíndices

a	Aleta y/o ánulo
ag	Agua
ai	Aire
am	Amoniaco
AB	Absorbedor
B	Bomba
b	Baffle
bt	Banco de Tubos
CO	Condensador
c	Collar y/o frío
crit	Crítico
df	Dos fases
e	Entrada
env	Envolvente
EV	Evaporador
fg	Líquido y vapor
g	Fase vapor
GE	Generador
h	Hilera y/o caliente
hid	Hidráulico
i	Interno y/o entrada
l	Fase líquida

---

m	Media
max	Máximo
mez	Mezcla
min	Mínimo
OTL	Haz de tubos
o	Externo y/o salida
s	Coraza y/o salida
t	Tubo
ta	Tubo y aleta
v	Fase vapor
w	Pared

### Números Adimensionales

Re	Número de Reynolds
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Gz	Número de Greatz
Eu	Número de Euler
St	Número de Stanton
Fr	Número de Fraude
Bo	Número de Evaporación
Co	Número Convectivo
We	Número de Weber
$X_{it}$	Número de Martinelli

# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN

### **Resumen.**

*En este capítulo se describe la problemática que existe en el campo de la refrigeración y aire acondicionado, se plantean los objetivos y alcances del proyecto de tesis, así como la justificación y los antecedentes del mismo y finalmente se describe la estructura general de este trabajo.*

### **1.1. Descripción de la problemática.**

Los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire por compresión mecánica utilizan como fluidos de trabajo a los refrigerantes conocidos como hidroclorofluorocarbonados (HCFCs) y/o clorofluorocarbonados (CFCs). Cuando se emplean estos sistemas de refrigeración por compresión mecánica, es difícil evitar que una parte de los gases refrigerantes escapen hacia el ambiente. Se ha encontrado que estos gases han contribuido a provocar daños en la capa de ozono, que favorecen el calentamiento global de la tierra, fenómeno comúnmente conocido como efecto invernadero. Existen programas internacionales, desde 1995 para terminar con la fabricación y uso masivo de los HCFCs y CFCs en el año 2020. Por lo anterior, se ha motivado una búsqueda intensa y estudios constantes, encaminados a encontrar nuevos refrigerantes que sustituyan a los convencionales. Así, las investigaciones se orientan hacia sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que emplean refrigerantes no dañinos para los humanos y el ambiente. Por esta razón los sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire que usan amoníaco toman un papel importante. En México los sistemas de refrigeración por absorción, específicamente los que manejan la mezcla binaria amoníaco/agua, se están investigando de manera significativa.

Las unidades de absorción se caracterizan por trabajar a presiones relativamente altas lo cual implica tener unidades de gran tamaño y peso, además por lo general requieren de una torre de enfriamiento para su operación, siendo éstas, serias desventajas al ser comparados con un sistema de compresión mecánica. Es por tal razón que surge la necesidad de diseñar intercambiadores de calor compactos, de alta eficiencia, ligeros y de bajo costo, que puedan ayudar a minimizar las desventajas planteadas y hacer a los sistemas más competitivos en el mercado de la refrigeración y aire acondicionado.

## 1.2. Antecedentes.

El Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM), a través de la coordinación de refrigeración y bombas de calor, ha tenido interés en estudiar los sistemas de refrigeración por absorción, así el CIE-UNAM cuenta en sus instalaciones con un sistema de absorción de una etapa diseñado para producir 100 kg de hielo en 8 horas de operación y un sistema de absorción avanzado GAX, con capacidad de 3 toneladas de enfriamiento (10.6 kW). También se han realizado esfuerzos enfocados en caracterizar térmicamente equipos de transferencia de calor que emplean superficies extendidas, como condensadores y evaporadores, para lo cual se ha construido en el CIE-UNAM, un equipo para evaluar experimentalmente estos equipos. El interés de estudiar evaporadores y condensadores que emplean superficies extendidas, se debe principalmente a que estas mejoran los coeficientes individuales de transferencia de calor, lo cual incrementa de manera importante el coeficiente global de transferencia de calor, esto trae como consecuencia una notable disminución del área total de transferencia, obteniendo equipos de menor tamaño, peso y más eficientes.

Desde su aparición en la década de los 30's, los intercambiadores de calor compactos han tenido un uso extenso en la industria de los procesos químicos. Las razones de esa popularidad, se deben a que este tipo de equipos supera todas las limitaciones presentadas por los intercambiadores de calor convencionales de tubos y coraza. Cuando se diseña un intercambiador de calor compacto, se deben de considerar varios factores; área, coeficientes de transferencia de calor, volumen, costos de bombeo, de fabricación del equipo, etc., y realizar un balance entre todos ellos para encontrar la combinación óptima. Sin embargo el conocimiento y desarrollo de los intercambiadores de calor compactos en nuestro país no es muy extenso. Debido a que no existen estándares que sean del dominio público para la fabricación de estos equipos, ya que cada fabricante tiene sus propios patrones de diseño y construcción. El software de diseño no es del todo accesible como sucede con los intercambiadores de tubos y coraza y finalmente se desconocen las condiciones de temperatura y presión que pueden soportar en operación.

## 1.3. Justificación.

Las bombas de calor por absorción han alcanzado un notable desarrollo en los últimos años, ya que permiten el ahorro de energía especialmente cuando son operados mediante energía térmica proveniente de sistemas de co-generación, por calor residual de las industrias ó por energía solar.

La tecnología de absorción puede ser utilizada en calefacción, aire acondicionado y refrigeración para los sectores industrial, comercial y residencial. En este tipo de sistemas el condensador y el evaporador son dos elementos básicos y de su eficiencia depende en gran parte la eficiencia misma del sistema, por lo cual es indispensable diseñar intercambiadores de calor compactos, de mayor eficiencia y de bajo costo, que además puedan ser construidos en México.

En los últimos años se ha intensificado la utilización de intercambio de calor con superficies extendidas, con lo cual se obtienen unidades más eficientes y compactas, brindando además la posibilidad de abatir considerablemente los costos de fabricación, operación y mantenimiento.

La importancia de desarrollar un simulador que proporcione las condiciones óptimas para el diseño de intercambiadores de calor de superficies extendidas radica en que actualmente no existen simuladores en el mercado que reúnan las características que se requieren para nuestras necesidades y los que se encuentran son muy costosos y no incluyen análisis de segunda ley.

Con lo anterior surge la posibilidad de desarrollar tecnología de intercambiadores de calor mediante el uso de superficies avanzadas, lo cual a la vez ayudaría a mejorar la eficiencia en los sistemas de absorción.

Como resultado final se pretende llegar al diseño completo de las unidades de condensación y evaporación, las cuales serán construidas e instaladas en un sistema de absorción GAX que existe actualmente en el Departamento de Sistemas Energéticos del Centro de Investigación en Energía-UNAM.

## **1.4. Objetivos.**

### **1.4.1. Objetivo general.**

- Modelar, simular y diseñar dos intercambiadores de calor con superficies extendidas y cambio de fase, uno para condensación y otro para evaporación, aplicables a un sistema de refrigeración por absorción amoníaco/agua.

### **1.4.2. Objetivos específicos.**

- Estudiar y clasificar los diferentes tipos de intercambiadores de calor compactos con superficies extendida y cambio de fase, y seleccionar los más apropiados para operar en un sistema de absorción amoníaco/agua.
- Formular el modelo matemático de dos intercambiadores de calor compactos de alta eficiencia, con cambio de fase, uno para condensación y otro para evaporación.
- Desarrollar un simulador numérico en Visual Basic 6.0, amigable y robusto que permita estudiar y caracterizar teóricamente a los intercambiadores de calor seleccionados.
- Realizar la simulación numérica de los intercambiadores de calor con cambio de fase y obtener las condiciones óptimas de diseño bajo primera y segunda ley de la termodinámica.
- Diseñar los intercambiadores de calor para condensación y evaporación, con base en los resultados obtenidos en la simulación. Así mismo, se desarrollará la ingeniería básica.

## **1.5. Metas.**

- Clasificación y estudio de los diferentes tipos de intercambiadores de calor compactos, y selección de los más apropiados para operar en un sistema de refrigeración por absorción amoníaco/agua.

- Estudiar los patrones de flujo bifásico en condensación y evaporación dentro de tuberías.
- Estudiar las variables termodinámicas y termofísicas de los intercambiadores de calor con superficies extendidas y cambio de fase, para formular un modelo matemático que se aproxime lo más posible a la realidad.
- Desarrollar un simulador con el programa de computo Visual Basic 6.0, con la capacidad necesaria para encontrar las condiciones óptimas de operación y diseño de los intercambiadores de calor.
- Proponer el diseño más adecuado de intercambiadores de calor con cambio de fase para emplearse en un sistema de absorción GAX ya existente.

### **1.6. Descripción del proyecto.**

Este trabajo se divide básicamente en dos partes, en la primera parte se desarrolla el modelado matemático, de los condensadores y evaporadores compactos, desarrollando las relaciones que definen el modelo termodinámico, de fluido dinámico y los métodos analíticos para el diseño de intercambiadores de calor compactos. Se propone una metodología general de diseño que de manera estructurada nos permita obtener los parámetros que completen el diseño final de los equipos. Se presenta un análisis comparativo de los equipos con la finalidad de elegir bajo criterios definidos, al que cumpla con los requerimientos del sistema de absorción GAX y que presente las mejores características, buscando los equipos idóneos.

En la segunda parte de este trabajo se realiza un análisis por segunda ley para elegir a los equipos que además de cumplir con los requerimientos establecidos presente las menores pérdidas por irreversibilidades buscando eficientar el uso de la energía y optimizar las unidades.

Los intercambiadores de calor analizados en este trabajo son: tubos circulares con aletas externas, enfriados con aire a flujo cruzado, para el caso de condensadores, tubos y coraza con bajo aletado externo y doble tubo (multitubo) con aletas longitudinales externas, para el caso de evaporadores.

En el Capítulo I de este trabajo se presentan los objetivos y alcances del proyecto de tesis, se plantea la justificación del trabajo y se presentan los antecedentes y las metas.

En el Capítulo II se presentan los aspectos relevantes de la energía a nivel mundial y nacional, y las generalidades de los ciclos de absorción, describiendo los sistemas de refrigeración por absorción de una etapa y avanzado GAX del CIE-UNAM. Además, se da una introducción de los intercambiadores de calor con superficies extendidas y a los fenómenos de flujo bifásico en condensación y evaporación

En el Capítulo III se describe la metodología de diseño de condensadores y evaporadores, y se presentan los modelos matemáticos para caracterizar teóricamente a los intercambiadores de calor con superficies extendidas. Además se estudian las correlaciones para flujo bifásico reportadas en la literatura, haciendo énfasis en las correlaciones para cambio de fase en evaporación y condensación.

En el Capítulo IV se muestran los resultados de la simulación y se presentan los diseños optimizados del condensador y evaporador bajo primera y segunda ley y finalmente se presentan los parámetros de diseño.

En el Capítulo V se presentan las conclusiones del trabajo resaltando los resultados más relevantes de la simulación y se plantean los posibles trabajos futuros.

Por último se presentan dos anexos al final del trabajo, un apéndice A, donde se describen las correlaciones empleadas para calcular las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo utilizados por los condensadores y evaporadores y un apéndice B, donde se desarrolla la metodología detallada del análisis exergético aplicado a los equipos.

## CAPÍTULO II

### GENERALIDADES

#### Resumen

*En este capítulo se presentan los aspectos relevantes de la energía a nivel mundial y nacional, se plantean las generalidades de los ciclos de absorción, describiendo los sistemas de refrigeración por absorción de una etapa y avanzado GAX, del CIE-UNAM, y se da una introducción de los intercambiadores de calor con superficies extendidas, describiendo los fenómenos de condensación y evaporación.*

#### 2.1. Aspectos relevantes de la energía.

En esta sección se muestra el panorama energético mundial y nacional, recalcando aspectos relevantes como el fomento del uso eficiente de la misma y la opción de retomar a las energías renovables como una solución a los problemas de contaminación y demanda.

##### 2.1.1. Situación energética Mundial.

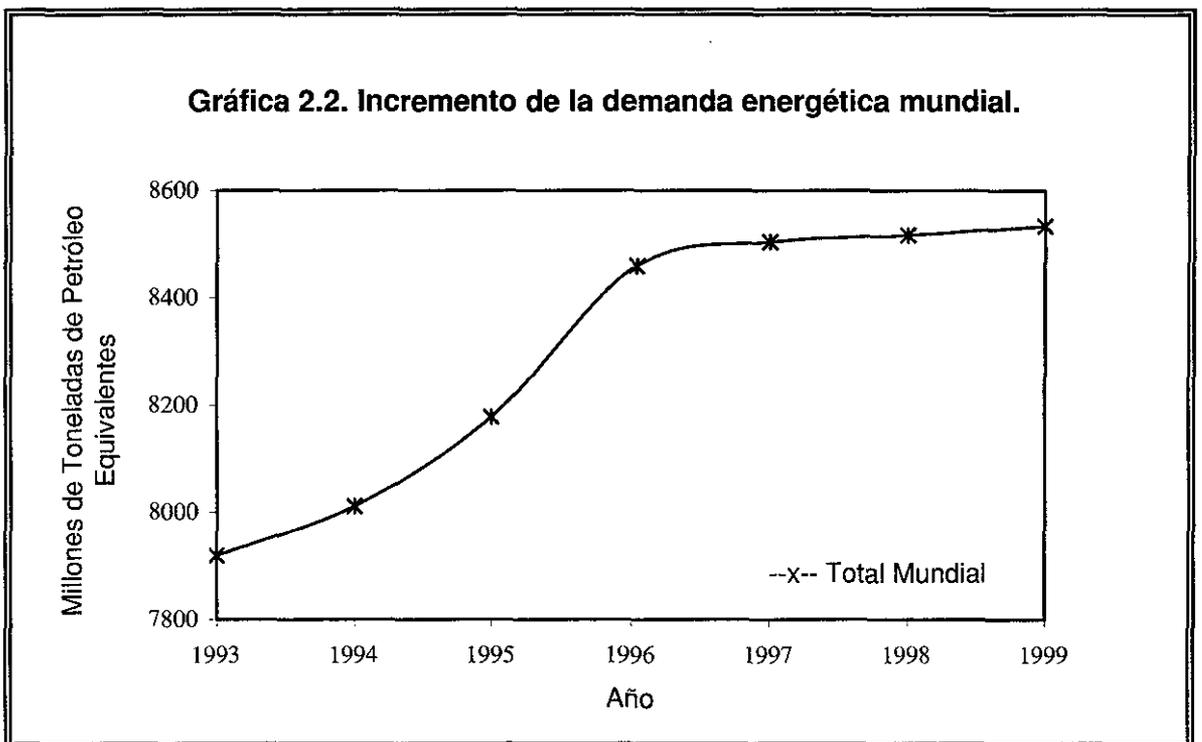
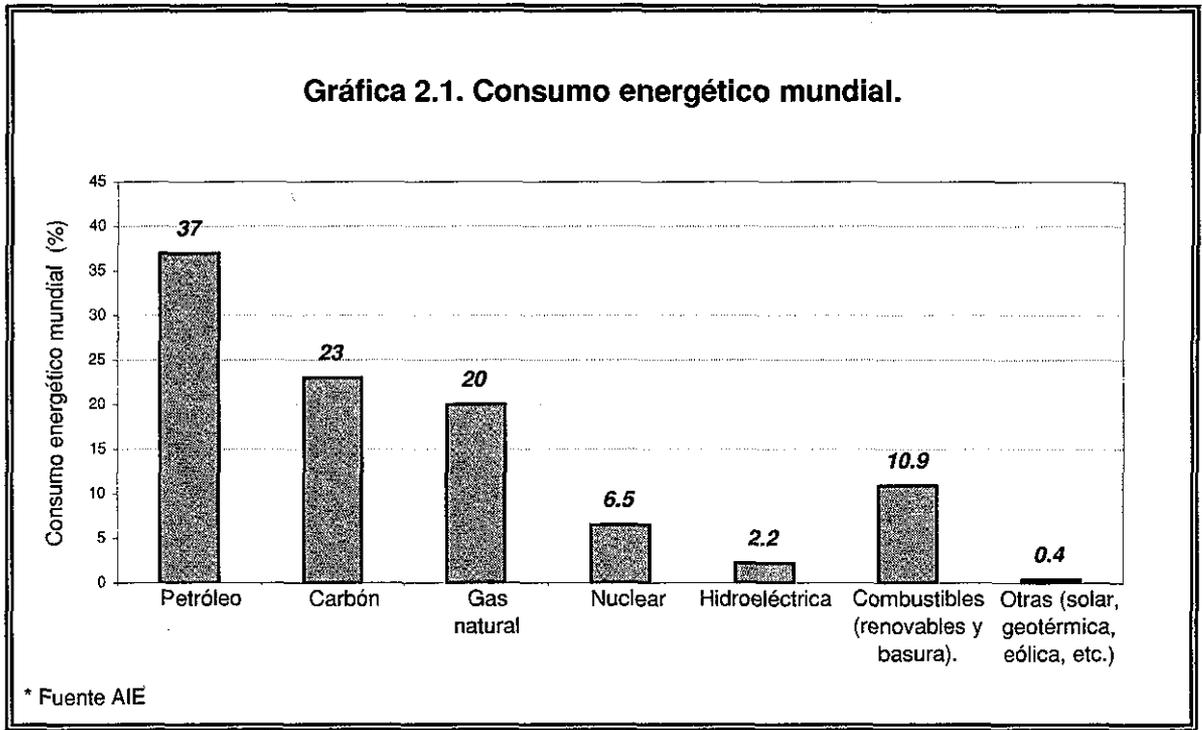
La mayor parte de la energía del mundo se ha obtenido hasta ahora a partir de las reservas fósiles de carbón y petróleo, sin tomar en cuenta el daño causado por los efectos secundarios al medio ambiente. Aunado a los problemas de producción de energía, se tienen las bajas eficiencias de los equipos consumidores de la misma, empeorando más la situación.

Desde 1975 hasta 1990 los consumos de energía crecieron un 40%. El Petróleo encabeza la lista con un 37% del total, seguido por el carbón con un 23% y el gas natural con un 20%, es decir que el 80% de la energía que consumimos proviene de los combustibles fósiles, como se muestra en la gráfica 2.1 y solamente el 13% se lo llevan las energías renovables.

Por lo cual los combustibles fósiles son los responsables de más del 80% del dióxido de carbono que se emite cada año a la atmósfera, culpables del efecto invernadero y por tanto del calentamiento global del planeta. La Agencia Internacional de la Energía (AIE, 2000), estima que el consumo de energía y las emisiones de CO<sub>2</sub> aumentarán para el 2010 casi un 50% con respecto a los niveles de 1993.

La demanda mundial de energía se incrementa constantemente, como lo muestra la gráfica 2.2, resaltando que el uso energético de los países industrializados es

muy alto comparado con los que están en vías de desarrollo, aun cuando el crecimiento de éstos es rápido. Así las naciones desarrolladas con menos del 20% de la población mundial consumen cerca del 70% de la energía del mundo.



TESIS CON  
 FALTA DE CUIDADO

Lo anterior es de gran preocupación, ya que como se sabe los hidrocarburos no son inagotables y según algunas fuentes puede durar entre 40 y 50 años (WEO, 1994). Además el aspecto ambiental juega un papel importante, debido a que numerosas ciudades del mundo presentan graves problemas de contaminación, trayendo con esto problemas de salud entre sus habitantes. Pese a lo anterior, muchos países no llevan a cabo políticas para concientizar al consumidor acerca del uso apropiado de la energía, ni tampoco el de eficientar los procesos industriales promoviendo el ahorro y uso eficiente de energía, ni para diversificar el uso de fuentes de energía mediante el empleo de fuentes alternas.

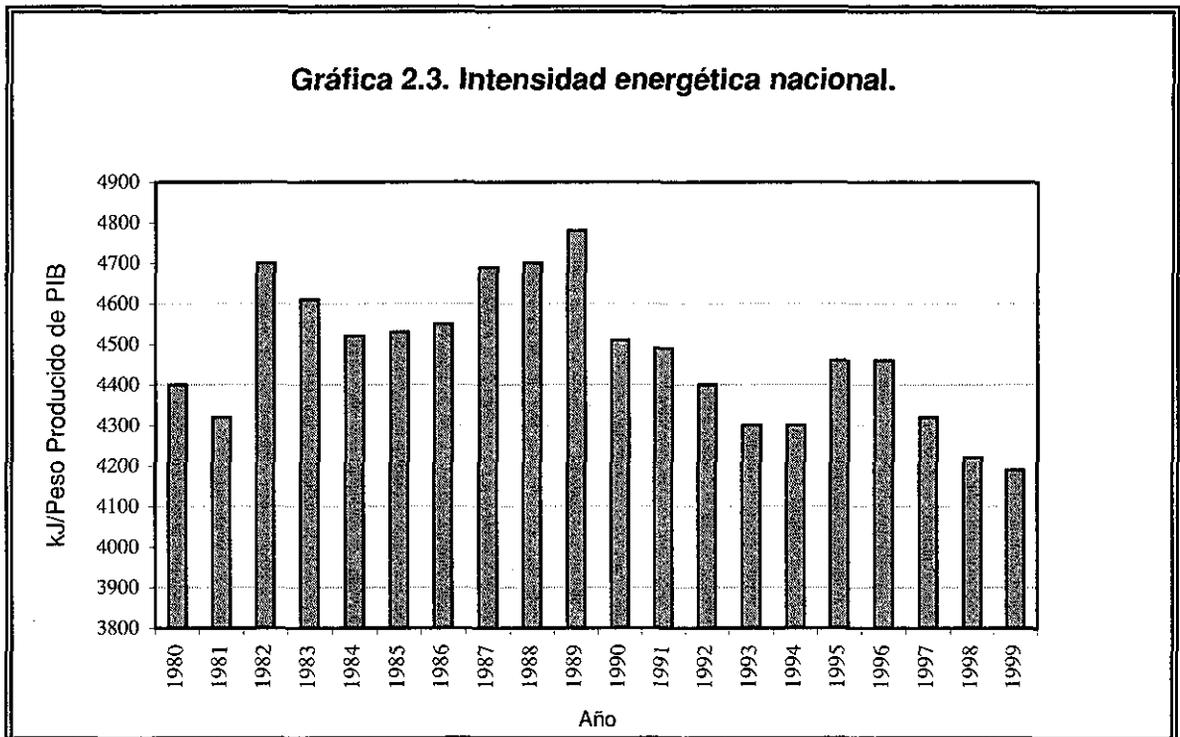
Afortunadamente algunos países (principalmente desarrollados) están comenzando a implantar políticas para la diversificación de las fuentes energéticas renovables y disminuir la contaminación ambiental, y es de esperarse que este interés sea tomado por otros países a corto plazo.

Ahora el consumo de energía se debe planear, tomando en cuenta nuevas medidas de manejo, recuperación y conservación, junto con las fuentes de energía renovables, como la energía solar, biomasa, eólica, geotérmica, maremotriz, etc., para evitar una escasez en el futuro.

### **2.1.2. Situación energética nacional.**

Es conveniente comentar que el potencial económico de un país depende de sus recursos energéticos (Carless, 1995), en nuestro país poco más del 85% de los energéticos provienen de recursos naturales no renovables, principalmente hidrocarburos y carbón, debido en gran parte a que México tiene grandes reservas de hidrocarburos, estimadas a finales de 1993 en 7100 millones de toneladas de crudo, 2000 millares de metros cúbicos de gas natural y 1720 millones de toneladas de carbón. La relación entre las reservas y la actual producción son estimadas en 46.4 años para el petróleo crudo, 72.4 para el gas natural y 143 para el carbón.

En la gráfica 2.3, se muestra el índice de intensidad energética que refleja el patrón de consumo de energía nacional comparado con el Producto Interno Bruto (PIB) nacional anual. Es decir, se muestra la cantidad de energía (kJ) que se consumió en México por cada peso de PIB, expresado en pesos constantes de 1993.



Desde el punto de vista ambiental México comienza a tener serios problemas con contaminantes, como  $\text{CO}_2$  y  $\text{CH}_4$  que son compuestos que favorecen el efecto invernadero y  $\text{SO}_2$  y  $\text{NO}_2$  que son las sustancias que ocasionan la lluvia ácida. Debido a esto, México está obligado a buscar alternativas que permitan contribuir en la preservación de sus recursos naturales, entre las que se puede encontrar el aprovechamiento de fuentes renovables de energía, así como el desarrollo de tecnologías más eficientes que permitan satisfacer las demandas presentes y futuras del país.

## 2.2. Ciclos de refrigeración por absorción.

Los sistemas de refrigeración por absorción operan bajo el principio de absorción de vapores a baja presión y evaporación de líquidos a alta y baja presión, funcionan con energía calorífica y utilizan mezclas líquidas de refrigerante-absorbente, donde la sustancia que absorbe energía del medio es el refrigerante, el cual es absorbido y liberado por la otra sustancia afín llamada absorbente, que puede ser un sólido o un líquido (Best, 1993).

Las mezclas de refrigerante absorbente de uso común en los sistemas de refrigeración por absorción son dos, la más antigua de ellas es la de amoníaco-agua, en donde el refrigerante es el amoníaco y el agua es el absorbente; la otra

combinación es agua-bromuro de litio, en donde el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente. La primera mezcla es utilizada en refrigeración y la segunda en aire acondicionado.

En un sistema de refrigeración continuo de absorción, a la mezcla se le suministra la energía térmica  $Q_{GE}$  en el generador, a la bomba se le suministra un trabajo  $W_B$  y el cuerpo o espacio enfriado le cede energía térmica  $Q_{EV}$  al evaporador. El sistema cede la energía térmica  $Q_{AB}$  en el absorbedor y la energía térmica  $Q_{CO}$  en el condensador, teniéndose el balance de energía del sistema con base en la primera ley de la termodinámica que se expresa como:

$$Q_{GE} + Q_{EV} + W_B = Q_{AB} + Q_{CO} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

La eficiencia de un sistema de absorción es medida por el coeficiente de operación COP, que es la relación entre la energía térmica suministrada en el evaporador y la energía suministrada al sistema, quedando como:

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_B} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

A continuación se explica en forma detallada el funcionamiento de los sistemas de refrigeración continuo por absorción de una etapa, y de absorción avanzado GAX del Centro de Investigación en Energía de la UNAM.

### **2.2.1. Descripción del sistema de refrigeración por absorción del CIE-UNAM.**

El ciclo de refrigeración continuo por absorción de una etapa consta de los siguientes componentes: un generador, un rectificador y un condensador que se encuentran en la zona de alta presión, un absorbedor y un evaporador que se encuentran en la zona de baja presión, además de una bomba y dos válvulas de expansión, como se muestra en la figura 2.1. El intercambiador de calor de la solución (economizador) y el subenfriador de líquido (preenfriador) no son esenciales para la operación del ciclo, pero permiten ahorrar energía haciendo más eficiente el funcionamiento del sistema, y aumentando el coeficiente de operación (COP).

La unidad de absorción de una etapa del CIE-UNAM (Best y Hernández, 1991) es un prototipo experimental que está diseñado para producir 100 kg de hielo al día en 8 horas de operación y se muestra en la figura 2.2.

### 2.2.2. Descripción Operativa.

El ciclo de absorción utiliza la mezcla amoníaco-agua, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua es el absorbente. Para explicar la operación se utiliza la figura 2.1. comenzando con el vapor que sale del generador en el (estado 7), que es vapor de amoníaco con pequeñas cantidades de agua, saturado y seco a la presión mayor. El agua contenida en el vapor de amoníaco es separada por condensación en el rectificador y es reciclada al generador. Por su parte el vapor de amoníaco libre de agua es licuado en el condensador y sale como líquido saturado (estado 8); luego, antes de pasar por la válvula de expansión del refrigerante, es subenfriado en el preenfriador para aumentar su efecto frigorífico en el evaporador (estado 9). Al pasar por la válvula de estrangulamiento la presión se reduce, saliendo en el (estado 10). El amoníaco (refrigerante) pasa luego por el evaporador, absorbiendo calor del medio a enfriar, para salir en forma de vapor saturado en el (estado 11). Este vapor frío antes de entrar al absorbedor enfría al amoníaco líquido que proviene del condensador en el preenfriador y sale en el (estado 12), ya en el absorbedor el vapor se pone en contacto con una solución acuosa caliente proveniente del generador, para ser condensado y absorbido. Como el calor de reacción es positivo en el caso del amoníaco, se coloca un intercambiador de calor en el absorbedor con el fin de enfriar dicha solución caliente, mejorando así la capacidad de absorción al retirar la entalpía de condensación y el calor de reacción.

La solución acuosa (solución concentrada) con un alto porcentaje de amoníaco, sale del absorbedor (estado 1) y entra a la bomba de donde sale a la presión alta del sistema (estado 2). La solución fría a alta presión entra al economizador donde es precalentada por la solución caliente proveniente del generador, y una vez precalentada, entra al generador donde se agrega calor para extraer el amoníaco de la solución, de este último sale en forma de vapor saturado ( estado 7). Parte del líquido caliente que ahora presenta un bajo porcentaje de amoníaco (solución diluida), sale del generador (estado 4) y, antes de reducir su presión pasando por la válvula de expansión de la solución, es preenfriada en el economizador, saliendo en el (estado 5), después reduce su presión al (estado 6). La solución acuosa preenfriada entra posteriormente al absorbedor, completándose el ciclo.

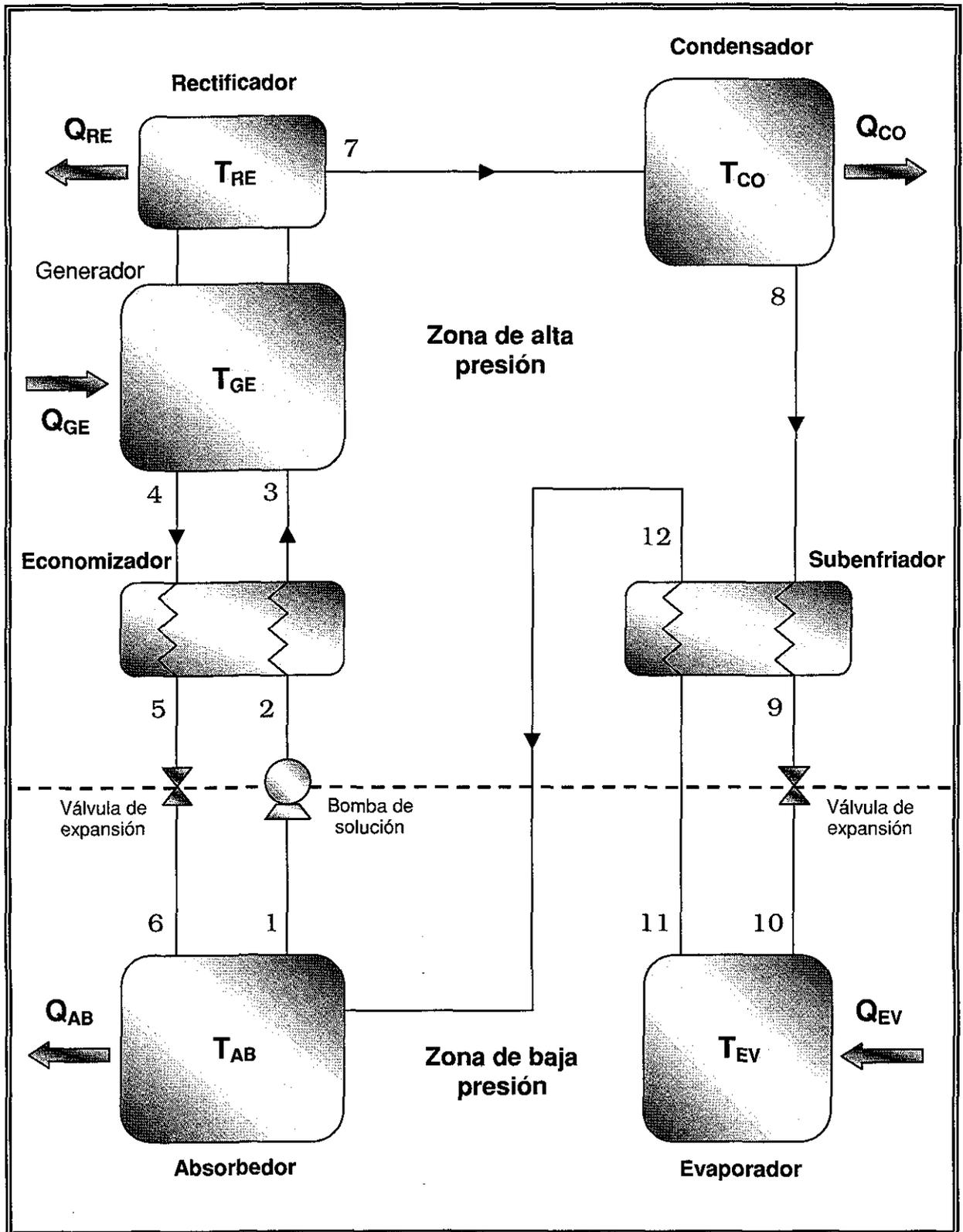


Figura 2.1. Ciclo continuo de refrigeración por absorción amoniaco/agua.

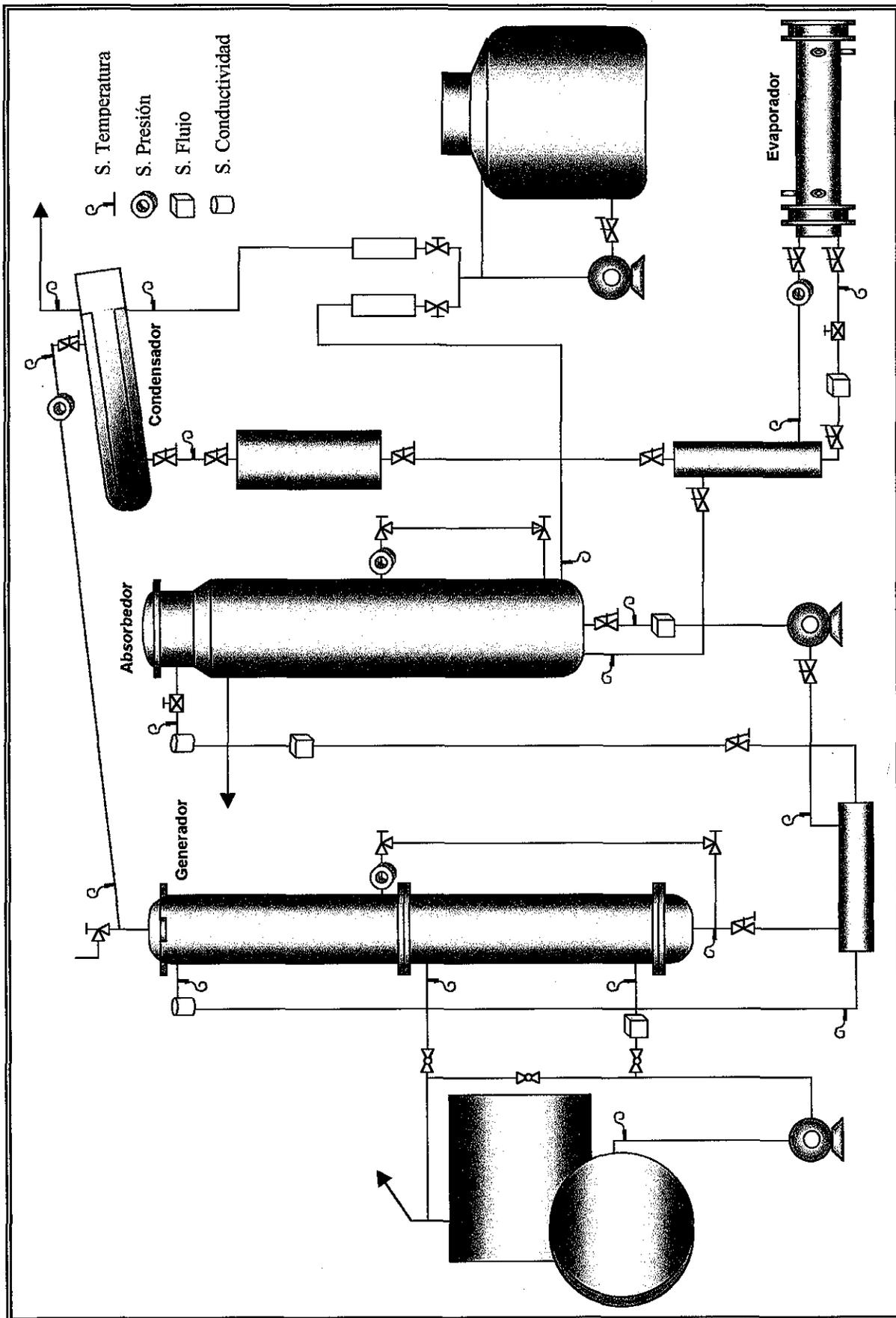


Figura 2.2. Ciclo continuo de refrigeración por absorción amoníaco/agua de una etapa del CIE-UNAM

### **2.2.3. Descripción del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX, del CIE-UNAM.**

El sistema de absorción avanzado GAX del CIE-UNAM, está diseñado para el acondicionamiento de espacios y es mostrado esquemáticamente en la figura 2.3. Esta unidad utiliza como fluidos de trabajo amoníaco-agua, tiene una capacidad de 10.6 kW, (3 toneladas) de enfriamiento (Velázquez y Best, 2000) y esta compuesta por seis equipos principales que son: Generador, rectificador, condensador, preenfriador, evaporador, absorbedor, dos válvulas de expansión y una bomba de solución. El rectificador esta incorporado al generador formando la columna Generador–rectificador y la sección más fría del generador (GAX-generador) se integra al absorbedor para formar la columna Absorbedor-GAX. Al integrar el GAX-generador al absorbedor, se elimina la bomba, el circuito de tuberías y el sistema de control del fluido de transferencia de calor externo.

El generador y absorbedor son divididos en secciones, para obtener una mayor integración energética interna y de esta manera disminuir los requerimientos de calentamiento externo en el generador y las necesidades de servicios de enfriamiento externo en el absorbedor.

Se propone una configuración del sistema de absorción, que permite la incorporación de una fuente de energía híbrida gas natural-solar. Las fuentes de energía como no están intermezcladas pueden manejarse en forma independiente. El sistema además utiliza aire como medio de enfriamiento del absorbedor, condensador y rectificador.

La principal característica de un ciclo de absorción GAX (Carmody y Shelton, 1993), es que la gran diferencia de concentración entre la solución débil y la solución fuerte, trae asociada un traslape parcial de los intervalos de temperatura del absorbedor y generador, lo cual significa que la sección del absorbedor con temperatura más alta, puede calentar a la sección del generador con temperatura más baja. Con lo anterior se reduce la cantidad de calor externo de alta temperatura requerido para operar el ciclo.

El proceso de precalentamiento y preenfriamiento de la solución fuerte y débil respectivamente se realiza de la siguiente forma: Al salir la solución fría del absorbedor es de nuevo introducida a la parte media del mismo absorbedor para que a través de la pared de las tuberías aletadas reciba el calor de absorción de esta sección del absorbedor y se precaliente antes de entrar al generador. Por su parte la solución caliente que sale del generador, es de nuevo introducida a la sección media del mismo generador donde a través de la pared de los tubos aletados cederá calor a la solución, enfriándose antes de entrar al absorbedor. En consecuencia se requerirá menos servicios de enfriamiento y calentamiento externo del sistema.

#### 2.2.4. Descripción Operativa.

Para explicar el funcionamiento del sistema de absorción avanzado GAX, utilizaremos la figura 2.3. El vapor de refrigerante que sale del rectificador en el (estado 15), es vapor de amoníaco con alta pureza, saturado y seco a la presión alta del sistema. El refrigerante al ser enfriado en el condensador se licúa y sale como líquido saturado (estado 16); Luego es subenfriado en el preenfriador (estado 17) y posteriormente pasa a un proceso de expansión en una válvula de estrangulamiento, donde la presión es reducida, dando como resultado un fluido frío en dos fases (mezcla vapor líquido), (estado 18). El refrigerante entra al evaporador, donde al recibir calor del agua a enfriar, termina de convertirse en vapor, produciendo el efecto frigorífico deseado y sale en forma de vapor saturado o recalentado en el (estado 21) o en algunos casos con un poco de líquido, este líquido que es en mayor proporción agua, es terminado de evaporar en el preenfriador, saliendo en el (estado 22). El vapor entra luego a la columna absorbedor-GAX por la parte inferior, donde es condensado y absorbido en tres diferentes etapas por medio de una solución acuosa caliente. La reacción de disolución del amoníaco es exotérmica, de modo que se debe colocar equipos con intercambio de calor en el absorbedor con el fin de enfriar dicha solución caliente, mejorando así su capacidad de absorción al retirar la entalpía de condensación y el calor de reacción. Lo anterior se logra por medio de aire de enfriamiento y la utilización de la misma solución fría que deja el absorbedor, como se puede observar en la figura 2.3.

La solución acuosa con alto porcentaje de amoníaco (solución concentrada), sale de la columna absorbedor-GAX en el (estado 23) y entra en la bomba, de donde sale a la presión alta del sistema, (estado 24). Luego es introducida de nuevo a la sección media de la columna (AHX), donde enfría o recibe calor del absorbedor, saliendo en el (estado 28), posteriormente entra en la parte más caliente del absorbedor (sección GAX), en donde al recibir calor de absorción de alta calidad, alcanza el punto de saturación e inicia el proceso de cambio de fase (liberación de amoníaco), y sale en el (estado 7), como una mezcla vapor-líquido.

La mezcla de dos fases a alta presión, entra en la cámara de separación de la columna generador-rectificador, en donde la parte líquida (fase líquida) se incorpora al vapor condensado proveniente del rectificador (estado 11) y entran al generador en el (estado 10), en donde se le agrega calor para terminar de extraer el amoníaco de la solución. El líquido caliente con un bajo porcentaje de amoníaco (solución diluida), sale por el fondo de la columna generador-rectificador en el (estado 1), Posteriormente la solución caliente se introduce de nuevo a la columna para que caliente la sección GHX del generador, saliendo en el (estado 6), luego reduce su presión al pasar por la válvula de expansión de la solución, para salir en el (estado 31). La solución acuosa todavía caliente entra a la columna absorbedor-GAX por la parte superior, en donde se pone en contacto en contra corriente con

el vapor de amoníaco a absorber. En el generador, la liberación del amoníaco en forma de vapor se realiza en tres etapas y sale del generador en el (estado 12), pasando a la cámara de separación en donde se une con la fase vapor proveniente de la columna absorbedor-GAX, resultando el (estado 13). La corriente de vapor ascendente, sale de la cámara de separación y entra al rectificador en donde se le retira calor y como se trata de un vapor saturado, se condensa en mayor proporción el componente más pesado (agua), de esta forma se realiza la purificación o rectificación del flujo de vapor, saliendo después (estado 15) amoníaco de alta pureza, completando la operación del ciclo.

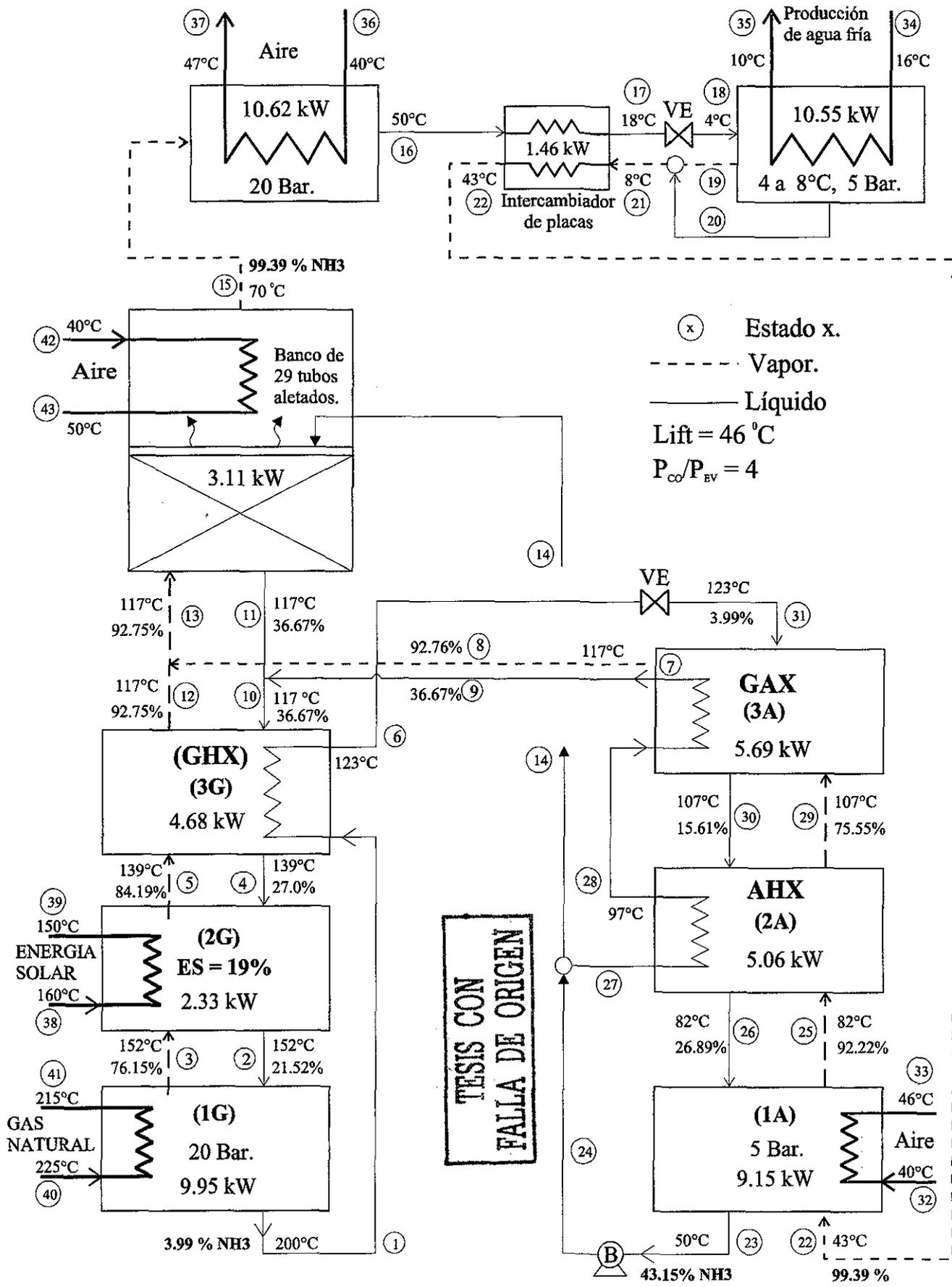


Figura 2.3. Diagrama del ciclo de absorción avanzado GAX (Velázquez y Best, 2000).

Los resultados teóricos obtenidos del ciclo de absorción avanzado GAX, (Velázquez y Best, 2000) del CIE-UNAM, se muestran en la tabla 2.1. Estos resultados serán los datos que se emplearán en el capítulo IV de este trabajo, para la simulación y diseño del condensador y evaporador del sistema. Los resultados fueron establecidos para condiciones de diseño del aire de enfriamiento a 40°C y 24% de humedad relativa.

**Tabla 2.1. Condiciones de operación del sistema de absorción GAX, (Velázquez y Best, 2000)**

Descripción	Valor	Unidades
<b>CONCENTRACIÓN DE AMONIACO</b>		
Refrigerante. (15)	99.39	%
<b>PRESIÓN</b>		
Presión del condensador.	2.0 (20.0)	MPa (bar)
Presión del evaporador.	0.5 (5.0)	MPa (bar)
<b>FLUJO MÁSIICO</b>		
Refrigerante. (15)	0.5558	kg/min.
Aire de enfr, condensador.	84.59	m <sup>3</sup> /min.
<b>PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA</b>		
-Temperatura de entrada al evaporador. (34)	16	°C
-Temperatura de salida del evaporador. (35)	10	°C
-Flujo másico. (34)	25.21	kg/min.
<b>TEMPERATURA DE LAS PRINCIPALES CORRIENTES</b>		
-Temperatura a la salida del generador-rectificador (15)	70	°C
-Temperatura a la salida de la válvula de expansión. (18)	4	°C
<b>INDICADORES DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO</b>		
COP de enfriamiento	0.86	Adim.
COP de calentamiento.	1.86	Adim.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## 2.3. La energía Solar

Dentro de las fuentes renovables de energía, la solar puede considerarse como una buena opción, si se consideran los aspectos de precio, reservas o disponibilidad, calidad ecológica, tecnología, mantenimiento, fácil manejo, requerimientos de espacio, transporte y distribución, teniendo como principal desventaja, el costo del equipo de captación (inversión inicial).

En México existen regiones áridas y semiáridas principalmente en la zona norte del país donde la demanda de servicios de refrigeración y aire acondicionado es alta y los niveles de insolación son también altos, lo cual nos lleva a considerar la posibilidad de utilizar energía solar para la producción de refrigeración y aire acondicionado para satisfacer la demanda de estos servicios.

### 2.3.1. Potencial de los sistemas de refrigeración solar.

Se denomina refrigeración solar a aquellos ciclos termodinámicos, cuya energía de operación proviene de la conversión térmica y eléctrica de la energía solar. La energía térmica de origen solar se obtiene a través de dispositivos conversores llamados colectores solares térmicos, los cuales se muestran en la figura 2.4 y su aplicación depende de los niveles de temperatura requeridos.

Dentro de las aplicaciones de la energía solar, la producción y mantenimiento de bajas temperaturas presentan una gran diversidad de metodologías, cuya selección está basada en factores asociados a la potencia de calentamiento en el caso de conversión fototérmica y a la potencia eléctrica en el caso de la conversión fotovoltaica, así como a los niveles de temperatura, eficiencia termodinámica del ciclo de refrigeración, selección de los fluidos de trabajo, modos de operación del equipo de enfriamiento, entre otros. Diversos sistemas de refrigeración apoyados con energía solar han sido propuestos y otros están en desarrollo, como son: sistemas de absorción líquido/vapor y sólido/vapor, sistemas por adsorción, sistemas por compresión Rankine/vapor; sistemas de compresión de vapor auxiliado con energía fotovoltaica. La viabilidad técnica de muchos de estos sistemas ha sido probada pero no se justifican económicamente, excepto aisladamente en algún sistema bajo condiciones muy particulares, por ejemplo en comunidades rurales alejada de las fuentes convencionales de energía. De acuerdo a un estudio realizado (Best y Pilatowsky, 1998), se identificaron 19 posibles tecnologías aplicables para la refrigeración solar. Las tecnologías de captación solar que se consideraron relevantes fueron las siguientes:

- Colectores de placa plana.
- Colectores de tubos evacuados.
- Colectores concentradores estacionarios, como los CPC.
- Colectores concentradores tipo discos.
- Concentradores con línea focal (parabólicos).
- Estanques solares.
- Sistemas fotovoltaicos.

		TIPOS DE COLECTORES		RELACIÓN DE CONCENTRACIÓN PARA INSOLACIÓN DIRECTA "C"	INTERVALO DE TEMPERATURA OBTENIDA T(°C)	APLICACIONES		
		NOMBRE	DIAGRAMA ESQUEMÁTICO					
ESTACIONARIO		Estanque solar no convectivo		Absorbedor de placa	$C \leq 1$	$27 < T < 87$	Generación de energía y procesos de calentamiento	
		Absorbedor de placa plana			$C \leq 1$	$27 < T < 90$	Calentamiento de agua/aire, enfriamiento solar, etc.	
		Absorbedor invertido, reflector parabólico compuesto			$1 \leq C < 3$	$47 < T < 157$	Calentamiento de agua y de procesos, cocinas solares.	
		Tubos evacuados			$C \leq 1$	$47 < T < 187$	Calentamiento de agua y enfriamiento solar activo	
SEGUIDOR SOLAR	Un eje	Reflector parabólico compuesto		Absorbedor tubular	$1 \leq C < 5$	$67 < T < 237$	Calentamiento de procesos y generación de vapor	
		Reflector parabólico			$5 \leq C \leq 15$	$67 < T < 287$		
		Refractor Fresnel			$15 < C < 40$	$67 < T < 287$		
		Refractor cilíndrico			$10 < C < 40$	$67 < T < 267$		
	Dos ejes	Reflector de plato parabólico			$100 < C < 1000$	$67 < T < 927$	Generación de electricidad	Descontaminación
		Reflector de plato esférico			$100 < C < 300$	$67 < T < 727$		
		Campo de helióstatos			$100 < C < 1500$	$127 < T < 2727$		Procesamiento de materiales

TESIS CON  
FALTA DE ORIGEN

Figura 2.4. Principales tipos de colectores de energía solar.

Las tecnologías de sistemas de refrigeración solar que se consideraron fueron las siguientes:

- Compresión/ $\text{NH}_3$ .
- Compresión/CFC.
- Absorción  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ .
- Absorción  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ .
- Absorción/difusión.
- Absorción sólido/gas.
- Adsorción.
- Termoeléctricas.

Se espera por los expertos que para el año de 2005, de 18 a 19 tecnologías identificadas para refrigeración solar, lograrán un estado de introducción comercial (Best, 1993). Solamente la tecnología de absorción amoníaco/agua operando con colectores de placa plana, ha logrado una introducción comercial en el año 2000. Es difícil predecir la fecha para cuando las tecnologías solares alcanzaran su madurez. El problema no es solamente técnico, sino que hay que incorporar aspectos económicos, sociales y ambientales.

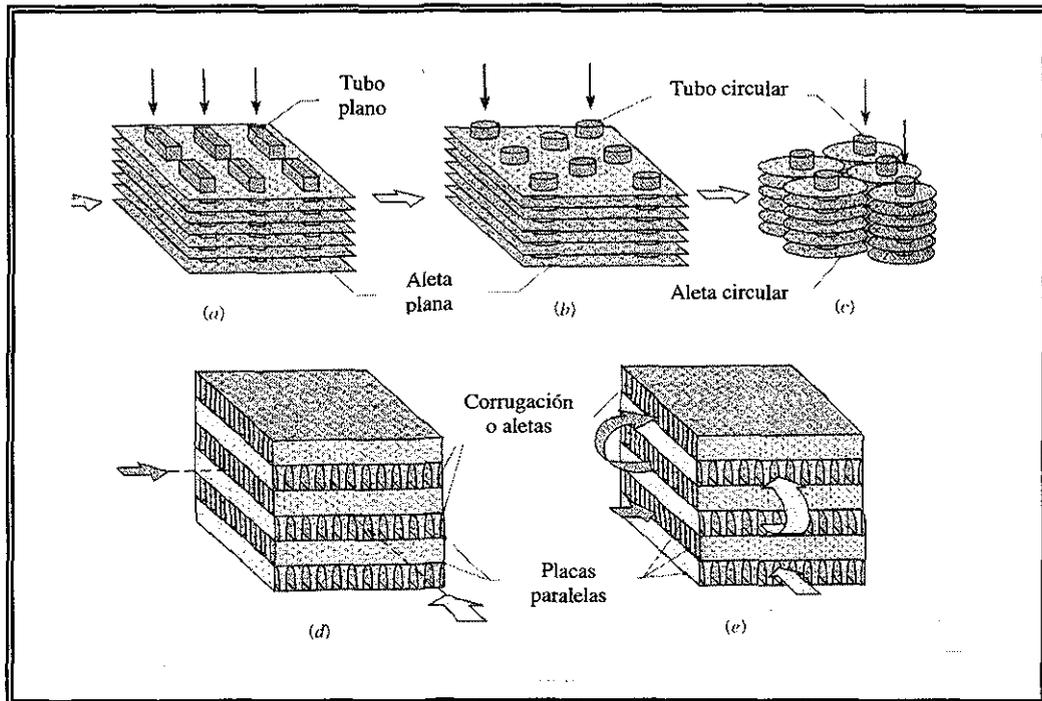
Las investigaciones sobre los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que utilizan energía solar, han sido desarrolladas en México por las Universidades y los Institutos de Investigación, donde los esfuerzos están enfocados al desarrollo nuevos ciclos de absorción y de equipos de transferencia de calor más eficientes.

#### **2.4. Avances tecnológicos en procesos de intercambio de calor.**

En los últimos años se ha logrado un avance considerable en la tecnología del intercambio de calor (Incropera y DeWitt, 1996). La nueva tecnología utiliza tuberías manufacturadas con materiales que poseen características tales como una mayor conductividad térmica, además se tiene el cuidado de que los tubos cuenten con superficies internas y externas modificadas que favorezcan de forma importante el intercambio de calor (Kang y Chen, 1996). Estas modificaciones son hechas a través de un maquinado que produce estrías o corrugaciones, lo que en principio mejora los coeficientes individuales de transferencia de calor y por lo tanto provoca coeficientes globales de transferencia de calor más grandes. Esto último tiene como una consecuencia directa favorecer la construcción de equipos de transferencia de calor mucho más compactos.

Los intercambiadores compactos son una excelente alternativa, para incrementar la eficiencia de las bombas de calor, sistemas de refrigeración y de acondicionamiento de aire, con recuperación de calor, donde se presentan

gradientes de temperaturas pequeños, condiciones a las cuales los intercambiadores de coraza y tubos tradicionales no pueden operar. Los intercambiadores compactos son considerablemente más pequeños, con densidades de área de superficie de más de  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , relación muchas veces mayor que la de los intercambiadores de coraza y tubo comúnmente utilizados. La figura 2.5. muestra algunas configuraciones de intercambiadores de calor compactos.



**Figura 2.5. Diferentes tipos de intercambiadores de calor con superficies extendidas. a) tubos planos aleta lisa continua. b) tubos circulares y aleta lisa continua. c) tubos circulares con aleta anular. d) aleta corrugada paso simple. e) aleta corrugada multipaso (Incropera, 1996).**

Cada vez es más frecuente ver intercambiadores compactos en plantas de procesos, pero. Al contrario de los intercambiadores de tubos y coraza, que cuentan con estándares internacionales a través de la norma TEMA, (Tubular Exchangers Manufacturers Association, Inc.), los intercambiadores compactos son poco definidos y se presentan en muchas configuraciones: intercambiadores de platos, espiral, de tubos y aletas, regeneradores y muy recientemente los de circuito impreso. Sin embargo, se tiene poca información para el diseño, en la literatura abierta y también poca experiencia en la operación en aplicaciones específicas.

En la industria de las bombas de calor para refrigeración y aire acondicionado, los intercambiadores se utilizan como evaporadores y condensadores y usualmente son del tipo tubo-aleta cuando uno de los fluidos de intercambio es aire y de coraza y tubos cuando uno de los fluidos es agua. Es común ahora tratar de reducir el tamaño de los intercambiadores de coraza y tubos introduciendo tubería con superficies aletadas externas y algún tipo de acabado interno, lo que permite incrementar los coeficientes de transferencia de calor.

En los proyectos desarrollados en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, del Centro de Investigación en Energía, se ha trabajado en el diseño de componentes de sistemas de refrigeración y bombas de calor, incorporando superficies avanzadas que permitan una reducción en el costo y tamaño de los sistemas, ya sea para evaporar o condensar fluidos puros o mezclas.

Una ventaja adicional de los intercambiadores compactos es que se reduce la masa mínima necesaria de refrigerante y por lo tanto posibilita la utilización de refrigerantes considerados peligrosos, como el amoniaco. Estos dos últimos aspectos son de mucha importancia en lo que respecta a los costos de producción, instalación, operación y mantenimiento.

- Los sistemas de refrigeración por absorción que emplean amoniaco como fluido de trabajo, por lo general trabajan a presiones relativamente altas obligando a emplear tuberías y placas de grueso calibre (cédula 80), lo que da como resultado equipos demasiado robustos y pesados que ocupan grandes espacios, comparados con los mismos equipos que emplean refrigerantes convencionales. En consecuencia la transportación e instalaciones de estos equipos se complica. Por tal motivo resulta muy atractivo diseñar y construir equipos compactos como una posible solución a la problemática planteada.
- Con la disminución del tamaño de los equipos de refrigeración que utilizan amoniaco como fluido de trabajo, se reduce en gran medida la cantidad necesaria de refrigerante en recirculación, en el tanque de almacenamiento y en el acumulador de líquido. Todo lo anterior, a su vez se traduce en una disminución de riesgos y costos.

Analizando lo anterior se decidió realizar el modelado, simulación y diseño de un condensador y un evaporador compacto, para emplearse en el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX del CIE-UNAM. En el diseño de estos equipos se contemplan aspectos de diseño novedosos como son: el uso del aluminio en la fabricación de los tubos y las aletas y la utilización de superficies extendidas.

## 2.5. Clasificación de los intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son dispositivos donde existe intercambio de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas, separados por una pared sólida. Aplicaciones específicas se pueden encontrar en acondicionamiento de espacios y refrigeración, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y en procesos químicos.

El costo de los intercambiadores es otro aspecto a considerar, ya que en algunos casos les corresponde más de la tercera parte de la inversión total del equipo, es por eso que los diseñadores de esta clase de equipos deben estar familiarizados con los diferentes aspectos, que permitan seleccionar el tipo de equipo más apropiado, eficiente y económico para cada aplicación particular. Los intercambiadores pueden ser clasificados de acuerdo a los siguientes criterios (Shah,1981).

### a) Recuperadores y regeneradores de calor.

### b) Procesos de transferencia.

- *Contacto directo*
- *Contacto indirecto*

### c) Geometría de construcción.

- *Tubos*
- *Placas*
- *Superficies extendidas*

### d) Mecanismos de transferencia de calor.

- *Una fase*
- *Dos fases*

### e) Arreglo del flujo.

- *Paralelo*
- *Contracorriente*
- *Cruzado.*

Estos cinco criterios de clasificación se muestran en la figura 2.6.

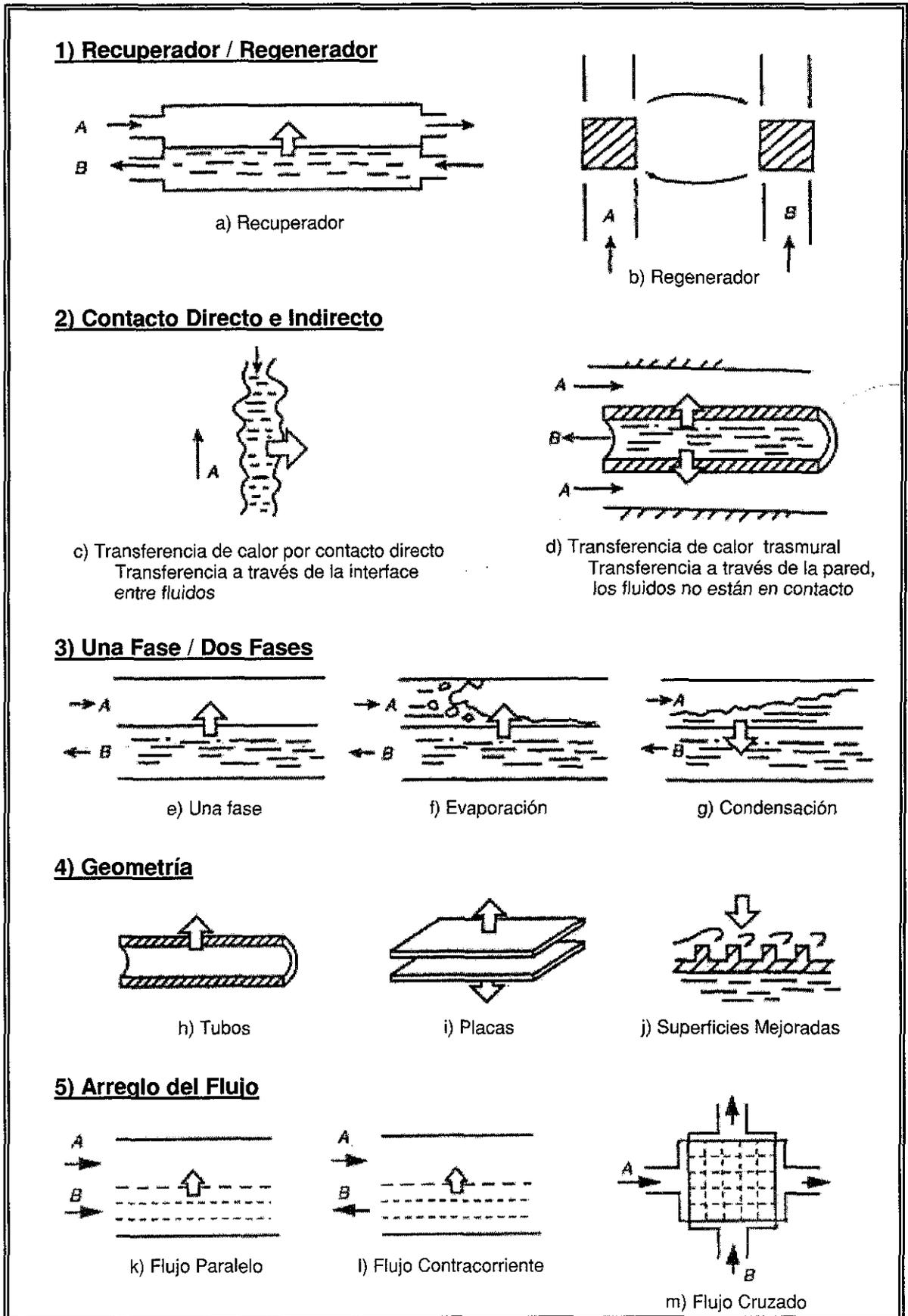


Figura 2.6. Clasificación de los intercambiadores de calor (Shah, 1981).

TESIS CON  
FALTA DE ORIGEN

## 2.6. Selección de los intercambiadores de calor.

La decisión más importante durante el diseño de intercambiadores de calor, es la selección del tipo de intercambiador que se utilizará para una aplicación determinada.

La selección de los intercambiadores de calor con cambio de fase (condensador y evaporador) a emplear en el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX, del CIE-UNAM se realizó considerando los siguientes aspectos.

- *Carga térmica.*
- *Presión y temperatura de operación.*
- *Naturaleza de los fluidos.*
- *Materiales de construcción.*

Que son los que generalmente se consideran para la selección de equipos de transferencia de calor (Shah,1981). Estos aspectos se fijaron en función de las características de operación que presenta el sistema de absorción avanzado GAX, que se describen en la tabla 2.1.

Así considerando los aspectos antes mencionados se decidió que el condensador sería de tubos lisos por la parte interna y aletas por la parte externa, como se muestra en la figura 2.7, los cuales son enfriados con aire que circula a flujo cruzado a través del banco de tubos. En tanto que el evaporador sería del tipo tubo y coraza, con tubos lisos por la parte interna y bajo aletado externo, como muestra en la figura 2.8.a, y tipo doble tubo con tubos lisos internamente y aletas longitudinales externas, como se muestra en la figura 2.8.b. Para todos los casos de condensadores y evaporadores estudiados en este trabajo el refrigerante amoníaco (con un pequeño porcentaje de agua) circula por la parte interna de los tubos.

Una vez realizada la simulación por primera y segunda ley de los condensadores y evaporadores, se hará una comparación entre los equipos que presenten las mejores características y se elegirá al condensador y evaporador más apropiado considerando los siguientes criterios:

- *Menor tamaño (compactos y ligeros).*
- *Mayor eficiencia (mayores coeficientes de transferencia de calor).*
- *Menores pérdidas por irreversibilidades (menor destrucción de exergía).*
- *Bajo costo (construcción, operación y mantenimiento)*
- *Que puedan ser construidos en México.*

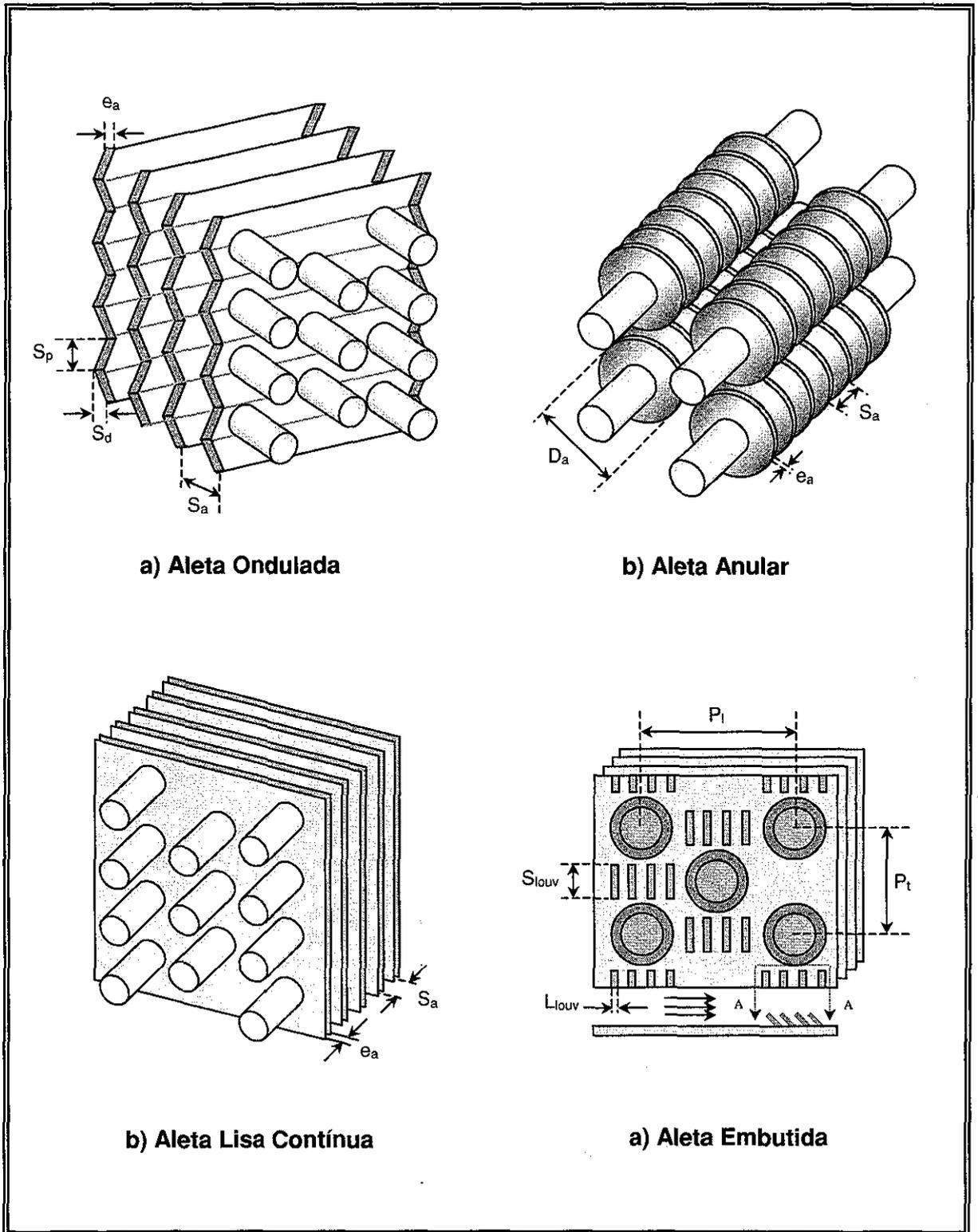


Figura 2.7. Condensadores de tubos y aletas enfriados con aire a flujo cruzado.

TESIS CON  
 FOLIO DE ANEXOS

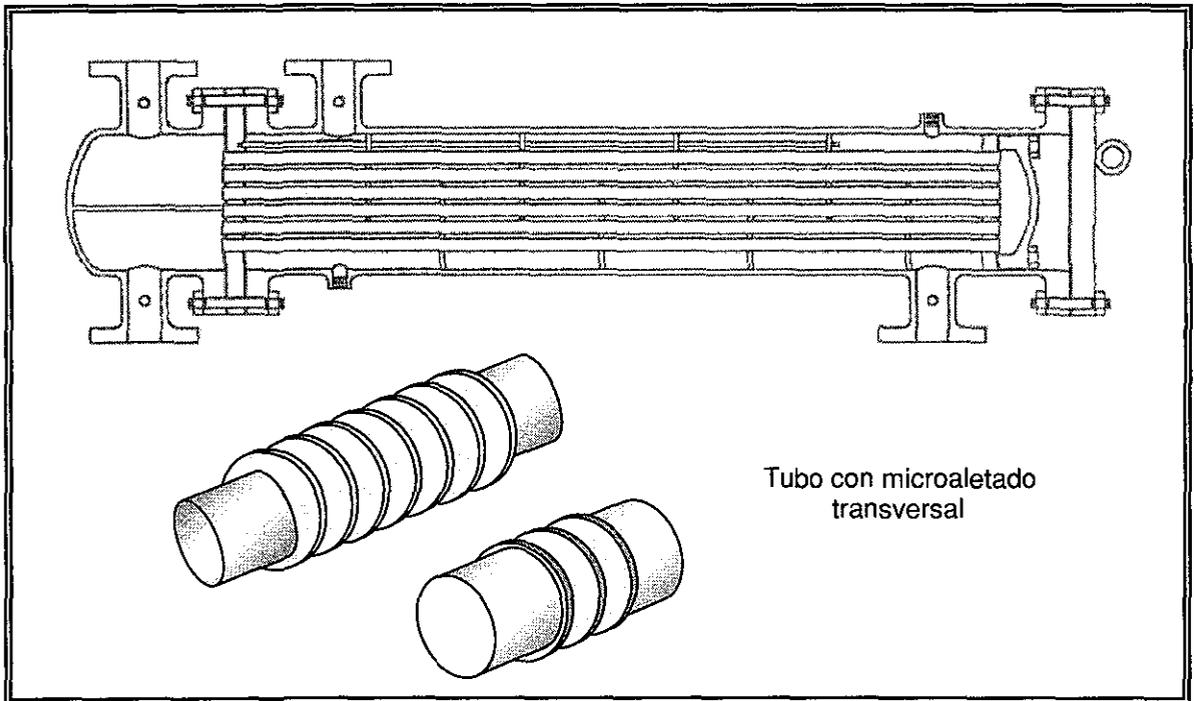


Figura 2.8.a. Evaporador de tubo y coraza, con tubos aletados externamente.

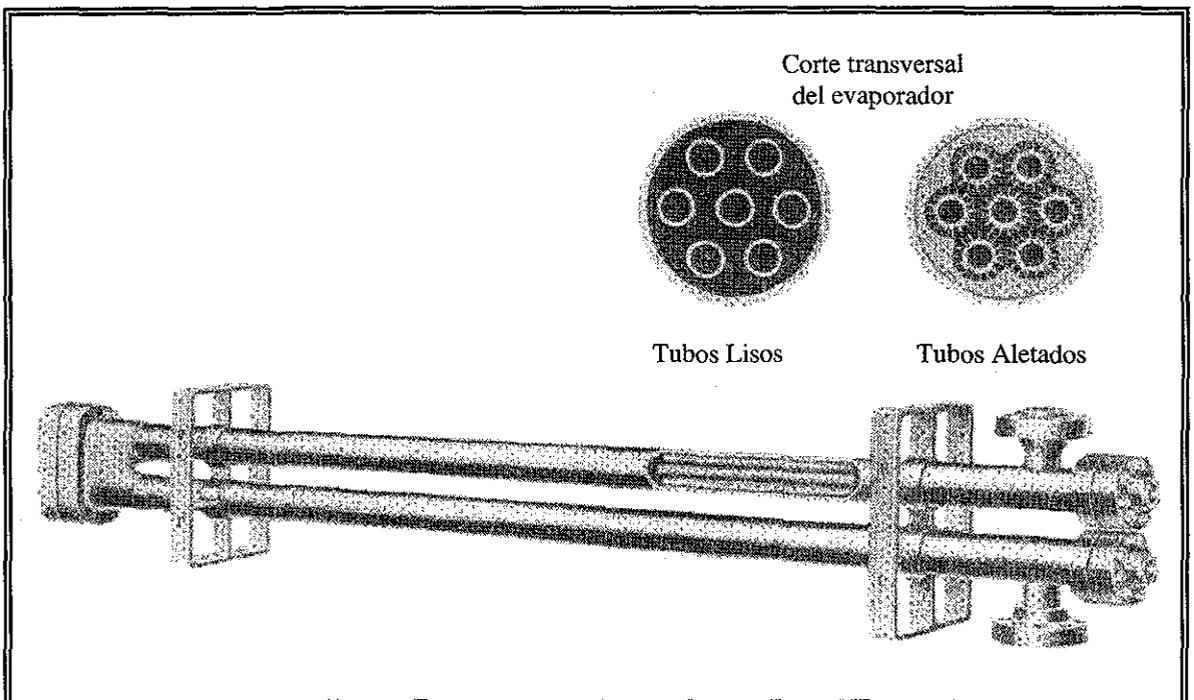


Figura 2.8.b. Evaporador de doble tubo, con multitubos aletados longitudinalmente.

TESIS CON  
 DATA DE ORIGEN

## **2.7. Flujo en dos fases.**

En muchos tipos de procesos como los de producción de energía y de refrigeración y aire acondicionado, se produce el cambio de vapor a líquido o viceversa dependiendo del equipo que se trate, estos cambios se producen por condensación o evaporación, por tanto es necesario conocer estos procesos con el propósito de diseñar los equipos de transferencia de calor más apropiados.

Flujo en dos fases es el nombre que se asigna a la interacción de dos fases (sólido, líquido, ó gas) influenciada por el movimiento de ambas.

Una característica importante del flujo bifásico es como las fases líquido y vapor se orientan. Esto es llamado estructura o patrón de flujo, una variedad de patrones de flujo pueden ocurrir dependiendo principalmente de la relación entre flujos másicos y las propiedades físicas de las dos fases, además de la geometría y orientación del canal. En este trabajo de tesis se hará referencia al flujo bifásico entre vapor y líquido en el interior de tubos.

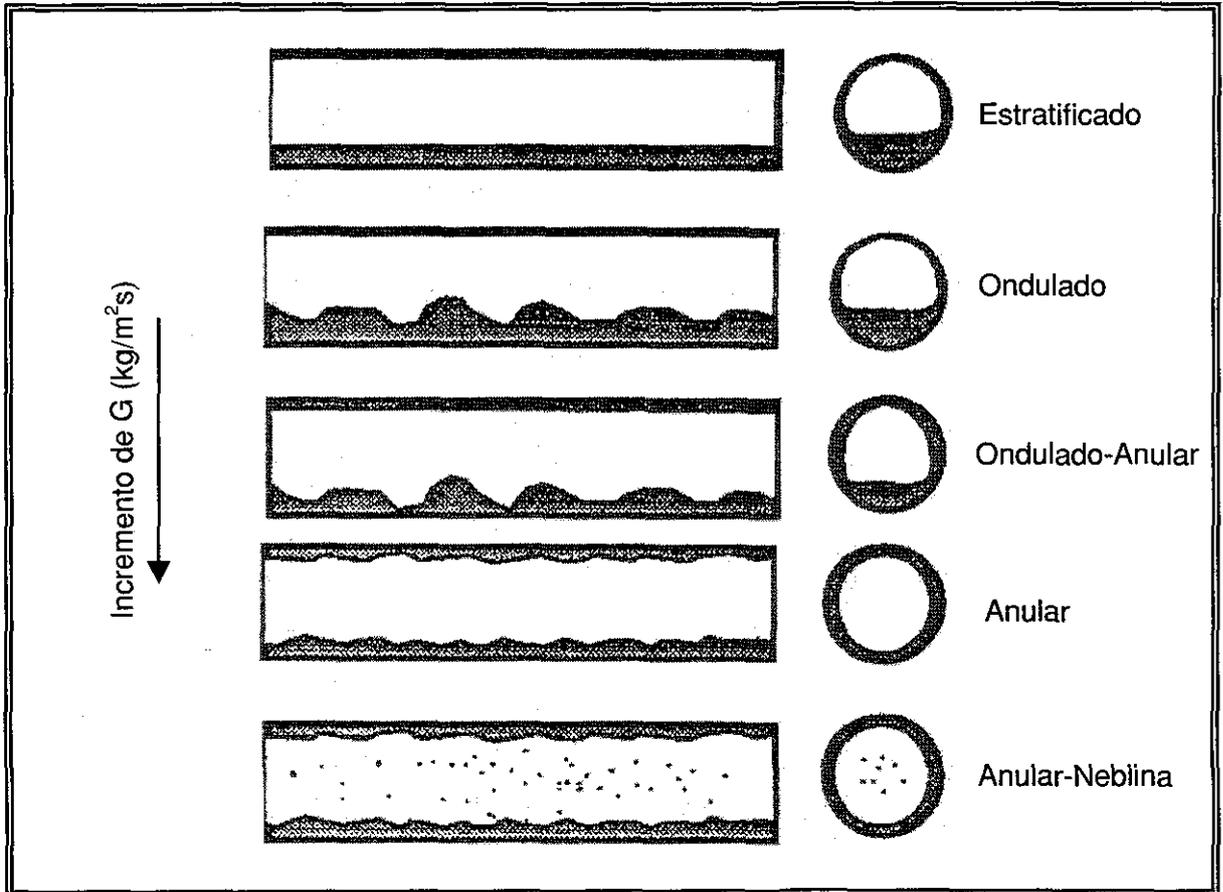
## **2.8. Fenómeno de condensación.**

La condensación se define como la extracción de calor en un sistema provocando el cambio de fase de vapor a líquido. El líquido o condensado producido en la condensación depende de las condiciones en que se lleve a cabo el proceso. Los mecanismos posibles son: condensación de gota, de película, de contacto directo y homogénea.

### **2.8.1. Patrones de flujo en condensación.**

Como se ha mencionado, durante el cambio de la fase vapor a líquido se presentan una variedad de patrones de flujo en el interior de tubos horizontales, estos patrones de flujo bifásico son distintos a los de evaporación, debido a que en la condensación la porción superior de los tubos permanece siempre mojada.

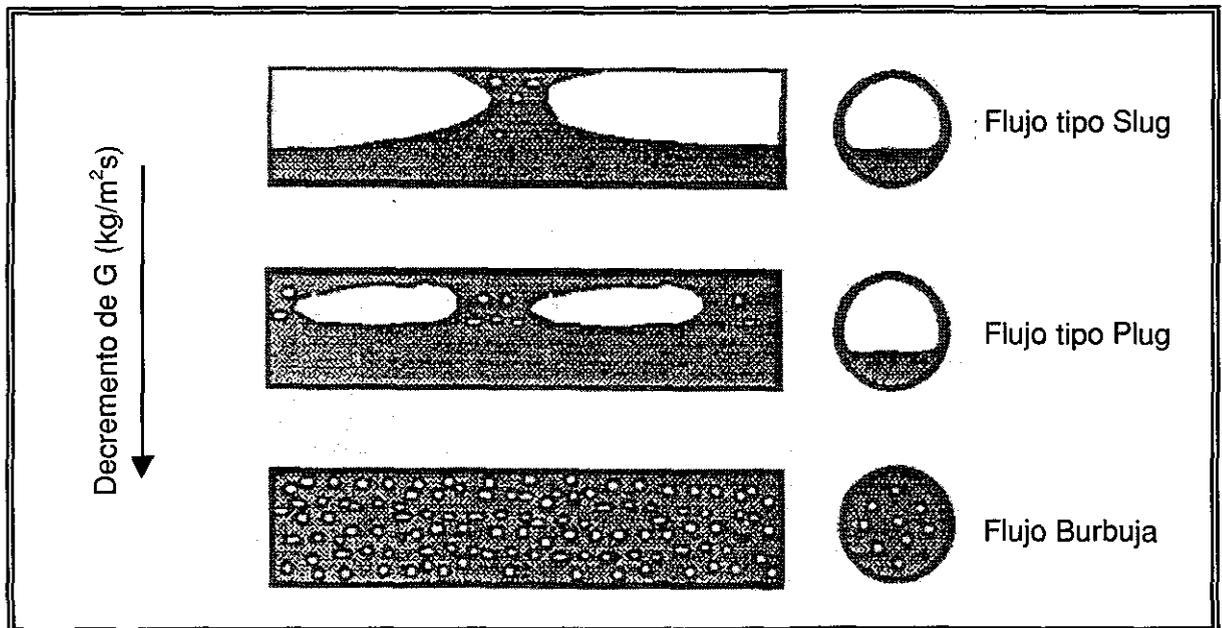
Se han desarrollado criterios para predecir los patrones de flujo en función de la velocidad de flujo másico  $G$  ( $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ), la cual se define como el flujo másico por unidad de área. Para velocidades de flujo másico  $G$  elevadas los patrones de flujo que se presentan en condensación son: flujo anular-neblina (annular-mist flow), flujo anular (annular flow), flujo ondulado-anular (wavy-annular flow), flujo ondulado (wavy flow) y flujo estratificado (stratified flow), y se muestran en la figura 2.9.



**Figura 2.9. Patrones de flujo a velocidades de flujo másico  $G$  ( $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ) elevadas (Dobson, 1994).**

Cuando la velocidad del vapor es baja en un tubo horizontal, se presenta la estratificación del condensado debido a que la fuerza de gravedad deposita en la parte inferior del tubo el líquido condensado en la parte superior, como la velocidad del vapor es baja la interfase líquido-vapor permanece lisa y acumulada en la parte inferior del tubo. Al incrementarse la velocidad del vapor, comienzan a aparecer pequeñas olas debido a la generación de turbulencia en la interfase líquido-vapor dando lugar al flujo ondulado. A medida que la velocidad aumenta las ondas de flujo comienzan a distorsionarse y a mojar la parte superior y el contorno del tubo dando lugar a un flujo de transición ondulado-anular, y a mayor velocidad las ondas se minimizan y el líquido condensado comienza a emigrar de la parte inferior a la superior del tubo, originando una película de líquido uniforme en el contorno interno del tubo, mientras que el vapor a alta velocidad viaja por el núcleo del tubo. A velocidades todavía mayores del vapor, las pequeñas crestas de las olas de líquido son cortadas por el vapor, y viajan por el centro del tubo, suspendidas en forma de pequeñas gotas mezcladas con vapor, dando un aspecto de neblina.

A bajas velocidades de flujo másico  $G$  los patrones de flujo que se presentan son: flujo burbuja (bubbly flow), flujo tipo (slug) y flujo tipo (plug), estos patrones de flujo se muestran en la figura 2.10.



**Figura 2.10. Patrones de flujo a velocidades de flujo másico  $G$  ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ ) bajas (Dobson, 1994).**

A velocidades de flujo másico  $G$  bajas se presenta el flujo tipo slug, cuando las olas en la interfase líquido-vapor crecen demasiado en amplitud, y bloquean la sección transversal del tubo en algunos puntos. A medida que la condensación continua se presenta el flujo tipo plug, al convertirse las zonas de gas en grandes burbujas alargadas, las cuales estallan debido a las fluctuaciones del flujo, convirtiéndose en pequeñas burbujas que comienzan a integrarse en el líquido, lo que da origen al flujo tipo burbuja.

La predicción del coeficiente de transferencia de calor y de la caída de presión para la condensación de un vapor dentro de tubos, tiene un gran interés debido a que las correlaciones han sido desarrolladas de acuerdo con algún patrón de flujo en particular, (Breber et al., 1980), proponen un método simple para predecir los patrones de flujo dependiendo del parámetro  $j_g^*$  definido como:

$$j_g^* = \frac{xG}{[gD\rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{0.5}} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

y el parámetro de Lockhart-Martinelli  $X_{tt}$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Tomando el criterio de:

$$j_g^* > 1.5 \quad X_{tt} < 1.0 \quad \text{neblina y anular} \quad (\text{Ec. 2.5.a})$$

$$j_g^* < 0.5 \quad X_{tt} < 1.0 \quad \text{ondulado y estratificado} \quad (\text{Ec. 2.5.b})$$

$$j_g^* < 0.5 \quad X_{tt} > 1.5 \quad \text{tipo slug} \quad (\text{Ec. 2.5.c})$$

$$j_g^* > 1.5 \quad X_{tt} > 1.5 \quad \text{tipo burbuja} \quad (\text{Ec. 2.5.d})$$

En caso de presentarse puntos intermedios entre los rangos de flujo, el cálculo se realiza mediante una interpolación lineal entre los puntos obtenidos y el patrón de flujo será el más cercano a alguno de los patrones definidos.

### 2.8.2. Correlaciones empíricas para condensación.

Diferentes correlaciones empíricas han sido desarrolladas para evaluar el coeficiente individual de transferencia de calor, durante la condensación dentro de tubos, algunos de estos trabajos son: (Cavallini y Zecchin, 1971), (Boyko y Kruzhilin, 1967), (Kosky y Staub, 1971), (Traviss, 1972) y (Shah, 1979) para flujo anular. (Jaster y Kosky, 1975), para flujo estratificado. (Tandon, 1985), para flujo ondulado, anular y semi-anular). Otro aspecto es el referente a determinar los esfuerzos cortantes en la pared que provocan la caída de presión en el fluido debido a la fricción, para lo cual diversos autores han desarrollado notables trabajos, entre los que destacan los estudios de (Lockart y Martinelli, 1949), (Chisholm, 1973) y (Friedel, 1979) entre otros.

## 2.9. Fenómeno de evaporación.

La evaporación es una forma de transferencia de calor que involucra un cambio de fase de líquido a vapor. El término evaporación se utiliza para definir el proceso de formación de vapor en una interfase líquido-vapor, debido la adición de calor a un flujo de líquido de tal manera que se genere el cambio de fase de líquido a vapor.

### 2.9.1. Patrones de flujo en evaporación.

Los patrones de flujo que se presentan en la evaporación dentro de tubos horizontales son influenciados por la desviación del equilibrio termodinámico y las características del flujo (Collier, 1981). En la figura 2.11, se representa la evolución del flujo en un tubo horizontal, cuando se alimenta un líquido a una velocidad

relativamente baja. Si el fluido entra como líquido, la primera indicación de la generación de vapor, son pequeñas burbujas en la pared del tubo, dando paso al flujo burbuja, tapón y posteriormente bala, pero los puntos más importantes a considerar son: la posibilidad del secado y remojado intermitente en la pared superior del tubo en el patrón del flujo onda y el secado progresivo de la misma a lo largo del flujo anular. A medida que la velocidad del fluido aumenta, la influencia de la gravedad es menos marcada, la distribución de fases se vuelve más simétrica y comienza a formarse el patrón de flujo neblina, en el cual el líquido paulatinamente deja de mojar la pared caliente del tubo y solo hay vapor, por lo que la transferencia de calor disminuye considerablemente, comenzando la zona denominada dry out.

De igual manera que para la condensación es necesario tratar de determinar los patrones de flujo, dadas unas condiciones de velocidad de flujo másico  $G$ , con el fin de emplear la correlación apropiada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor (Breber et al., 1980).

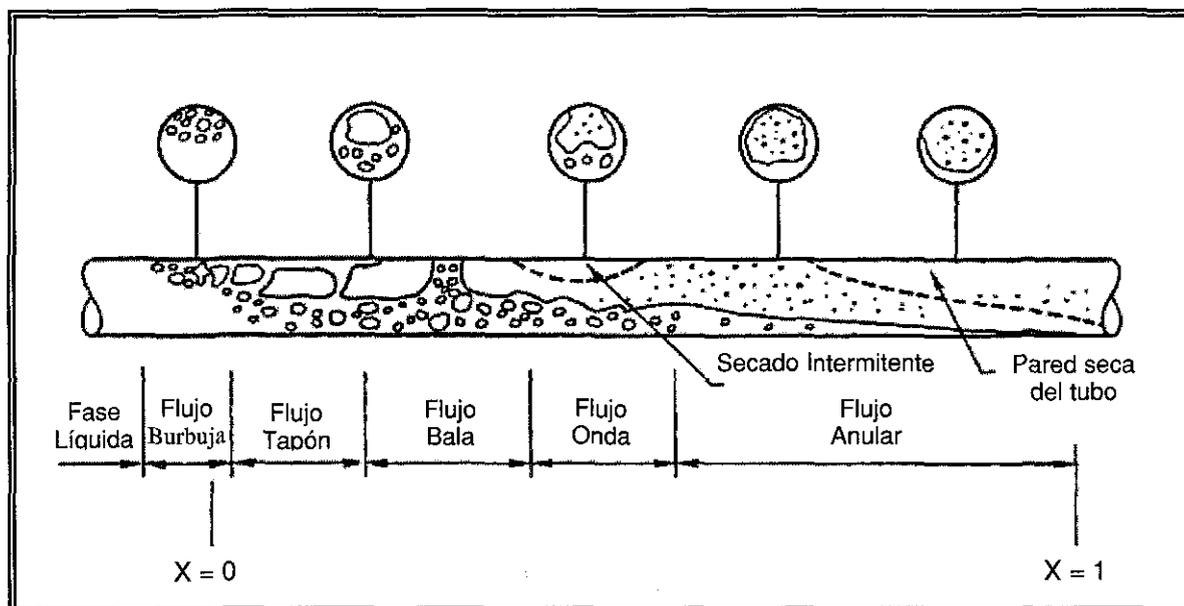


Figura 2.11. Patrones de flujo en evaporación (Collier, 1981).

### 2.9.2. Correlaciones empíricas para evaporación.

Para evaluar el coeficiente de transferencia de calor en evaporación se han desarrollado varias correlaciones, entre las que destacan (Shah, 1982) que es válida para ebullición nucleada, convectiva y estratificada. La correlación de (Gungor y Winterton, 1986) para flujo dentro de tuberías y en el anulo. La correlación de (Kandlikar, 1987), basada en mecanismos de ebullición nucleada y convectiva. Las correlaciones para determinar la caída de presión en flujo bifásico de evaporación son las mismas descritas para el caso de condensación.

## CAPÍTULO III

### METODOLOGÍA DE DISEÑO

#### Resumen.

*En este capítulo se describen tanto la metodología general de diseño de intercambiadores de calor con cambio de fase como los modelos matemáticos utilizados para simular el comportamiento térmico y de fluido dinámico bajo la primera y segunda ley, de los condensadores y evaporadores con superficies extendidas, seleccionados para el sistema de absorción GAX, del CIE-UNAM.*

#### 3.1. Procedimiento general de diseño.

A continuación se describe la metodología general de diseño que se siguió para modelar el comportamiento térmico y la pérdida de carga y diseñar los condensadores y evaporadores seleccionados para el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX del CIE-UNAM, partiendo de las especificaciones del sistema reportadas por (Velázquez y Best, 2000).

Una vez conocidos los requerimientos de capacidad de enfriamiento de las unidades (10.6 kW). El primer paso consistió en establecer una geometría tentativa y calcular parámetros geométricos de los equipos. Enseguida se evaluó el comportamiento termodinámico y de flujo, lo cual implicó determinar coeficientes individuales de transferencia de calor y caídas de presión, si no se cumplía con las necesidades requeridas (capacidad y caída de presión), se procedió a modificar la geometría y a una nueva evaluación. Este proceso se repitió las veces que fue necesario, hasta encontrar la geometría que cumplió con los requerimientos previamente establecidos.

Enseguida con la idea de optimizar el diseño se realizó un análisis exérgico a los equipos que cumplieron con los requerimientos especificados y mediante una comparación se eligió al equipo que tuviera las menores pérdidas por irreversibilidades y la mayor efectividad exérgica.

La metodología general de diseño se muestra en la figura 3.1, y es la que se siguió para el análisis de cada uno de los condensadores y evaporadores, para finalmente proponer la mejor opción, la cual estuvo fundamentada en una comparación bajo primera y segunda ley, entre cada uno de los tipos, arreglos y geometrías analizadas. Los modelos detallados empleados para el análisis exérgico de los condensadores y evaporadores y los resultados obtenidos de éste se presentan en el Apéndice B, al final de este trabajo.

Para determinar los coeficientes individuales de transferencia de calor se pueden seguir varios caminos, los que a menudo se aplican son:

- A partir de valores publicados en la literatura. Este procedimiento consiste en elegir un valor de tablas donde se publican coeficientes globales de transferencia para diferentes fluidos de trabajo, en función de una temperatura promedio.
- A partir de métodos como el de diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) y número de unidades de transferencia (NTU). Este procedimiento es de los más empleados y consiste en obtener los coeficientes individuales promedio, tomando correlaciones empíricas publicadas en la literatura, partiendo de una temperatura promedio entre la entrada y salida de las corrientes y de una calidad media ( $x = 0.5$ ).
- A partir de análisis numéricos que integran ecuaciones diferenciales gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía) sobre volúmenes de control finitos (Valladares, 2000). Con este procedimiento se pueden determinar coeficientes de transferencia de calor locales, considerando las variaciones de temperatura y calidad a lo largo de todo el intercambiador, lo cual es una ventaja sobre el método anteriormente descrito.

Durante la etapa de simulación, se realizó un estudio de sensibilidad de las variables dependientes que intervienen en los cálculos, el cual consistió en localizar y explorar las variables que afectan en mayor grado la transferencia de calor en los intercambiadores seleccionados, con esto lo que se buscó fue maximizar los coeficientes individuales de transferencia de calor y la eficiencia de la superficie y minimizar la caída de presión y por consiguiente la potencia de los motores.

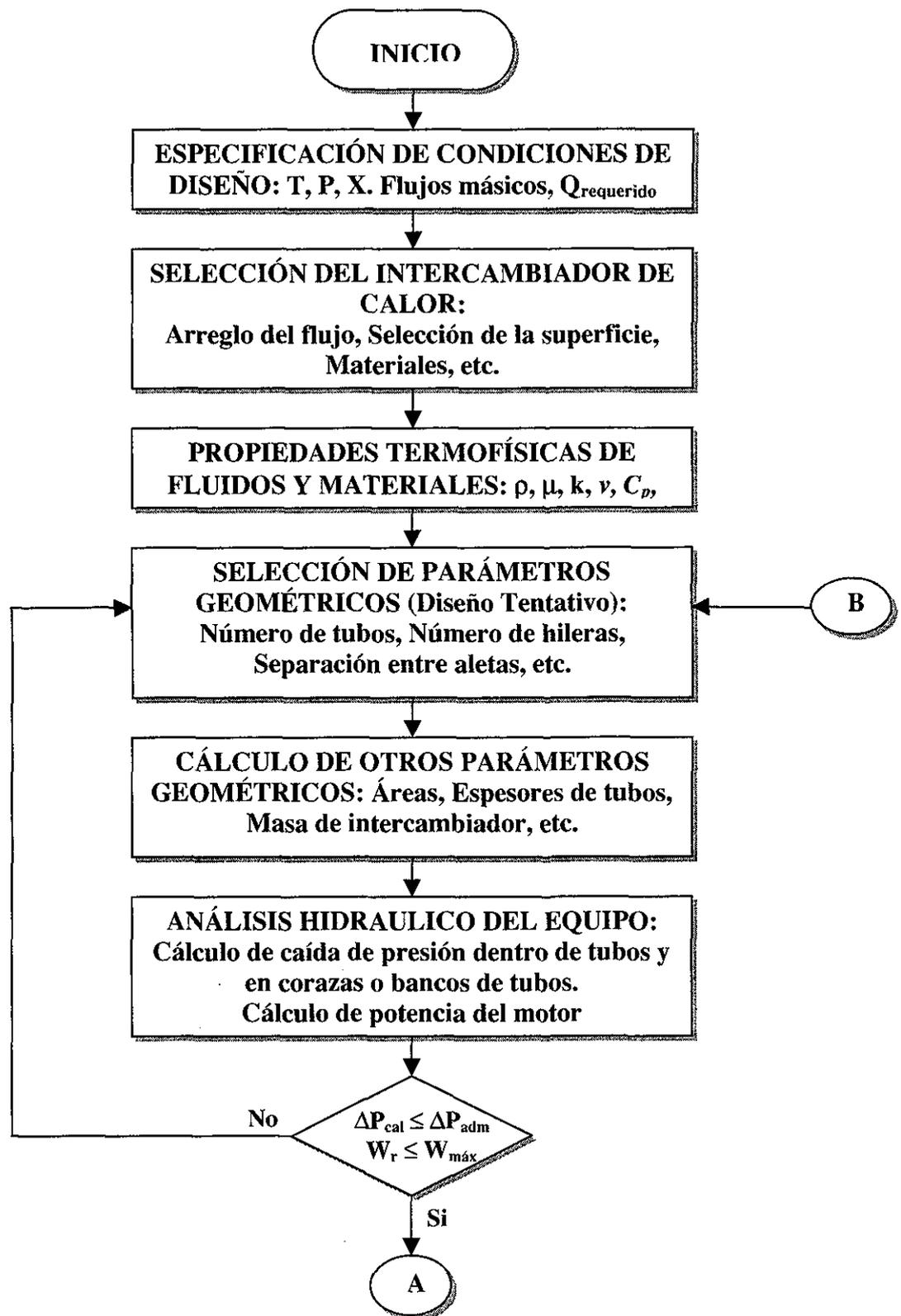


Figura 3.1. Diagrama de flujo del procedimiento de diseño.

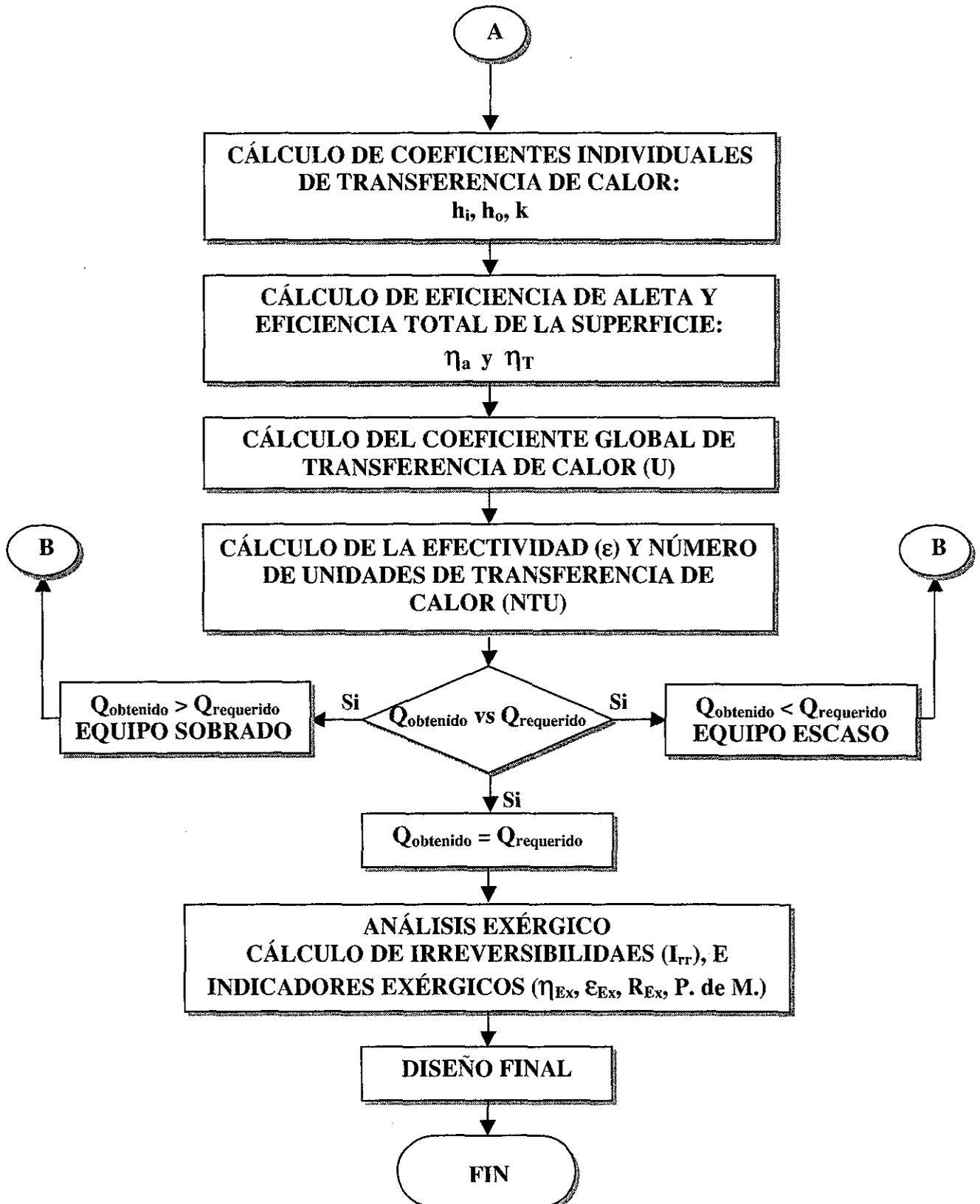


Figura 3.1. Diagrama de flujo del procedimiento de diseño.

### 3.2. Método de la efectividad y número de unidades transferidas ( $\epsilon$ -NTU).

La aproximación a través de la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) para el análisis de intercambiadores de calor es útil cuando las temperaturas de entrada y de salida son conocidas. La DTML es entonces fácilmente calculada y el flujo de calor, el área superficial, o el coeficiente global de transferencia de calor pueden ser determinados. Cuando las temperaturas de entrada o de salida son desconocidas para un intercambiador de calor específico, el análisis involucra un procedimiento iterativo hasta encontrar las correspondientes debido a la función logarítmica contenida en la DTML. En estos casos es más conveniente utilizar el método basado en la efectividad del intercambiador de calor transfiriendo una cantidad de calor determinada ( $\epsilon$ -NTU). El método de la efectividad también ofrece muchas ventajas para análisis de problemas en los cuales se quiera realizar una comparación entre varios tipos de intercambiadores de calor con el propósito de seleccionar el mejor tipo para una aplicación específica de transferencia de calor. En este trabajo se empleó el método de ( $\epsilon$ -NTU) considerando que se ajusta a la naturaleza de la problemática planteada y además de ser un método sencillo, es uno de los más empleados en la actualidad (Kakac y Liu, 1998).

Para definir la efectividad de un intercambiador de calor, se define primero la transferencia de calor máxima posible  $Q_{m\acute{a}x}$ .

$$Q_{m\acute{a}x} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{si} \quad C_c < C_h \quad (\text{Ec. 3.1})$$

$$Q_{m\acute{a}x} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{si} \quad C_h < C_c \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde  $C$  es la capacitancia térmica y es el producto del flujo másico  $\dot{m}$  y el calor específico  $C_p$  del fluido, y los subíndices  $h$  y  $c$  se refieren a los fluidos caliente y frío, en tanto que la  $i$  y  $o$  designan las condiciones de entrada y salida. A partir de las ecuaciones anteriores  $Q_{m\acute{a}x}$  puede escribirse en forma general como:

$$Q_{m\acute{a}x} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde  $C_{min}$  es igual al menor de los valores de  $C_c$  o  $C_h$ . La efectividad  $\epsilon$  del intercambiador se define como:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} = \frac{\text{Transferencia de calor real}}{\text{Transferencia de calor máxima posible}} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Por definición la efectividad que es adimensional debe estar en un rango  $0 < \epsilon < 1$  y si se conoce  $\epsilon$ ,  $T_{h,i}$  y  $T_{c,i}$ , la transferencia real de calor se determina mediante la ecuación:

$$Q = \epsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Para cualquier intercambiador se puede mostrar que:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Donde  $C_{\min}/C_{\max}$  es igual a  $C_c/C_h$  o  $C_h/C_c$ , dependiendo de las magnitudes relativas de las capacitancias térmicas. El número de unidades de transferencia NTU es un parámetro adimensional que se emplea para el análisis de intercambiadores de calor y se define como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Donde la conductancia global  $UA$  es obtenida mediante el cálculo de los coeficientes individuales de transferencia, empleando las correlaciones apropiadas y el área total de transferencia. Ahora del balance de energía se tiene que:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

De la expresión anterior podemos conocer las temperaturas a la salida de ambos fluidos de trabajo  $T_{h,o}$  y  $T_{c,o}$  que son las variables de interés.

Se han desarrollado expresiones para determinar tanto la efectividad como el número de unidades de transferencia de calor, para una variedad de intercambiadores de calor (Kays y London, 1984). La ecuación 3.9 es aplicable para intercambiadores a flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar; la ecuación 3.10 para intercambiadores de tubo y coraza, con un paso en la coraza y 2, 4, ... pasos en los tubos; y las ecuaciones 3.11 y 3.12 para intercambiadores de doble tubo a contracorriente. Donde  $C_r$  es la razón de capacitancias térmicas de ambos fluidos  $C_{\min}/C_{\max}$ .

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) (NTU)^{0.22} \left\{\exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1\right\}\right] \quad (\text{Ec. 3.9})$$

$$\varepsilon = 2 \left[ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{0.5} \times \frac{1 + \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{0.5}\right]}{1 - \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{0.5}\right]} \right]^{-1} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad \text{si } C_r < 1 \quad (\text{Ec. 3.11})$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad \text{si } C_r = 1 \quad (\text{Ec. 3.12})$$

### 3.3. Metodología de diseño de los condensadores.

#### 3.3.1. Diseño de condensadores.

1. **Especificación de condiciones de diseño.**  $T$ ,  $P$ ,  $X$ , y flujo másico de las corrientes,  $\Delta P_{\text{admisibles}}$ ,  $Q_{\text{req}}$ .

#### 2. Selección del intercambiador.

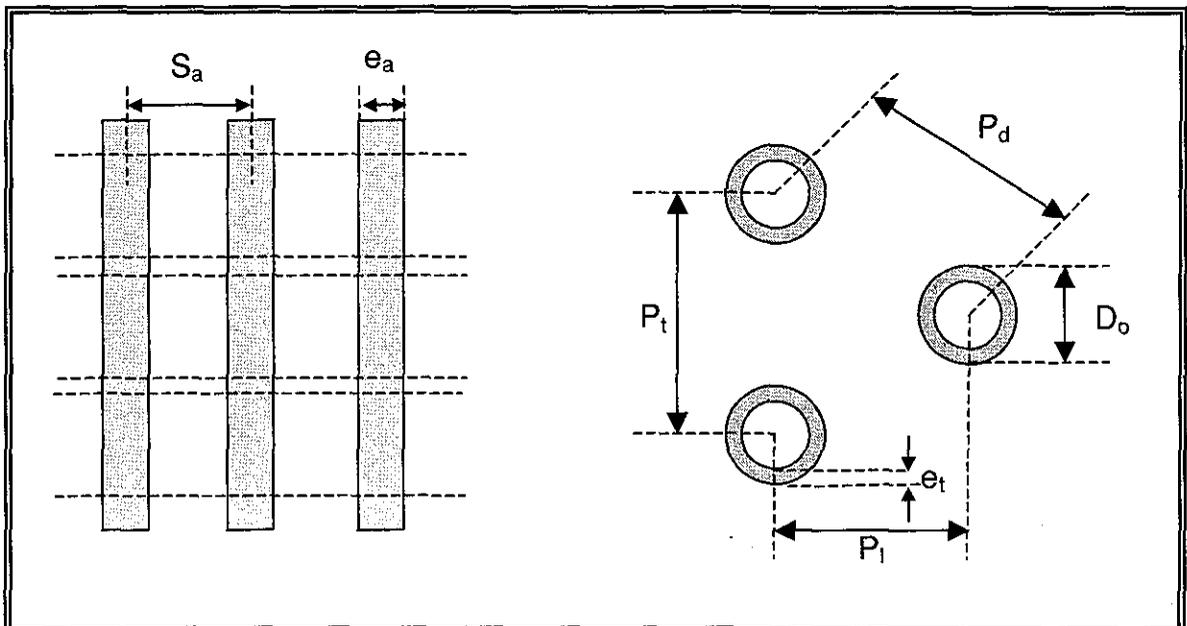
La selección de los condensadores se hizo con base en los criterios generales presentados en el Capítulo II de este trabajo, los condensadores seleccionados para estudio son:

- Condensador de tubos con aletas externas planas.
- Condensador de tubos con aletas externas anulares.
- Condensador de tubos con aletas externas onduladas.
- Condensador de tubos con aletas externas embutidas (persianas).

En todos los casos, el flujo de aire es cruzado, el arreglo de los tubos es triangular y el material de fabricación de los tubos y las aletas es aluminio (6063-T8).

3. **Cálculo de las propiedades termofísicas de las corrientes.** Calor específico ( $C_p$ ), conductividad térmica ( $k$ ), densidad ( $\rho$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ), y número de Prandtl ( $Pr$ ). Estas se calcularon con las ecuaciones mostradas en el Apéndice A de este trabajo.

4. **Especificación de los parámetros geométricos, (diseño tentativo).** Número de circuitos ( $N_c$ ), número de hileras ( $N_h$ ), número de tubos por hilera ( $N_{t,h}$ ), espaciamento longitudinal ( $P_l$ ), espaciamento transversal ( $P_t$ ), diámetro externo de tubo ( $D_o$ ), espesor de tubo ( $e_t$ ), separación de aletas ( $S_a$ ), espesor de aletas ( $e_a$ ) y número de aletas por cm ( $N_a$ ), que son las variables mínimas necesarias para realizar la simulación (Kays y London, 1984).



**Cálculo de otros parámetros geométricos.**

Área mínima:

$$A_{\min} = L_t (S_{\min} - D_o) \left( 1 - \frac{e_a}{S_a} \right) \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Donde  $S_{\min}$ , es la mínima diagonal:

$$S_{\min} = P_d = \sqrt{P_l^2 + \frac{P_t^2}{4}} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

**Cálculo de áreas.**

Área de flujo mínimo:

$$A_{FM} = (P_t - D_o) \cdot (S_a - e_a) \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Área frontal:

$$A_F = (S_a \cdot P_t) \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Área de aletas por tubo:

$$A_a = \left[ 2 \cdot (P_t \cdot P_l) - \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \right] \cdot L_t \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Área de tubo liso, sin área cubierta por las aletas:

$$A_t = \pi \cdot D_o \cdot L_t [1 - (N_a \cdot e_a)] \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Área de transferencia de calor total por tubo:

$$A_T = A_a + A_t \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Área de transferencia de calor total:

$$A_{\text{total}} = N_t \cdot A_T \quad (\text{Ec. 3.20})$$

**Cálculo de relaciones de áreas (indicadores)**

$$R_1 = \frac{A_{FM}}{A_F} \quad R_2 = \frac{A_a}{A_T} \quad R_3 = \frac{A_T}{A_t} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

**5. Análisis del fluido dinámico en el equipo.** Se estimó la caída de presión en el condensador por la parte externa aletada y por la parte interna de los tubos.

### Caída de presión en el lado externo aletado.

#### a) Aleta Plana Continua.

Modelo para calcular la caída de presión a través del banco de tubos aletados (Gray y Webb, 1986)

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot f_{ta} \cdot \rho \cdot V^2 \left[ \frac{A_a + A_t}{A_{\min}} \right] \quad (\text{Ec. 3.22})$$

Para lo cual se aplican las contribuciones de (Hewitt, 1990) para calcular el factor de fricción del tubo y aleta  $f_{ta}$ .

$$f_{ta} = f_a \left[ \frac{A_a}{A_a + A_t} \right] + f_t \left[ 1 - \left( \frac{A_t}{A_a + A_t} \right) \right] \left[ \frac{1 - e_a}{S_a} \right] \quad (\text{Ec. 3.23})$$

$$f_a = 0.508 \text{Re}_{D_o}^{-0.521} \left[ \frac{P_t}{D_o} \right]^{1.318} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

$$f_t = Eu_{\text{promedio}} \cdot N_h \left[ \frac{S_{\min} + D_o}{\pi D_o} \right] \quad (\text{Ec. 3.25})$$

Esta correlación es valida para el rango de  $500 < \text{Re}_D < 24,700$ ,  $1.97 < P_t/D_o < 2.55$ ,  $1.7 < P_l < 2.58$ , y  $0.08 < S_a/D_o < 0.64$

#### b) Aleta Anular.

Para estimar la caída de presión se utilizó la correlación de (Robinson y Briggs, 1966).

$$\Delta P = 2 \cdot f_{bt} \cdot N_t \cdot V_{\max}^2 \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Mientras que la contribución de (Webb, 1994) fue utilizada para calcular el factor de fricción en el banco de tubos  $f_{bt}$ .

$$f_{bt} = 9.47 \text{Re}_{D_o}^{-0.316} \left[ \frac{P_t}{D_o} \right]^{-0.927} \left[ \frac{P_t}{P_d} \right]^{0.515} \quad (\text{Ec. 3.27})$$

Esta correlación es válida para el rango de  $2000 < Re_D < 50,000$ ,  $0.01 < e_a/D_o < 0.03$ ,  $1.9 < P_t/D_o < 4.6$ ,  $3.8 < S_a/e_a < 6.0$ , y  $0.13 < S_a/((D_a - D_o)^2) < 0.19$

### **c) Aleta Ondulada.**

Para estimar la caída de presión en el banco de tubos, se utilizó la ecuación (3.22) para tubos circulares con aletas lisas, multiplicada por un factor de 1.9 propuesto por (Webb y Gupte, 1990)

### **d) Aleta Embutida (persianas).**

Para calcular la caída de presión en este tipo de geometría se utilizó la siguiente correlación (Nakayama y Xu, 1983)

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot f_{louv} \cdot \rho \cdot V_{\max}^2 \left( \frac{4N_h P_t}{D_{hid}} \right) \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Donde el factor de fricción está dado por

$$f_{louv} = \psi \left( 1 + 0.0105 Re_{hid}^{0.575} \right) \quad (\text{Ec. 3.29})$$

$$\psi = 0.729 Re_{hid}^{-0.6} \left( \frac{e_a}{S_a} \right)^{-0.6} \left( \frac{P_t}{D_o} \right)^{-0.927} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{0.515} \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Esta correlación es válida en el rango de  $250 < Re_D < 3000$ ,  $0.15 < e_a < 0.2$ , y  $1.8 < P_t < 2.5$

### **Potencia del ventilador:**

$$W_t = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} \cdot \Delta P \quad (\text{Ec. 5.31})$$

$$W_{real} = \frac{W_t}{\eta_{ventilador}} \quad (\text{Ec. 5.32})$$

donde:  $\eta_{ventilador}$ , es el rendimiento mecánico del ventilador

### ***Caída de presión en el lado interno de los tubos.***

La correlación empleada para estimar la caída de presión en el interior de los tubos para flujo en dos fases es (Friedel, 1979).

$$\phi_g^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_g} = E + \frac{3.23 F \cdot H}{Fr^{0.045} \cdot We^{0.035}} \quad (\text{Ec. 3.33})$$

Donde:

$$E = (1 - x_g)^2 + x_g^2 \left( \frac{\rho_l \cdot f_{go}}{\rho_g \cdot f_{lo}} \right) \quad (\text{Ec. 3.34})$$

$$F = x_g^{0.78} (1 - x_g)^{0.224} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

$$H = \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left( \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (\text{Ec. 3.36})$$

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot D \cdot \rho_H^2} \quad (\text{Ec. 3.37})$$

$$We = \frac{G^2 \cdot D}{\sigma \cdot \rho_H} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

$$\rho_H = \frac{\rho_l \cdot \rho_g}{[x_g \cdot \rho_l + (1 - x_g) \rho_g]} \quad (\text{Ec. 3.39})$$

Para este caso  $f_{lo}$  y  $f_{go}$  se calcularon mediante la correlación de (Churchil, 1977), para flujo en una fase.

$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[ \frac{1.0}{\left[ \left( \frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \left( \frac{\epsilon}{D_i} \right) \right]} \right] \right\}^{16} \quad (\text{Ec. 3.41})$$

$$B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (\text{Ec. 3.42})$$

**6. Coeficientes individuales de transferencia de calor.** Se calculan los coeficientes individuales de transferencia de calor por la parte interna ( $h_i$ ) y externa ( $h_o$ ).

***Coeficientes de transferencia de calor en el lado externo aletado.***

Para la sección externa aletada del condensador, los coeficientes individuales se calcularon con las siguientes correlaciones.

**a) Aleta Plana Continua.**

El modelo para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor es (Gray y Webb, 1986).

$$h_o = \left[ \frac{k}{D_o} \right] j \cdot Re_{D_o} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{Ec. 3.43})$$

Donde el factor de Colburn  $j$  se define como:

$$j_{N_h > 4} = 0.14 Re_{D_o}^{-0.328} \left[ \frac{P_t}{P_l} \right]^{-0.502} \left[ \frac{S_a - e_a}{D_o} \right]^{0.031} \quad (\text{Ec. 3.44})$$

$$j_{N_h < 4} = 0.991 j_{N_h > 4} \left[ 2.24 Re_{D_o}^{-0.092} \left( \frac{N_h}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607[4 - N_h]} \quad (\text{Ec. 3.45})$$

El rango de validez de estas expresiones es el mismo que para el cálculo de la caída de presión en este tipo de aleta.

**b) Aleta Anular.**

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, se utilizó la ecuación (3.4) y la correlación para banco de tubos menor a seis hileras propuesta por (Briggs y Young, 1963).

$$j_{N_h > 6} = 0.134 Re_{D_o} \left[ \frac{2S_a}{D_a - D_o} \right]^{0.20} \left[ \frac{S_a}{e_a} \right]^{0.11} \quad (\text{Ec. 3.46})$$

Y para banco de tubos mayor a seis hileras, se utilizó la corrección propuesta por (Gianolo y Cuti, 1963).

$$j_{N_h < 6} = j_{N_h > 6} \left[ 1 + \frac{G}{(\rho \cdot N_h^2)} \right]^{-0.14} \quad (\text{Ec. 3.47})$$

El rango de validez para estas expresiones es  $1100 < Re_D < 18,000$ ,  $0.01 < e_a/D_o < 0.015$ ,  $1.5 < P_t/D_o < 8.2$ ,  $1 < S_a/e_a < 6.6$ , y  $0.13 < S_a/((D_a - D_o)/2) < 0.63$

### **c) Aleta Ondulada.**

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, se utilizó la siguiente correlación de en términos del numero de Graetz (Beecher y Fagan, 1987).

$$Gz = \frac{4\rho \cdot S_a^2 \cdot Pr (1 - \beta)^2 V_m}{\mu \cdot S_l \cdot N_h \left[ \sec \theta (1 - \beta) + \left( \frac{2S_a \cdot \beta}{D_c} \right) \right]^2} \quad (\text{Ec. 3.48})$$

Y aplicando las correlaciones desarrolladas por (Webb, 1990), para  $Gz < 25$

$$Nu_{DTMA} = 0.5 Gz^{0.86} \left( \frac{P_t}{D_o} \right)^{0.11} \left( \frac{S_a}{D_o} \right)^{-0.09} \left( \frac{S_{w,d}}{P_t} \right)^{0.12} \left( \frac{2S_{w,p}}{P_t} \right)^{-0.34} \quad (\text{Ec. 3.49})$$

En tanto que para  $Gz > 25$ .

$$Nu_{DTMA} = 0.83 Gz^{0.76} \left( \frac{P_t}{D_o} \right)^{0.13} \left( \frac{S_a}{D_o} \right)^{-0.16} \left( \frac{S_{w,d}}{P_t} \right)^{0.25} \left( \frac{2S_{w,p}}{P_t} \right)^{-0.43} \quad (\text{Ec. 3.50})$$

El número de Nusselt se transforma a diferencia de temperatura media logarítmica como sigue:

$$Nu_{DTML} = \left( \frac{Gz}{4} \right) \ln \left[ \frac{1 + \frac{2 Nu_{DTML}}{Gz}}{1 - \frac{2 Nu_{DTML}}{Gz}} \right] \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Y entonces el coeficiente individual de transferencia de calor se obtuvo como:

$$h_o = \left( \frac{Nu_{DTML} \cdot k}{D_{hid}} \right) \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Esta correlación es válida en el rango de  $5 < Gz < 180$ ,  $0.076 < S_d/D_o < 0.25$ ,  $0.154 < S_t/D_c < 0.32$ ,  $1.96 < S_a < 4.10$ , y  $9.53 < D_o < 12.7$  para una mayor precisión se recomienda mantener  $e_a = 0.127$  y  $P_t/P_1 = 1.15$

#### **d) Aleta Embutida (persianas).**

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, se utilizó la ecuación (3.4) y la siguiente correlación (Nakayama and Xu, 1983)

$$j = 0.479 Re_{hid}^{-0.644} \cdot \xi \quad (\text{Ec. 3.53})$$

Donde  $\xi$  es el múltiplo

$$\xi = 1 + 1.093 \left( \frac{e_a}{S_a} \right)^{124} \varphi^{0.944} Re_{hid}^{-0.58} + 1.097 \left( \frac{e_a}{S_a} \right)^{209} \varphi^{226} Re_{hid}^{0.88} \quad (\text{Ec. 3.54})$$

Y  $\varphi$  es un parámetro que representa la razón entre la zona embutida y el área total.

$$\varphi = \frac{[(2 N_{louv} - 1) L_{louv} \cdot S_{louv}]}{\left[ (P_t \cdot P_l) - \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \right]} \quad (\text{Ec. 3.55})$$

El rango de validez de estas expresiones es el mismo que para el cálculo de la caída de presión en este tipo de aleta.

#### ***Coefficientes de transferencia de calor en el lado interno de los tubos.***

La correlación para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor en el interior de los tubos fue (Shah, 1979).

$$h_{df} = 0.023 \frac{k_l}{D_i} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left( \frac{P}{P_{crit}} \right)^{0.38}} \right] \quad (\text{Ec. 3.56.a})$$

Esta correlación es aplicable en un rango de velocidad de flujo másico de  $11 < G < 211 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ .

Al integrar esta ecuación sobre la longitud del tubo para obtener un coeficiente de transferencia de calor medio, en la región de condensación se obtiene.

$$h_{df_m} = \frac{1}{L_t} \int_0^L h_{df} \cdot dL \quad (\text{Ec. 3.56.b})$$

Si se supone que la variación de la calidad es lineal en el rango ( $x = 1$  a  $x = 0$ ) el resultado es:

$$h_{df_m} = 0.550 \cdot h_{lo} + \frac{2.09}{P_r^{0.38}} \quad (\text{Ec. 3.56.c})$$

Los resultados de esta ecuación difieren 5% del valor obtenido, cuando se utiliza una calidad media ( $x = 0.5$ ) en la ecuación (3.56.a)

### 7. Eficiencia de aleta y eficiencia de la superficie total.

La eficiencia de aleta ( $\eta_a$ ) fue calculada por la ecuación para aleta anular (McQuiston y Tree, 1972).

$$\eta_a = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{e_a \cdot k_a}} \cdot \psi\right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{e_a \cdot k_a}} \cdot \psi} \quad (\text{Ec. 3.57})$$

Siendo  $K_a$  la conductividad termica del material de la aleta y  $h_o$  el coeficiente de transferencia de calor externo, y el parámetro  $\psi$  se define como:

$$\psi = \frac{D_o}{2} \left( \frac{D_a}{D_o} - 1 \right) \left( 1 + 0.35 \cdot \ln\left(\frac{D_a}{D_o}\right) \right)$$

Y para aleta lisa, ondulada y embutida,

$$\eta_a = \frac{\tanh(m \cdot L_a)}{m \cdot L_a} \quad (\text{Ec. 3.58})$$

Siendo  $L_a$  la longitud de la aleta y donde:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{e_a \cdot k_a}}$$

Y para todos los casos la eficiencia de la superficie total fue:

$$\eta_T = 1 - \frac{A_a}{A_T} (1 - \eta_a) \quad (\text{Ec. 3.59})$$

### 8. Coeficiente global de transferencia de calor.

En la ecuación para determinar el coeficiente global, se tomó como superficie de referencia a  $A_T$

$$\frac{1}{U} = \frac{A_T}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_t} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) A_T}{2 \cdot \pi \cdot L_t \cdot k_{mat}} + \frac{1}{h_a n_t} = \sum R \quad (\text{Ec. 3.60})$$

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (\text{Ec. 3.61})$$

**9. Cálculo de la efectividad ( $\varepsilon$ ) y el número de unidades de transferencia de calor (NTU).**

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (\text{Ec. 3.62})$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) (NTU)^{0.22} \left\{\exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1\right\}\right] \quad (\text{Ec. 3.63})$$

**10. Obtención del calor que puede ser retirado en el equipo ( $Q_{obtenido}$ ), con la geometría especificada.**

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (\text{Ec. 3.64})$$

**11. Comparación del  $Q_{\text{obtenido}}$  con el calor  $Q_{\text{requerido}}$  y aplicación de criterios de la figura 3.1.**

Caso 1:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] > Q_{\text{requerido}}$  El equipo está sobrediseñado.

Caso 2:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] < Q_{\text{requerido}}$  El equipo está escaso.

Caso 3:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] \cong Q_{\text{requerido}}$  El equipo cumple con los requerimientos.

**12. Análisis exergético de condensadores.**

Aquí se evalúa el cambio de exergía en las corrientes frías y calientes en los equipos y se cuantifican las pérdidas por irreversibilidades, así como los indicadores exergéticos; eficiencia, efectividad, rendimiento y potencial de mejoramiento con la finalidad optimizar el diseño.

El desarrollo de la metodología de análisis exergético y los resultados obtenidos se presentan en el apéndice B de este trabajo.

### 3.4. Metodología de diseño de evaporadores.

#### 3.4.1. Diseño de evaporadores.

**1. Especificación de condiciones de diseño:** T, P, X, y flujo másico de las corrientes,  $\Delta P_{\text{admisibles}}$ , y  $Q_{\text{req}}$ .

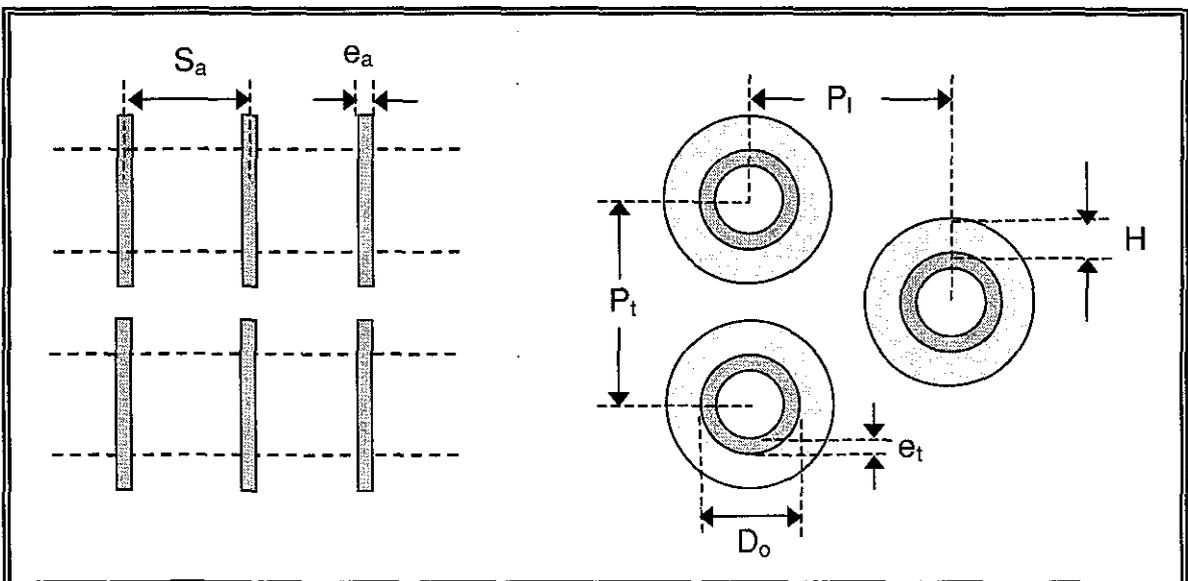
#### 2. Selección del intercambiador:

La selección de los evaporadores a estudiar se realizó en base a los criterios generales presentados en el Capítulo II de este trabajo. Los evaporadores seleccionados para su estudio son:

- Evaporador de tubos y coraza, con tubos de bajo aletado externamente, el arreglo de los tubos es triangular y el material de fabricación de los tubos y las aletas es aluminio (6063-T8), en tanto que la coraza es fabricada en acero al carbón.
- Evaporador de doble tubo (tipo multitubo), con tubos aletados longitudinalmente por la parte externa, el arreglo de los tubos es triangular y el material de los tubos es aluminio (6063-T8), en tanto que el ánulo es de acero al carbón.

**3. Cálculo de las propiedades termofísicas de las corrientes:** calor específico ( $C_p$ ), conductividad térmica ( $k$ ), densidad ( $\rho$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ), y número de Prandtl ( $Pr$ ).

**4. Especificación de los parámetros geométricos, (diseño tentativo):** Espaciamiento longitudinal ( $P_l$ ), espaciamiento transversal ( $P_t$ ), diámetro externo de tubo ( $D_o$ ), espesor de tubo ( $e_t$ ), separación de aletas ( $S_a$ ), espesor de aletas ( $e_a$ ), número de aletas por centímetro ( $N_a$ ), altura de la aleta ( $H$ ), número de hileras que atraviesa el fluido ( $N_j$ ), tolerancia entre tubo y mampara ( $L_{tb}$ ) y claro entre el haz de tubos y la coraza. ( $L_{bb}$ ). Los dos últimos parámetros se especifican siguiendo la norma TEMA.



**Cálculo de otros parámetros geométricos.**

Diámetro del tubo con aleta.

$$D_a = (D_o + 2 \cdot H) \quad (\text{Ec. 3.65})$$

Espacio entre aletas

$$S_a = \frac{[1 - (e_a \cdot N_a)]}{(N_a - 1)} \quad (\text{Ec. 3.66})$$

Diámetro del Haz de tubos.

$$D_{OTL} = (P_t \cdot N_t) + D_a \quad (\text{Ec. 3.67})$$

Diámetro del envolvente del banco de tubos.

$$D_{ENV} = D_s = D_{OTL} + L_{bb} \quad (\text{Ec. 3.68})$$

**Cálculo de áreas.**

Área de flujo mínimo:

$$A_{FM} = (P_t - D_o) \cdot (S_a - e_a) \quad (\text{Ec. 3.69})$$

Área frontal que atraviesa el agua:

$$A_F = (S_a \cdot P_t) \quad (\text{Ec. 3.70})$$

Área de aletas por tubo:

$$A_a = \left[ 2 \cdot (P_t \cdot P_t) - \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \right] \cdot L_t \quad (\text{Ec. 3.71})$$

Área de tubo liso, sin área cubierta por las aletas:

$$A_t = \pi \cdot D_o \cdot L_t [1 - (N_a \cdot e_a)] \quad (\text{Ec. 3.72})$$

Área de transferencia de calor total por tubo:

$$A_T = A_a + A_t \quad (\text{Ec. 3.73})$$

Área de transferencia de calor total:

$$A_{total} = N_t \cdot A_T \quad (\text{Ec. 3.74})$$

**Cálculo de relaciones de áreas (indicadores)**

$$R_1 = \frac{A_{FM}}{A_F} \quad R_2 = \frac{A_a}{A_T} \quad R_3 = \frac{A_T}{A_t} \quad (\text{Ec. 3.75})$$

**5. Análisis hidráulico del equipo:** Se estima la caída de presión en el evaporador por la parte externa aletada (coraza) y por la parte interna de los tubos.

***Caída de presión en el lado externo.***

**a) Coraza.**

La correlación empleada para estimar la caída de presión en la coraza es (Fraas, A, P. 1989).

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s (N_b + 1) \cdot D_s}{2\rho \cdot D_o \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}} \quad (\text{Ec. 3.76})$$

Donde:  $N_b$  es el numero de baffles,  $G_s$  es la velocidad de flujo másico en la coraza,  $D_s$  es el diámetro externo de la coraza y  $f$  es el factor de fricción que se calcula como:

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \quad (\text{Ec. 3.77})$$

donde el rango de validez es:

$$400 < Re_s = \frac{G_s D_o}{\mu} \leq 1 \times 10^6$$

**b) Ánulo.**

La correlación empleada para estimar la caída de presión en el ánulo fue:

$$\Delta P_a = 4f \left( \frac{2L}{D_{hid}} \right) \rho \left( \frac{Ve_m^2}{2} \right) N_{horquillas} \quad (\text{Ec. 3.78})$$

Donde  $Ve_m$  es la velocidad media del fluido que circula por el ánulo y  $f$  es el factor de fricción que se calculó como:

$$f = \left( \frac{16}{Re_{hid}} \right) \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.58} \quad (\text{Ec. 3.79})$$

### ***Caída de presión en el lado interno de los tubos.***

La correlación empleada para estimar la caída de presión en el interior de los tubos de los evaporadores, fue la misma que para condensadores ecuaciones 3.33 a 3.42.

**6. Coeficientes individuales de transferencia de calor:** Se calcularon los coeficientes individuales de transferencia de calor por la parte interna ( $h_i$ ) y externa ( $h_o$ ).

### ***Coeficientes de transferencia de calor en el lado externo aletado.***

Para la sección externa aletada del evaporador, los coeficientes individuales se calcularon con las siguientes correlaciones.

#### **a) Coraza.**

La correlación empleada para calcular el coeficiente de transferencia para el lado de la coraza es (Taborék, 1991).

$$Nu = 0.2 Re_s^{0.6} \cdot Pr_s^{0.4} \quad (\text{Ec. 3.80})$$

donde:

$$Re_s = \frac{\dot{m}_s \cdot D_o}{A_s \cdot \mu}$$

$$A_s = [(D_s - N_{TC}) D_o] B$$

$$N_{TC} = \frac{D_s}{P_t}$$

En estas ecuaciones  $B$  es el espaciamiento de los baffles y el subíndice  $s$ , se refiere a la coraza.

#### **b) Ánulo.**

La correlación para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor en el exterior (ánulo) de los intercambiadores de calor de doble tubo fue (Gnielinski, 1976).

$$\text{Para } Re \geq 2000 \quad Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (\text{Ec. 3.81})$$

donde:

$$f = [1.82 \log_{10} (Re - 1.64)]^{-2} \quad (\text{Ec. 3.82})$$

$$\text{Para } Re < 2000 \quad Nu = 3.66$$

La correlación tiene un rango de validez de  $2000 < Re < 5 \times 10^6$ , y  $0.6 < Pr < 2000$

### ***Coefficientes de transferencia de calor en el lado interno de los tubos.***

La correlación para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor en el interior de los tubos fue la propuesta por (Shah, 1982), la cual contempla tres zonas; ebullición nucleada ( $\Psi_{nb}$ ), ebullición convectiva ( $\Psi_{cb}$ ), y ebullición estratificada ( $\Psi_{bs}$ ). Tomando como el valor del coeficiente de transferencia de calor, el valor máximo de entre todas, multiplicado por la ecuación de Dittus-Boelter ( $h_i$ ).

$$h_{df} = \Psi_{\max} \cdot h_i \quad (\text{Ec. 3.83})$$

$$h_i = 0.023 Re_{i0}^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (\text{Ec. 3.84})$$

$$\Psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (\text{Ec. 3.85})$$

Donde:

$$N = 0.38 Fr_i^{-0.3} \cdot Co \quad (\text{Ec. 3.86})$$

$$Fr_i = \frac{G^2}{g \cdot D_i \cdot \rho_l^2} \quad (\text{Ec. 3.87})$$

$$Co = \left( \frac{1 - x_g}{x_g} \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (\text{Ec. 3.88})$$

Para  $N > 1.0$

$$\Psi_{nb} = 230 Bo^{0.5} \quad Bo \geq 0.3 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.89})$$

$$\Psi_{nb} = 1 + 46 Bo^{0.5} \quad Bo < 0.3 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.90})$$

Para  $0.1 < N < 1.0$

$$\Psi_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.74N^{-0.1}} \quad (\text{Ec. 3.91})$$

Para  $N \leq 0.1$

$$\Psi_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.74N^{-0.15}} \quad (\text{Ec. 3.91})$$

La constante  $F$  depende del número de ebullición  $Bo$ .

$$F = 14.7 \quad Bo \geq 11 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.92})$$

$$F = 15.43 \quad Bo < 11 \times 10^{-4} \quad (\text{Ec. 3.93})$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{fg}} \quad (\text{Ec. 3.94})$$

Esta correlación fue empleada para calcular el coeficiente medio ( $x=0.5$ ) dentro de los tubos, en los dos tipos de evaporadores, que en este trabajo se estudiaron.

### 7. Eficiencia de aleta y eficiencia de la superficie total.

La eficiencia de aleta para aleta anular externa ( $\eta_a$ ), fue calculada por la ecuación 3.57 y 3.59, mientras que para la aleta longitudinal externa se empleó la ecuación 3.58 y 3.59.

### 8. Coeficiente global de transferencia de calor.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, se empleó la ecuación 3.60 y 3.61, donde se tomó como superficie de referencia a  $A_T$ .

### 9. Cálculo de la efectividad ( $\varepsilon$ ) y el número de unidades de transferencia de calor (NTU).

Para el cálculo de estos parámetros se emplearon las ecuaciones 3.7 y 3.10, para el caso de evaporadores de tubo y coraza, mientras que para evaporadores de doble tubo se emplearon las ecuaciones 3.7 y 3.11 ó 3.12.

**10. Obtención del calor que puede ser retirado en el equipo ( $Q_{\text{calculado}}$ ), con la geometría especificada.** Para estimar el calor se utilizó nuevamente la ecuación 3.64.

**11. Comparación del  $Q_{\text{obtenido}}$  con el calor  $Q_{\text{requerido}}$  y aplicación de criterios de la figura 3.1. Nuevamente aplicamos los criterios:**

Caso 1:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] > Q_{\text{requerido}}$  El equipo está sobrediseñado.

Caso 2:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] < Q_{\text{requerido}}$  El equipo está escaso.

Caso 3:  $[Q_{\text{obtenido}} \pm \% \text{ Error}] \cong Q_{\text{requerido}}$  El equipo cumple con los requerimientos.

**12. Análisis exergético de condensadores.**

Aquí se evalúa el cambio de exergía en las corrientes y se calculan las pérdidas por irreversibilidades, así como los indicadores exérgicos. El desarrollo de la metodología de análisis exergético y los resultados obtenidos se presentan en el apéndice B al final de este trabajo.

### 3.5. Descripción del Simulador SICSERS V.1.0

Para poder simular y conocer el comportamiento térmico y de flujo de los intercambiadores de calor con cambio de fase y superficies extendidas, se desarrolló un programa denominado *SICSERS V.1.0 (Simulador de Intercambiadores de Calor con Superficies Extendidas para Refrigeración Solar)*.

El simulador esta estructurado de acuerdo a la metodología de diseño establecida en la sección 3.1, de tal manera que los cálculos y el procesamiento de la información se realizan de manera secuencial siguiendo el diagrama de flujo de la figura 3.1, hasta obtener los resultados finales.

El simulador se desarrolló utilizando los programas de computo EXCELL y VISUAL BASIC V.6.0, por la versatilidad y facilidad que se tiene al trabajar con estos programas, además de la compatibilidad que estos programas brindan al acoplarse.

El programa SICSERS V.1.0 cuenta con una parte visual muy importante, que facilita al usuario la entrada de los datos necesarios para el diseño, indicando de forma esquemática la variable que esta ingresando.

Este programa consta de tres secciones principales que son: interfase de entrada de datos, secuencia de cálculo y procesamiento de datos e interfase de salida de resultados, dentro de las cuales se encuentran los módulos necesarios para desarrollar la metodología de diseño planteada. A continuación se detallaran las secciones del simulador.

- **Interfase de entrada de datos.** En la figura 3.2, se muestra una pantalla de entrada de datos al simulador de acuerdo a los pasos 1, 2 y 4 de la metodología general de diseño, figura 3.1. Aquí se proporcionan todas las variables de diseño que son:
  - a) *Variables de operación:* Temperatura, presión y flujo másico de las corrientes frías y caliente a la entrada. Además de la composición, si el refrigerante empleado es mezcla (amoníaco/agua) y de la humedad relativa si el fluido de enfriamiento es aire.
  - b) *Variables geométricas:* Arreglo de los tubos, separación transversal y longitudinal entre los tubos, número de hileras, número de tubos por hilera, número de circuitos, número de pasos por los tubos, diámetro exterior y espesor de los tubos, número de aletas y separación y espesor

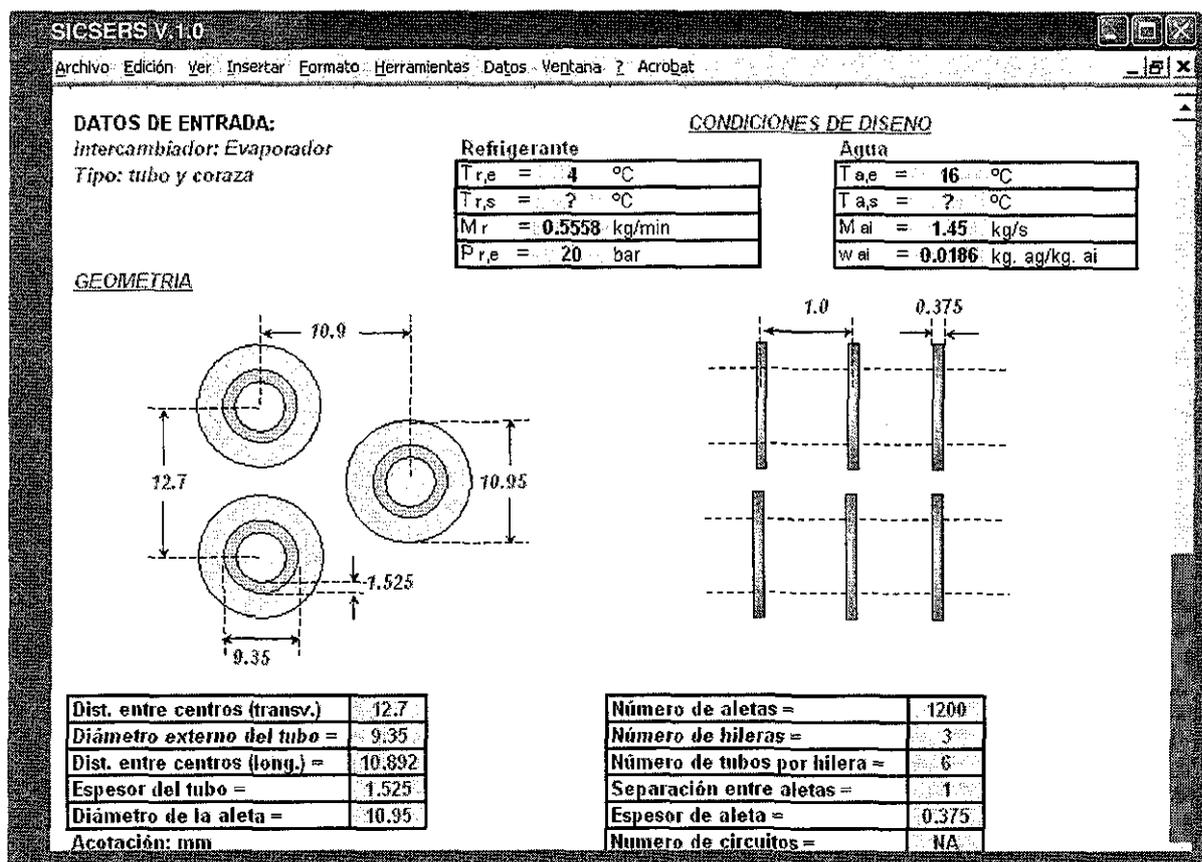


Figura 3.2. Pantalla de entrada de datos al programa.

- **Secuencia de cálculo y procesamiento de información.** Aquí se realiza el análisis y la evaluación de los equipos de forma estructurada, siguiendo la secuencia de cálculo conforme a los pasos del 4 al 11, con referencia en la figura 3.1.

En esta sección se encuentran los módulos que contienen los modelos matemáticos para determinar los coeficientes individuales de transferencia de calor, caídas de presión por la parte interna y externa y la capacidad de los equipos así como los modelos para aplicar el análisis exergético a los condensadores y evaporadores. También se tienen los módulos con las rutinas para cálculo de propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo amoníaco, amoníaco/agua, aire y agua, y para determinar área, volumen y masa de los intercambiadores.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

- **Interfase de salida de resultados.** Aquí se despliegan los resultados de interés para poder evaluar y comparar los condensadores, como son: coeficientes individuales de transferencia de calor, caídas de presión, áreas de transferencia de calor, relación de áreas (indicadores), así como los parámetros necesarios para dimensionar el ventilador, en caso de tratarse de condensadores enfriados con aire.

También se despliegan todos los resultados del análisis exergético como son: cálculo de exergía en las corrientes y cálculo de irreversibilidades, así como los indicadores exergéticos (eficiencia, efectividad, rendimiento y potencial de mejoramiento), los cuales son necesarios para optimizar los equipos. En la figuras 3.3.a, 3.3.b, 3.3.c, y 3.3.d, se presentan algunas pantallas que muestran la forma en que el simulador despliega los resultados.

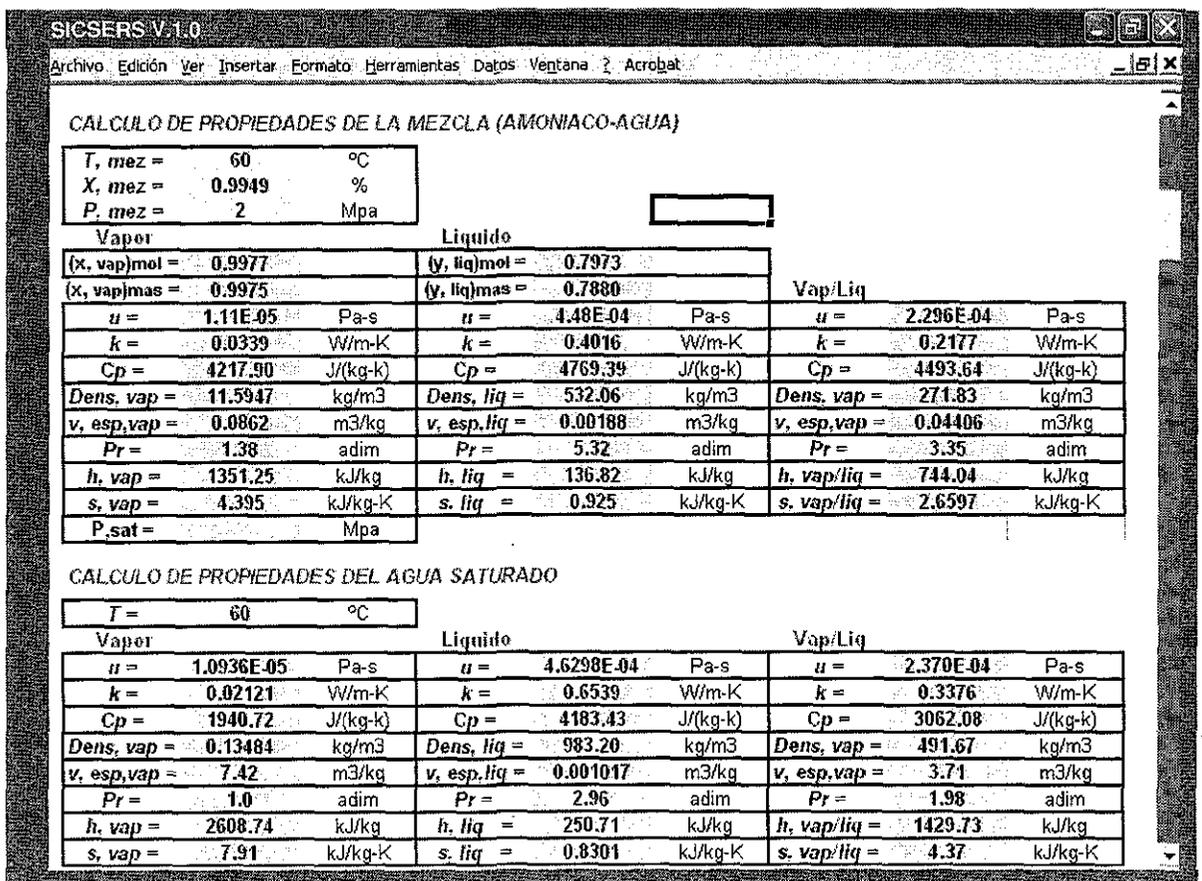


Figura 3.3.c. Pantalla de salida de resultados del simulador.

TESIS CON  
 DATA DE APLICACION

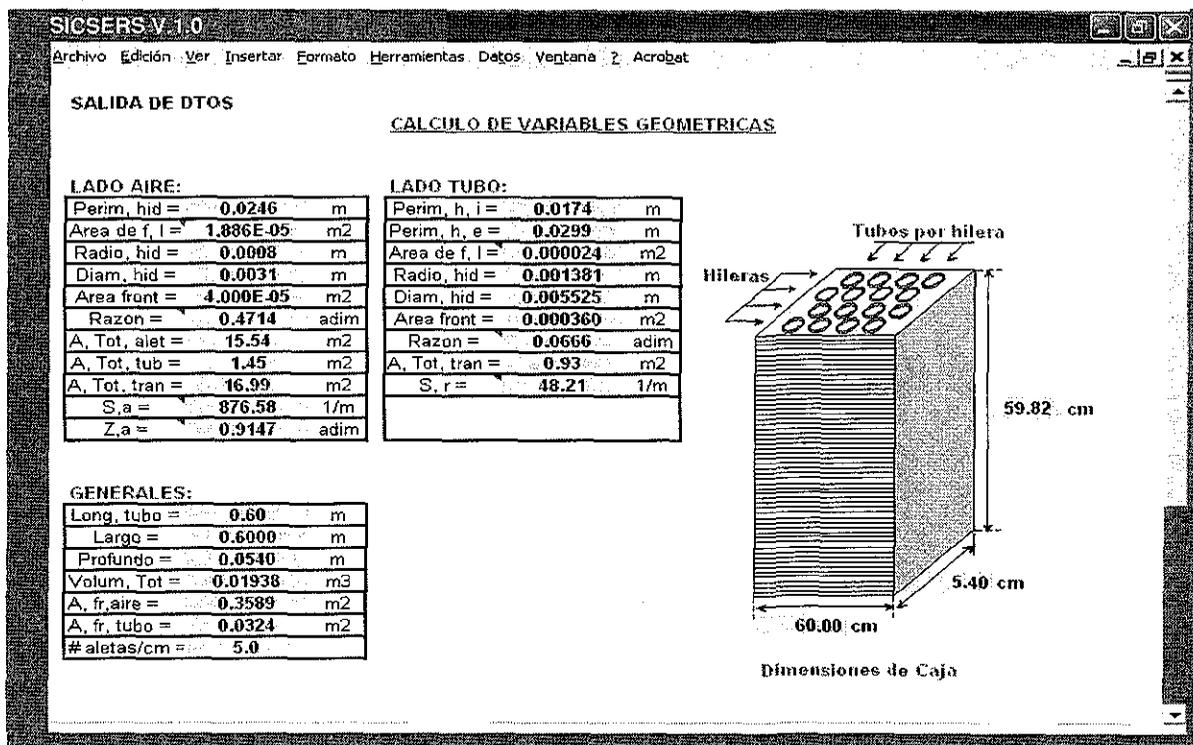


Figura 3.3.a. Pantalla de salida de resultados del simulador.

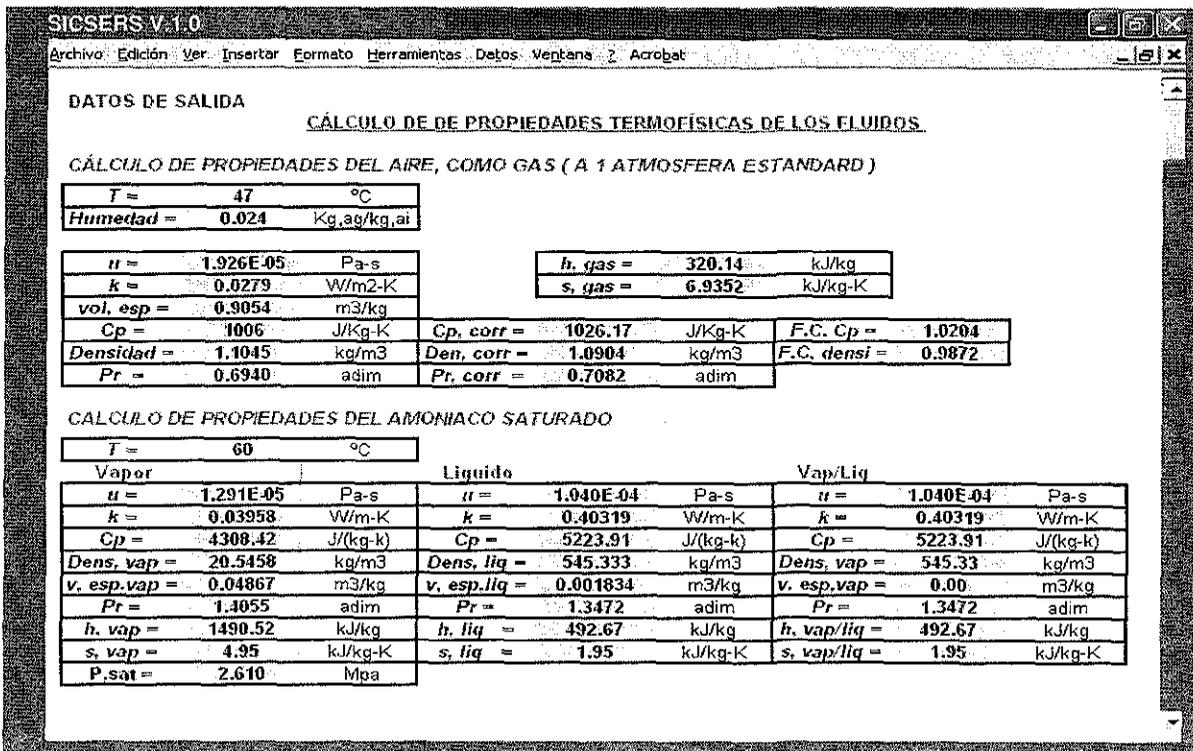


Figura 3.3.b. Pantalla de salida de resultados del simulador.

TESIS CON  
FALTA DE ORIGEN

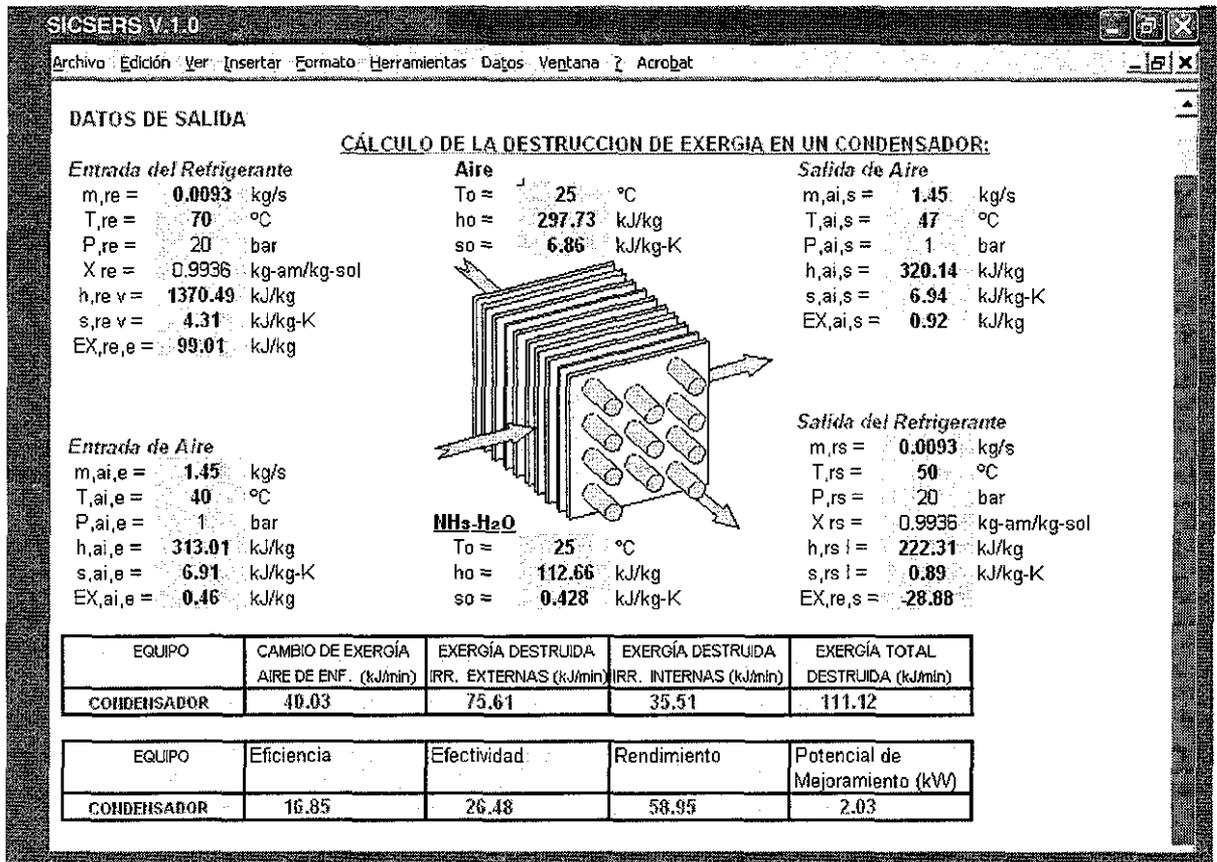


Figura 3.4. Pantalla de salida de resultados del simulador.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## CAPÍTULO IV

### SIMULACIÓN Y DISEÑO

#### Resumen

*En este capítulo se presentan los resultados de la simulación de condensadores y evaporadores con diferentes tipos de aletas, y se realiza una comparación entre ellos para seleccionar los equipos con las mejores características y finalmente se plantea el diseño mecánico de los equipos.*

#### 4.1. Análisis de condensadores.

Los condensadores enfriados con aire, pueden presentar variadas configuraciones de flujo, por lo general formando circuitos simétricos entre los tubos (Hogan, 1980) como lo muestra la figura 4.1.a y b. En el análisis de los condensadores la convención utilizada es la mostrada en la figura 4.1.c.

Para el cálculo del calor transferido en el condensador se siguió el método sugerido por (Garimella, 1996) que consiste en tomar un tubo (un paso), al que de aquí en adelante llamaremos *segmento* de un circuito del condensador como se muestra en la figura 4.2 y se procedió a aplicar el método de  $\epsilon$ -NUT descrito en el punto 3.2 del capítulo tres de este trabajo. Primero se evaluaron las propiedades termofísicas de ambos fluidos de trabajo, utilizando las condiciones de operación a la entrada; luego se calculó el área y el coeficiente global de transferencia de calor del segmento  $(UA)_{\text{segmento}}$ , empleando las correlaciones empíricas apropiadas, enseguida se calculó el número de unidades de transferencia NUT, con la Ec. 3.7 y la efectividad  $\epsilon$  del segmento, con la Ec. 3.9; finalmente se calcularon las temperaturas de las corrientes a la salida y el calor transferido por el segmento ( $Q_{\text{segmento}}$ ). El procedimiento se repitió para el siguiente segmento hasta concluir con los segmentos de la primera hilera del circuito. El cálculo se repitió para el número de hileras del circuito del intercambiador, tomando una temperatura del aire promedio y las condiciones a la salida de la hilera anterior, como las nuevas condiciones de entrada de cada hilera. Finalmente mediante una sumatoria de los calores de cada segmento, se calculó el calor total transferido por el intercambiador.

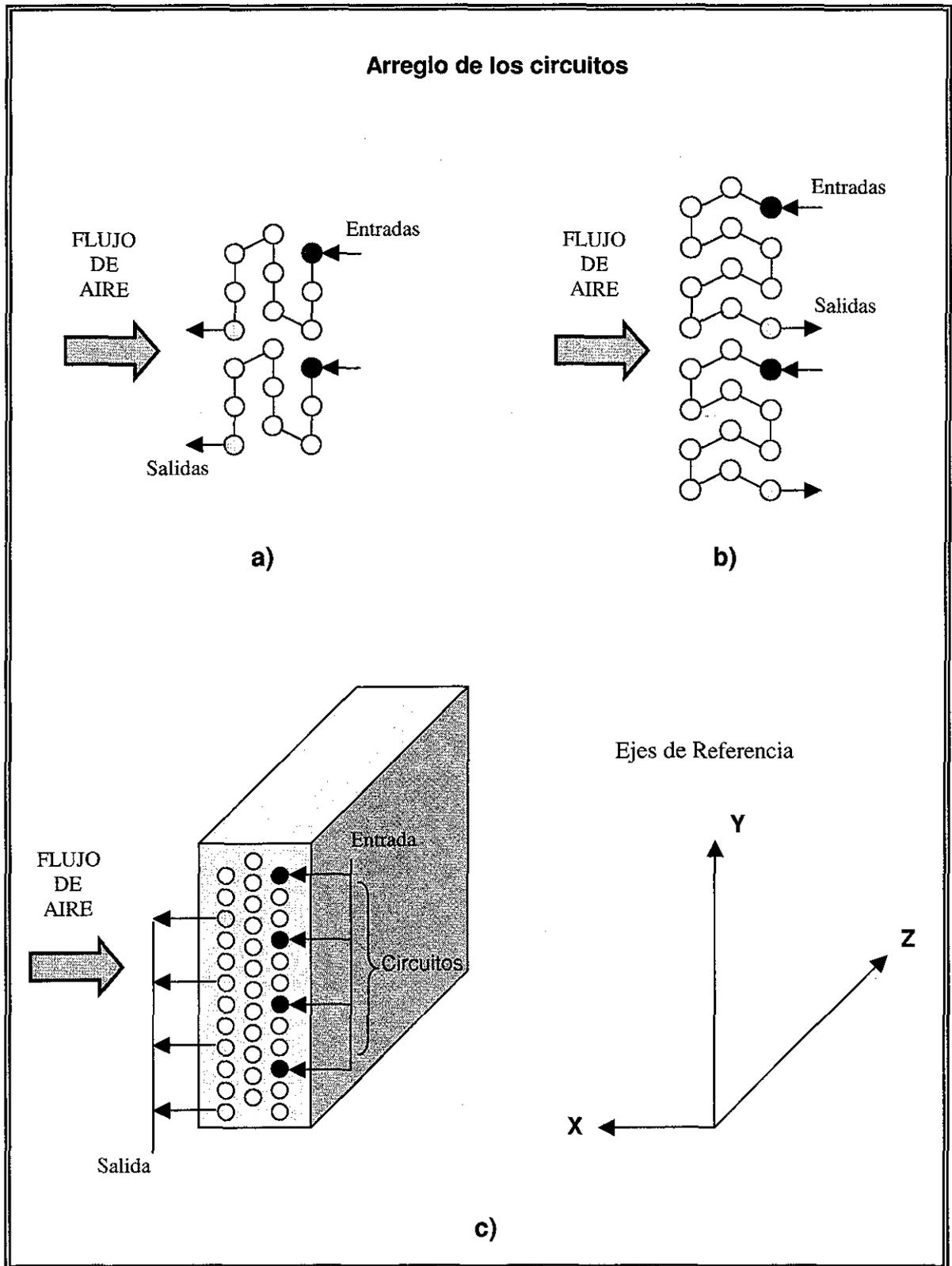


Figura 4.1. Diagrama de arreglos de circuitos de flujo.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

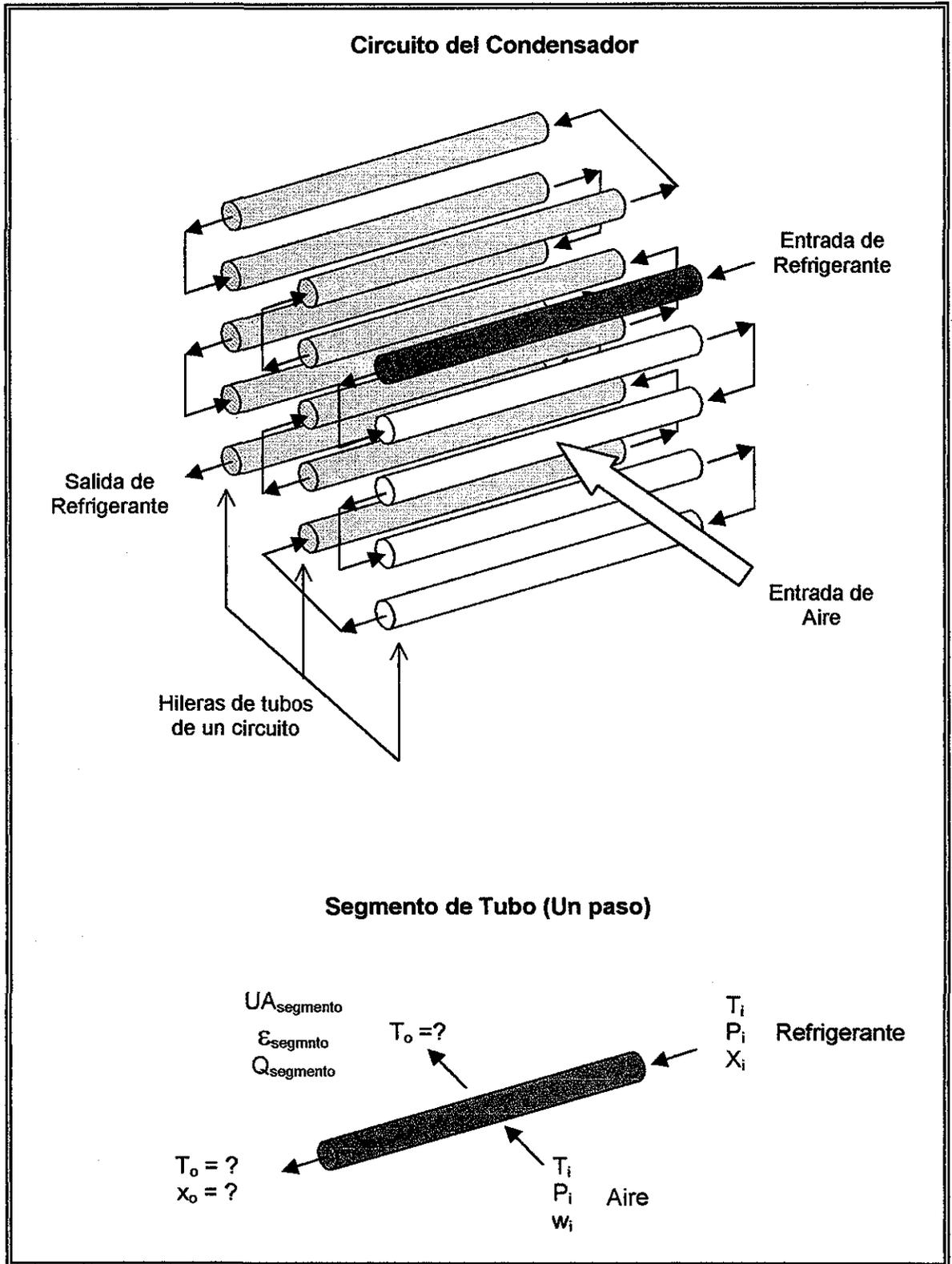


Figura 4.2. Segmento para análisis de condensadores a flujo cruzado.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

El análisis se realiza considerando las siguientes suposiciones.

- a) La calidad del vapor varía linealmente sobre la longitud del segmento que se estudie.
- b) Las propiedades termofísicas permanecen constantes en segmentos de tubería pequeños.
- c) El flujo de refrigerante que circula por dentro de los tubos es igual para cada circuito (rama) del intercambiador.
- d) El flujo de aire que atraviesa la cara frontal del intercambiador, circula de manera uniforme y a temperatura constante.

#### **4.2. Simulación de Condensadores.**

En esta sección se comparan los resultados numéricos obtenidos con el procedimiento de cálculo descrito en la sección anterior. Se presentan dos geometrías (casos) de cada tipo de condensador, que cumplieron con los requerimientos establecidos, de éstas, se selecciona la más apropiada y finalmente se comparan las mejores cuatro geometrías para seleccionar el equipo idóneo.

Los criterios para elegir y proponer los casos de estudio de los diferentes tipos de condensadores, se fundamentan en estudios de tuberías comerciales realizados por (Kays y London, 1984), para generar propuestas técnicamente viables y estudios realizado por (Garimella, 1996) que dan la pauta para proponer diseños preliminares.

Las condiciones de diseño que se toman para realizar la simulación de los condensadores son las reportadas por (Velázquez y Best, 2000) y se presentan en el Capítulo II de este trabajo y se fijan en función de los requerimientos del sistema de absorción GAX. Considerando lo anterior y aplicando los criterios de mayor eficiencia, menor tamaño y peso, y mínima generación de entropía, se obtuvieron los diseños tentativos para estudio.

A continuación se presenta el estudio realizado para las diferentes geometrías, para los cuatro diferentes tipos de aleta seleccionadas, para el condensador. El arreglo y conexión de los tubos de cada circuito del condensador es el mostrado en la figura 4.1.a.

En las siguientes tablas se especifican con detalle las geometrías y las condiciones de operación de los ensayos que se realizaron, así como los resultados obtenidos.

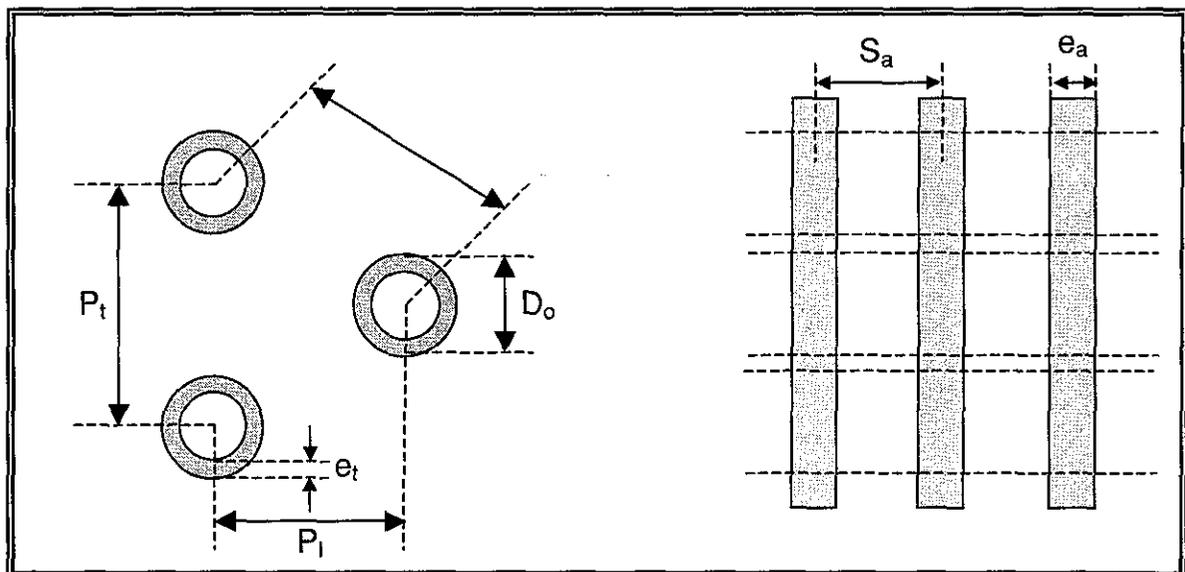
Las condiciones iniciales de operación que se utilizaron para la simulación de los diferentes tipos de condensadores estudiados se presentan en la tabla 4.1. Éstas son las mismas para todos los casos de estudio presentados.

**Tabla 4.1. Condiciones iniciales de operación para simulación de condensadores.**

<b>Condiciones Iniciales de Operación</b>	
Temperatura del refrigerante a la entrada (°C)	70.0 (vapor saturado)
Presión del refrigerante a la entrada (bar)	20.0
Composición de la mezcla NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O (kg N H <sub>3</sub> / kg Sol.)	0.9939
Flujo másico del refrigerante (kg/s)	0.00926
Temperatura del aire a la entrada (°C)	40.0
Presión del aire a la entrada (bar)	1.0
Flujo másico del aire (kg/s)	1.450

#### 4.2.1. Tubo circular liso y aleta lisa continua.

A continuación se presenta el diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas lisas figura 4.3, donde se aprecian los principales parámetros geométricos para el diseño de este equipo.



**Figura 4.3. Diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas lisas.**

En la tabla 4.2, se muestran las geometrías propuestas para los casos de condensadores de tubos circulares con aletas lisas y continuas, mientras que en la tabla 4.2, se muestran los valores más relevantes obtenidos de la simulación de éste tipo de condensador.

**Tabla 4.2. Geometrías propuestas para la simulación de los condensadores de tubos circulares con aletas lisas continuas.**

<b>Geometría del Condensador</b>	<b>CASO 1</b>	<b>*CASO 2</b>	<b>CASO 3</b>
Número de circuitos	6	6	5
Número de hileras	4	3	3
Número de tubos por hilera	24	30	40
Arreglo de los tubos	triangular	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	20	20	20
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	20	18	18
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.925	9.925	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	2.0	2.0	2.0
Pasos por hilera	4	5	8
<b>Geometría de Aletas</b>			
Separación de aletas $S_a$ (mm)	2	2	2
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.2	0.2	0.2
<b>Materiales</b>			
Tubos	Aluminio	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio	Aluminio

**Tabla 4.3. Resultados obtenidos de la simulación de los casos de tubos y aletas lisas continuas.**

	<b>CASO 1</b>	<b>*CASO 2</b>	<b>CASO 3</b>
Capacidad (kW)	10.61	10.61	10.61
Caída de presión del lado tubos (kPa)	6.47	6.10	7.85
Caída de presión del aire (Pa)	39.37	29.9	26.12
Masa de tubos (kg)	23.61	22.71	26.53
Masa de aletas (kg)	15.75	14.19	13.99
Masa total (kg)	39.37	36.9	40.52
Razón de superficie aletada a lisa (adim)	23.5	25.14	24.07
Eficiencia de la superficie (adim)	0.9829	0.9853	0.9858
Alto $Y$ (cm)	60.20	54.20	72.0
Ancho $X$ (cm)	8.0	6.0	6.0
Profundo $Z$ (cm)	59.82	79.82	69.82
Volumen ( $m^3$ )	0.0287	0.0258	0.03016
Temperatura del refrigerante a la salida ( $^{\circ}C$ )	50.5	49.9	51.2
Temperatura del aire a la salida ( $^{\circ}C$ )	47.15	48.3	47.5

TESIS CON  
 DATA DE ORIGEN

Observando los resultados obtenidos de la simulación de este tipo de condensador, se puede decir que el CASO 2 es el que cumple con los requerimientos de capacidad previamente establecidos y es el que presentó el menor tamaño y peso, además observamos que la caída de presión calculada esta por debajo de la caída de presión permisible.

#### 4.2.2. Tubo circular liso y aleta ondulada.

Enseguida se presenta muestra el diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas onduladas figura 4.4, donde se representan los principales parámetros geométricos para el diseño de este equipo.

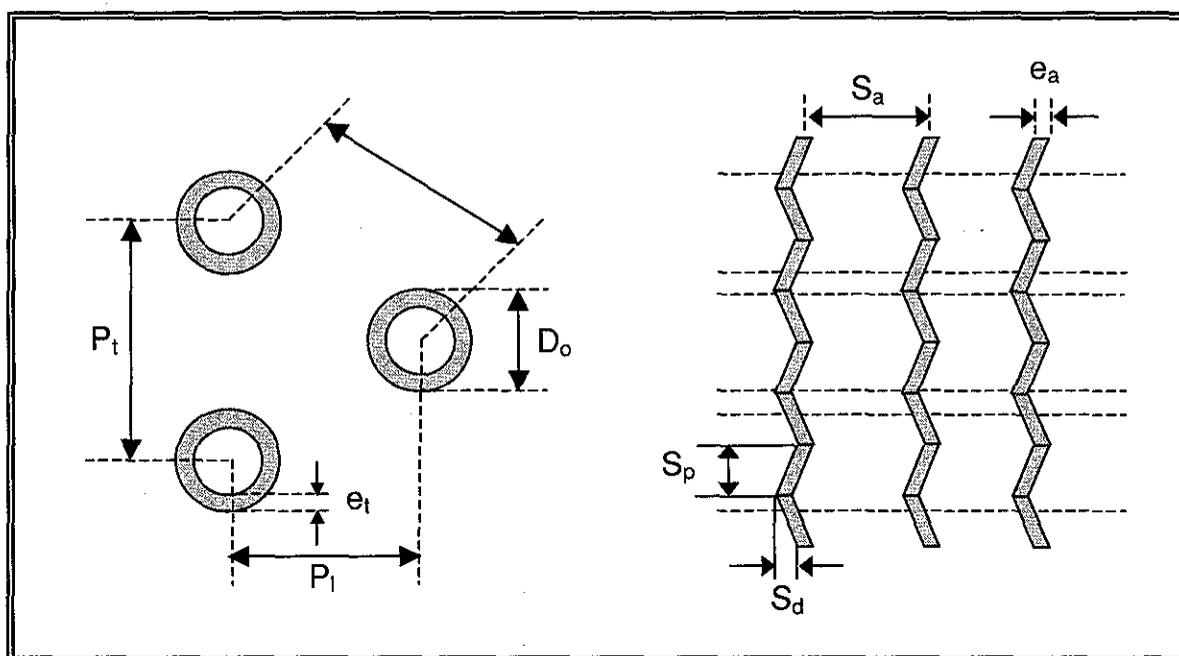


Figura 4.4. Diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas onduladas.

En la tabla 4.4, se muestran las geometrías propuestas para los casos de condensadores de tubo circulares provistos con aletas onduladas, mientras que en la tabla 4.5, se presentan los valores más relevantes obtenidos de la simulación de éste tipo de condensador.

**Tabla 4.4. Geometrías propuestas para la simulación de los condensadores de tubos con aletas onduladas.**

<b>Geometría del Condensador</b>	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Número de circuitos	5	5
Número de hileras	3	4
Número de tubos por hilera	25	20
Arreglo de los tubos	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	27	27
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	24	24
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.925	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	2.0	2.0
Pasos por hilera	5	4
Longitud de cresta a valle $S_d$ (mm)	4.5	4.5
Longitud de media onda $S_p$ (mm)	1.0	1.0
<b>Geometría de Aletas</b>		
Separación de aletas $S_a$ (mm)	1.5	2.0
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.12	0.2
<b>Materiales</b>		
Tubos	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio

**Tabla 4.5. Resultados de la simulación de los casos de tubo y aletas onduladas.**

	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Capacidad (kW)	10.65	10.65
Caída de presión del lado tubos (kPa)	13.47	14.10
Caída de presión del aire (Pa)	40.92	36.75
Masa de tubos (kg)	17.30	17.98
Masa de aletas (kg)	11.75	13.25
Masa total (kg)	29.05	31.23
Razón de superficie aletada a lisa (adim).	26.4	22.35
Eficiencia de la superficie (adim)	0.989	0.981
Alto $Y$ (cm)	60.2	49
Ancho $X$ (cm)	8.1	10.8
Profundo $Z$ (cm)	59.9	79.8
Volumen ( $m^3$ )	0.0290	0.0413
Temperatura del refrigerante a la salida ( $^{\circ}C$ )	49.5	50.8
Temperatura del aire a la salida ( $^{\circ}C$ )	48.76	48.05

TESIS CON  
 FALTA DE ORDEN

Observando los resultados que se obtuvieron de la simulación de este tipo de condensador, podemos decir que el CASO 1 es el que cumple con los requerimientos de capacidad previamente establecidos y es el que presentó el menor tamaño y peso, además observamos que la caída de presión calculada por la parte externa, es ligeramente mayor que la caída de presión obtenida en el CASO 2, sin embargo, está por debajo de la caída de presión permisible.

#### 4.2.3. Tubo circular liso y aleta anular.

A continuación se presenta el diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas anulares figura 4.5, donde se muestran los principales parámetros geométricos para el diseño de este equipo.

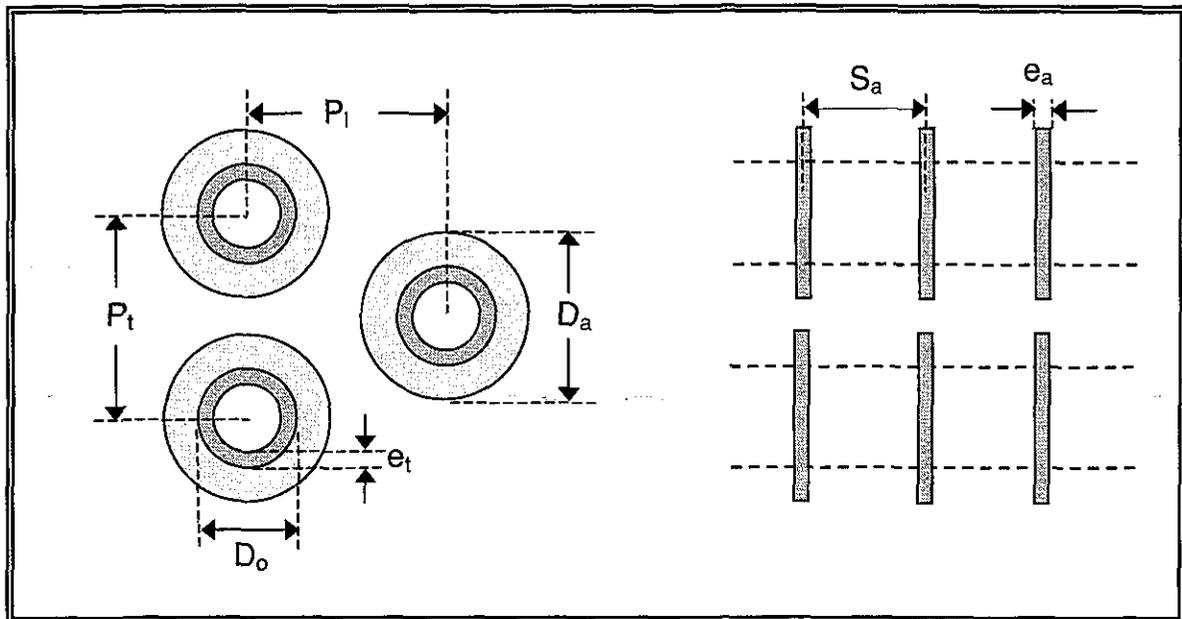


Figura 4.5. Diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas anulares.

En la tabla 4.6, se muestran las geometrías propuestas para los casos de condensadores de tubos circulares con aletas onduladas, mientras que en la tabla 4.7, se presentan los valores más relevantes obtenidos de la simulación de éste tipo de condensador.

**Tabla 4.6. Geometrías propuestas para la simulación de los condensadores de tubos con aletas anulares.**

<b>Geometría del Condensador</b>	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Número de circuitos	6	6
Número de hileras	5	6
Número de tubos por hilera	32	24
Arreglo de los tubos	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	22.8	22.8
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	25.4	25.4
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.945	9.945
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	2.0	2.0
Pasos por hilera	5	4
<b>Geometría de Aletas</b>		
Separación de aletas $S_a$ (mm)	1	1.5
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.2	0.15
Diámetro de la aleta $D_a$ (mm)	23	23
<b>Materiales</b>		
Tubos	aluminio	aluminio
Aletas	aluminio	aluminio

**Tabla 4.7. Resultados de la simulación de los casos de tubos con aletas anulares.**

	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Capacidad (kW)	10.65	10.81
Caída de presión del lado tubos (kPa)	8.6	8.16
Caída de presión del aire (Pa)	55.9	60.77
Masa de tubos (kg)	32.52	34.22
Masa de aletas (kg)	26.16	29.65
Masa total (kg)	59.68	63.87
Razón de superficie aletada a lisa (adim)	18.82	17.15
Eficiencia de la superficie (adim)	0.9812	0.9864
Alto $Y$ (cm)	81.28	81.28
Ancho $X$ (cm)	11.43	16
Profundo $Z$ (cm)	79.92	69.92
Volumen ( $m^3$ )	0.0742	0.09093
Temperatura del refrigerante a la salida ( $^{\circ}C$ )	51.45	50.28
Temperatura del aire a la salida ( $^{\circ}C$ )	47.55	47.99

Observando los resultados que se obtuvieron de la simulación de este tipo de condensador, podemos decir que el CASO 1 es el que cumple con los requerimientos de capacidad establecidos y es el que presentó el menor tamaño y peso, además presenta la menor caída de presión. En cuanto a la temperatura del refrigerante a la salida, se encuentra ligeramente por encima de la temperatura de líquido saturado.

#### 4.2.4. Tubo circular liso y aleta embutida (louvered).

Enseguida se muestra el diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas embutidas (louvered) figura 4.6, donde se indican los principales parámetros geométricos para el diseño de este equipo.

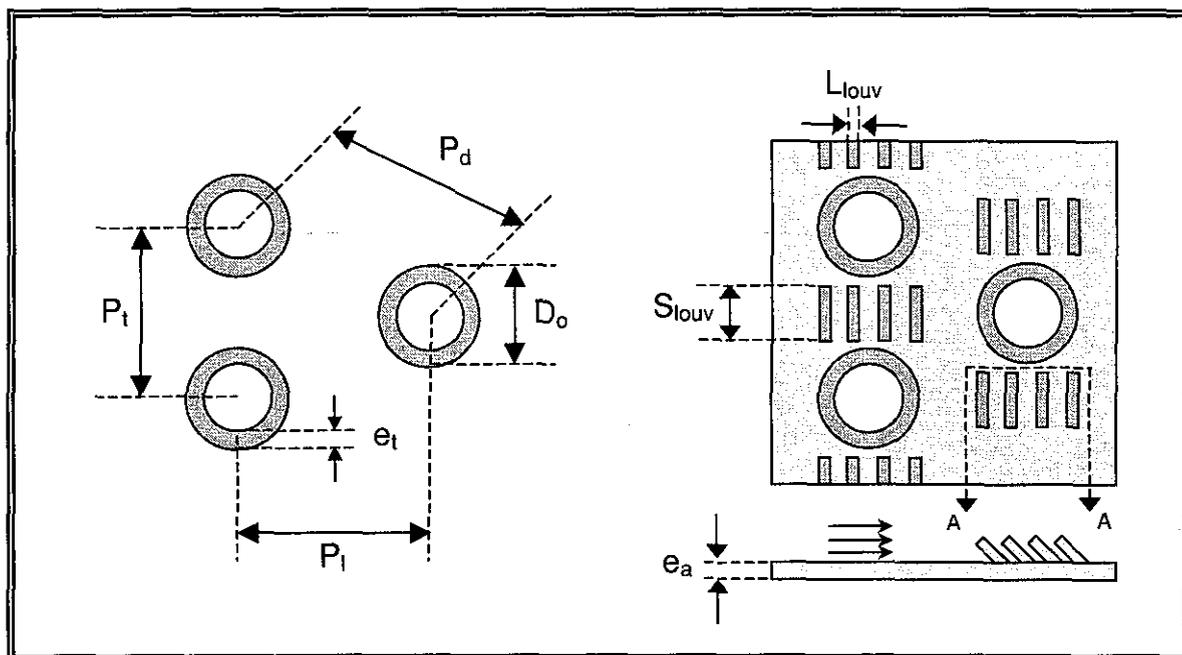


Figura 4.6. Diagrama de un condensador de tubos circulares y aletas embutidas.

En la tabla 4.8, se muestran las geometrías propuestas para los casos de condensadores de tubos circulares con aletas embutidas (persianas), mientras que en la tabla 4.9, se presentan los valores más relevantes obtenidos de la simulación de éste tipo de condensador.

**Tabla 4.8. Geometrías propuestas para la simulación de los condensadores de tubos circulares con aletas embutidas (persianas).**

<b>Geometría del Condensador</b>	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Número de circuitos	6	6
Número de hileras	3	4
Número de tubos por hilera	30	24
Arreglo de los tubos	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	23	23
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	20	20
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.925	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	2.0	2.0
Pasos por hilera	5	4
<b>Geometría de Aletas</b>		
Separación de aletas $S_a$ (mm)	2	4
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.2	0.15
Largo de persiana $S_{louv}$ (mm)	10.0	10
Ancho de persiana $L_{louv}$ (mm)	2.0	2.0
Numero de persianas	4	4
<b>Materiales</b>		
Tubos	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio

**Tabla 4.9. Resultados de la simulación de los casos de tubo y aleta embutida.**

	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Capacidad (kW)	10.61	10.61
Caída de presión del lado tubos (kPa)	12.99	12.34
Caída de presión del aire (Pa)	42.74	47.5
Masa de tubos (kg)	18.31	20.51
Masa de aletas (kg)	13.15	15.24
Masa total (kg)	31.36	35.75
Razón de superficie aletada a lisa (adim)	23.82	22.09
Eficiencia de la superficie (adim)	0.9833	0.9828
Alto $Y$ (cm)	60.87	49.0
Ancho $X$ (cm)	6.9	9.20
Profundo $Z$ (cm)	69.82	69.82
Volumen ( $m^3$ )	0.02891	0.0308
Temperatura del refrigerante a la salida ( $^{\circ}C$ )	50.95	50.2
Temperatura del aire a la salida ( $^{\circ}C$ )	48.10	48.54

Observando los resultados que se obtuvieron de la simulación de este tipo de condensador, el CASO 1 es el que cumple con los requerimientos de capacidad establecidos y es el que presentó el menor tamaño y peso, además la caída de presión calculada es menor que para el CASO 2.

#### 4.3. Análisis y selección del condensador idóneo.

Para seleccionar al condensador que cumplió con las mejores características de tamaño y eficiencia, se realizó una comparación entre los cuatro mejores casos de cada tipo de aleta, ésta comparación se presenta en las Tablas 4.10 a y 4.10.b.

De éstas tablas se puede observar lo siguiente: El intercambiador de calor, de tubo circular liso y aleta ondulada resulta ser el más ligero de todos con un peso de 29.05 kg, 105.43% menos que el de aleta anular, 27% menor que el de aleta lisa y 7.95% menor que el de aleta embutida, lo cual se aprecia en la gráfica 4.1. También resulto ser el de geometría más compacta teniendo una altura de 60.2 cm por una profundidad de 59.9 cm, con un volumen de caja de 0.029 m<sup>3</sup>.

Tabla 4.10.a. Comparación entre las geometrías con diferentes tipos de aleta.

Geometría del Condensador	Lisa	Ondulada	Anular	Embutida
Número de circuitos	6	5	6	6
Número de hileras	3	3	5	3
Número de tubos por hilera	30	25	32	30
Arreglo de los tubos	triangular	triangular	triangular	Triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	20	27	22.8	23
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	18	24	25.4	20
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.925	9.925	9.945	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	2.0	2.0	2.0	2.0
Pasos por hilera	5	5	5	5
<b>Geometría de Aletas</b>				
Separación de aletas $S_a$ (mm)	2	1.5	1	2
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.2	0.12	0.2	0.2
Largo de persiana $S_{louv}$ (mm)	----	----	----	10.0
Ancho de persiana $L_{louv}$ (mm)	----	----	----	2.0
Numero de persianas	----	----	----	4
Diámetro de la aleta $D_a$ (mm)	----	----	23	----
Longitud de cresta a valle $S_d$ (mm)	----	4.5	----	----
Longitud de media onda $S_p$ (mm)	----	1.0	----	----
<b>Materiales</b>				
Tubos	Aluminio	Aluminio	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio	Alluminio	Aluminio

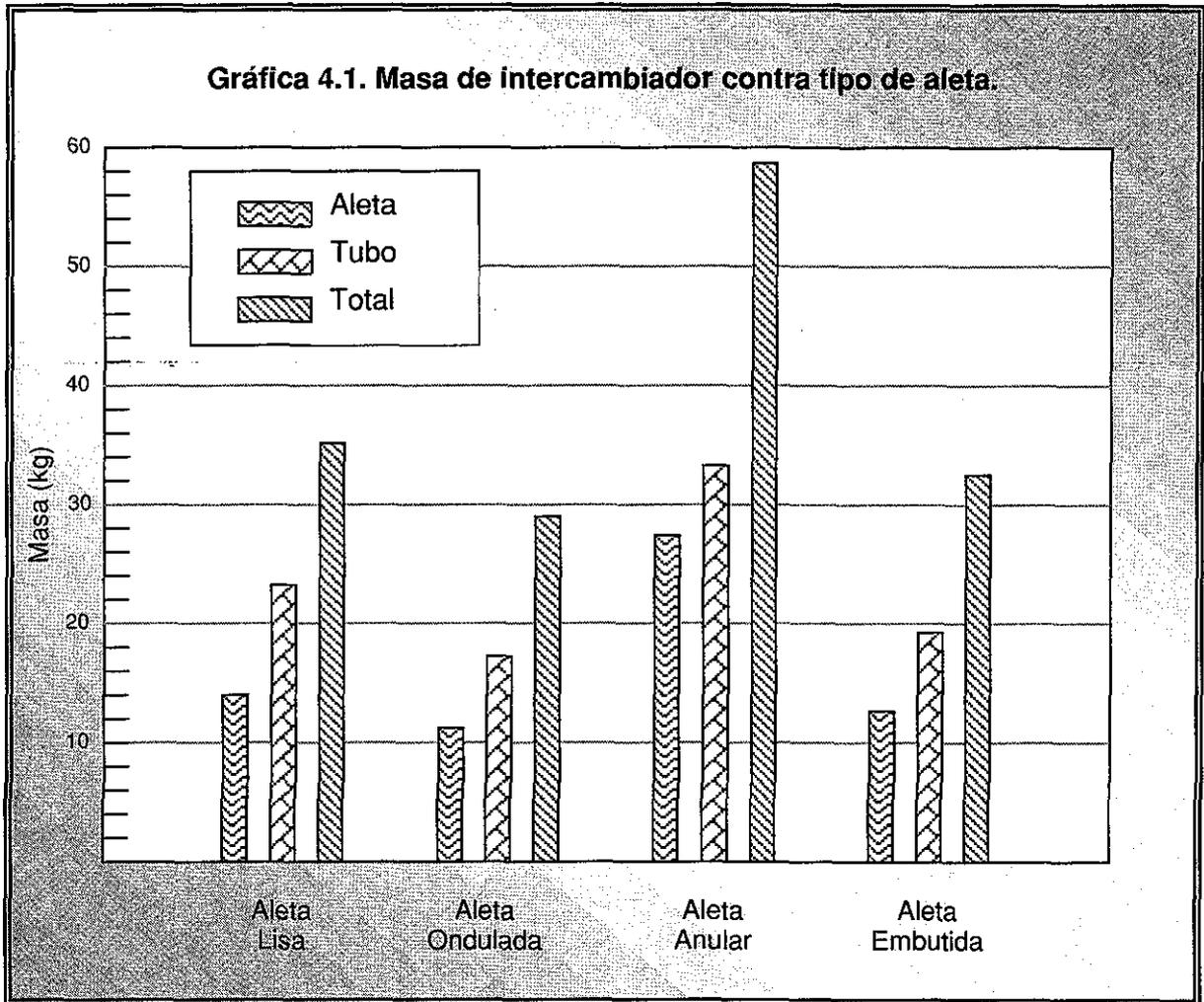
TESIS CON  
FECHA DE ORIGEN

**Tabla 4.10.b. Comparación de entre valores obtenidos, para geometrías con diferentes tipos de aleta.**

	Lisa	Ondulada	Anular	Embutida
Capacidad (kW)	10.61	10.75	10.61	10.61
Caída de presión del lado tubos (kPa)	6.10	13.47	8.6	12.99
Caída de presión del aire (Pa)	29.9	40.92	55.9	42.74
Masa de tubos (kg)	22.71	17.30	32.52	18.31
Masa de aletas (kg)	14.19	11.75	26.16	13.15
Masa total (kg)	36.9	29.05	59.68	31.36
Razón de área aletada a lisa (adim)	25.04	26.4	18.82	23.82
Eficiencia de la superficie (adim)	0.9853	0.989	0.9812	0.9833
Alto <b>Y</b> (cm)	54.20	60.2	81.28	60.87
Ancho <b>X</b> (cm)	6.0	8.1	11.43	6.9
Profundo <b>Z</b> (cm)	79.82	59.9,	79.92	69.82
Volumen (m <sup>3</sup> )	0.0258	0.0290	0.0742	0.0289
Temp. del refrigerante a la salida (°C)	49.85	49.5	51.05	50.95
Temp. del aire a la salida (°C)	48.31	48.76	47.55	48.10

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

ESTA TESIS NO SALI  
DE LA BIBLIOTECA

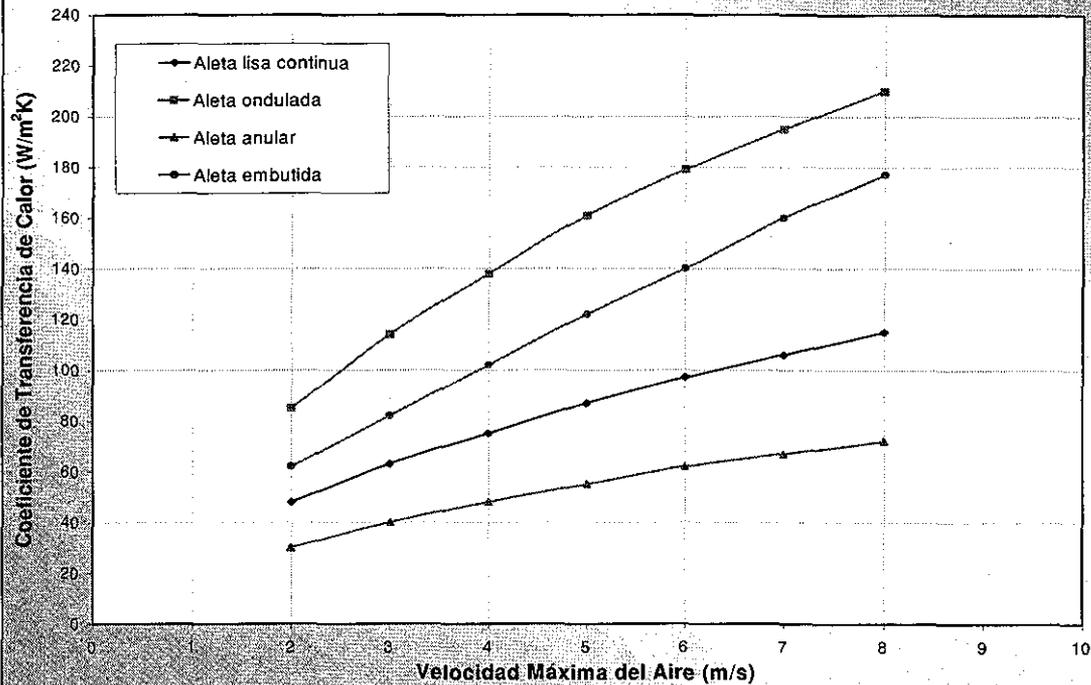


TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

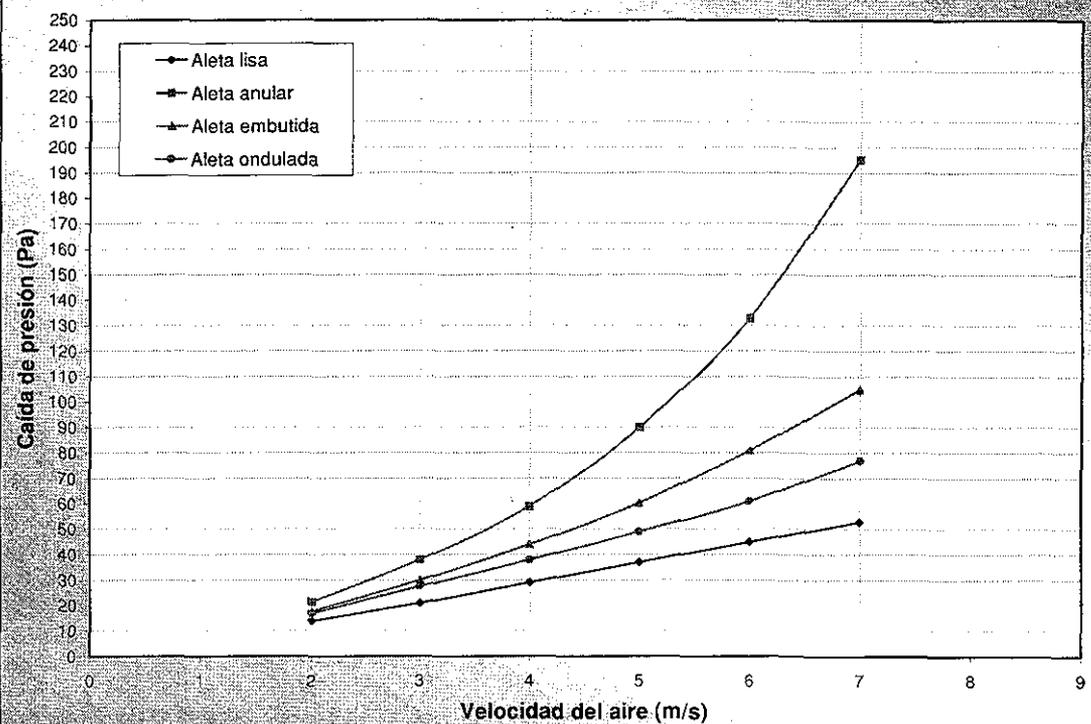
Para conocer la influencia del tipo de aleta sobre el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión en el lado del aire en los condensadores estudiados, se presenta la gráfica 4.2, y se tiene el coeficiente de transferencia del lado del aire como función de la velocidad del aire que atraviesa el área mínima de flujo. En esta gráfica se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor en aleta anular es el más bajo de todos los tipos de aleta considerados, por otro lado se tiene que la aleta ondulada presenta los coeficientes de transferencia de calor más elevados.

En cuanto a la caída de presión, la geometría de tubo circular liso y aleta plana resulto tener la caída de presión más baja de todos los tipos de aletas considerados como se muestra en la gráfica 4.3, la aleta ondulada es la que presenta la mayor caída de presión, seguida por la aleta anular y la aleta embutida, aunque la caída de presión de la aleta ondulada es la más alta, este tipo de aleta resulta ser la más atractiva por los altos coeficientes de transferencia de calor que se obtienen con ésta.

**Grafica 4.2. Efecto de la geometría y velocidad del aire sobre el coeficiente de transferencia de calor.**

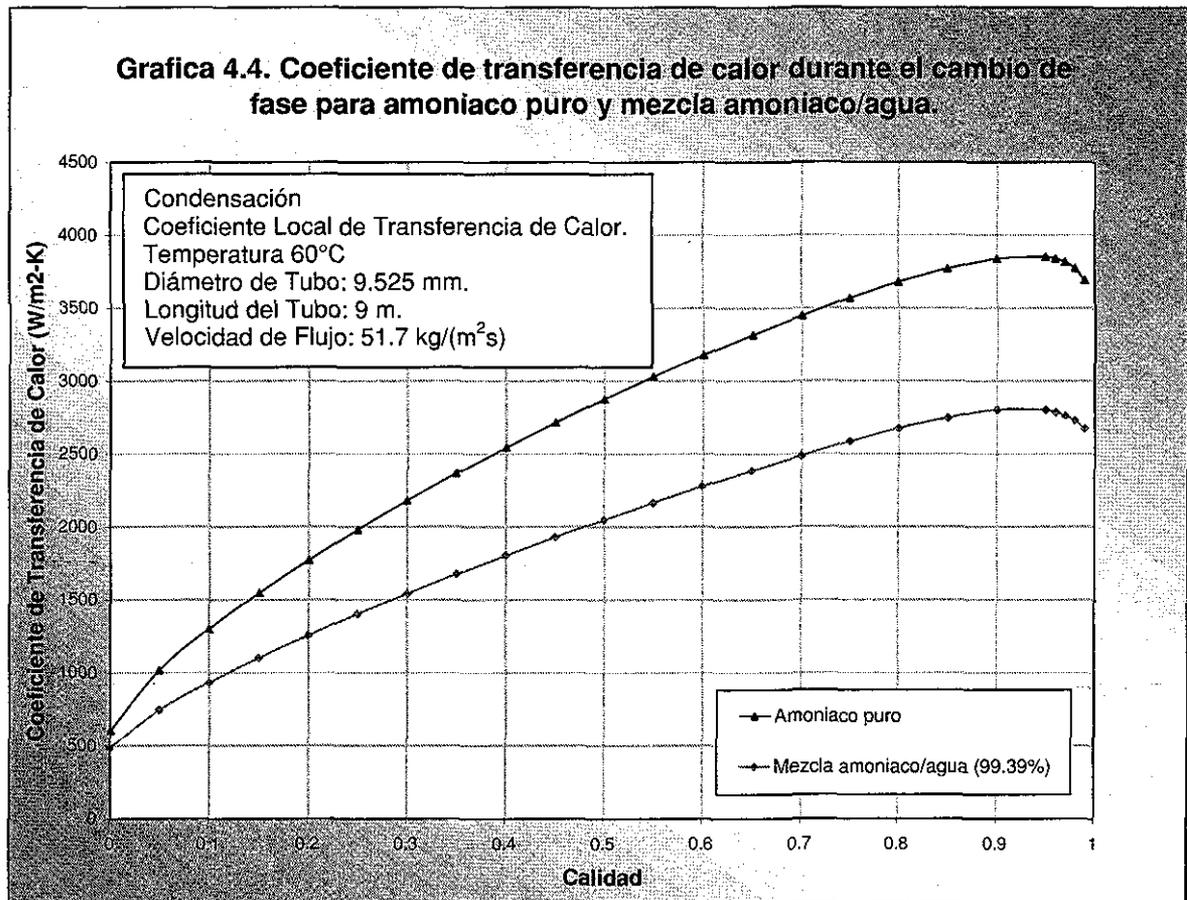


**Grafica 4.3. Efecto de la geometría y velocidad del aire sobre la caída de presión.**



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por la parte interna de los tubos, se integró la correlación como lo sugiere (Shah, 1979), para una temperatura promedio entre la entrada y salida del refrigerante, y para una longitud de tubo establecida en 9 m, que es la longitud de un circuito de intercambiador, el diámetro del tubo se mantuvo en 9.525 mm. (3/8 in). La integración se hizo utilizando refrigerante amoníaco puro y amoníaco/agua (99.39%), con la finalidad de determinar la diferencia entre los coeficientes de ambos fluidos en condensación, en la gráfica 4.4, se muestra el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos.



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Los coeficientes de transferencia promedio dentro de los tubos, tomando una calidad media de 0.5, se muestran en la tabla 4.11. La diferencia entre el refrigerante puro con respecto a la mezcla de amoníaco/agua es del 40.3%, esta variación se debe, entre otras cosas, a la diferencia entre los valores de viscosidad dinámica y conductividad térmica que se tienen para la mezcla amoníaco/agua con respecto al amoníaco como fluido puro.

**Tabla 4.11. Comparación de coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos para amoníaco y amoníaco/agua (99.39%)**

Fluido de Trabajo	$h_{i,m}$ (W/m <sup>2</sup> K) Con integración de Ec. 3.56.a	$h_{i,m}$ (W/m <sup>2</sup> K) Con Ec. 3.56.c	Desviación
amoníaco/agua	2050.4	2159.07	5.29 %
amoníaco	2876.51	2975.31	3.54 %
Desviación	40.3 %	37.80 %	

#### 4.4. Simulación de evaporadores.

Para analizar los evaporadores seleccionados para el sistema de absorción GAX del CIE-UNAM, se empleó el método ( $\epsilon$ -NTU) descrito en el Capítulo III de éste trabajo y nuevamente siguiendo la metodología general de diseño se pudo seleccionar el equipo con las mejores características de eficiencia tamaño y peso. A continuación se presentan los resultados de la comparación de los ensayos realizados para evaporadores tubo y coraza y doble tubo.

Las condiciones iniciales de operación que se utilizaron para la simulación de los dos tipos de evaporadores estudiados se presentan en la tabla 4.12. Éstas son las mismas para todos los casos de estudio presentados.

**Tabla 4.12. Condiciones iniciales de operación para simulación de evaporadores.**

Condiciones de Diseño	
Temperatura del refrigerante a la entrada (°C)	4 (líquido saturado)
Presión del refrigerante a la entrada (bar)	5.0
Composición de la mezcla NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O (kg N H <sub>3</sub> / kg Sol.)	0.9939
Flujo másico del refrigerante (kg/s)	0.00926
Temperatura del agua a la entrada (°C)	16.0
Presión del agua a la entrada (bar)	1.0
Flujo másico del agua (kg/s)	0.4202

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

#### 4.4.1. Evaporadores tubos y coraza.

A continuación se presenta el diagrama de un evaporador de tubos y coraza, empleando tubos con bajo aletado transversal externo figura 4.7, donde se muestran los principales parámetros geométricos para el diseño de este equipo. Para establecer la geometría (diseño tentativo) se revisaron los estudios realizados por (Kays and London, 1984) sobre este tipo de aleta, con el fin de identificar tuberías comerciales de éste tipo y proponer diseños técnicamente viables.

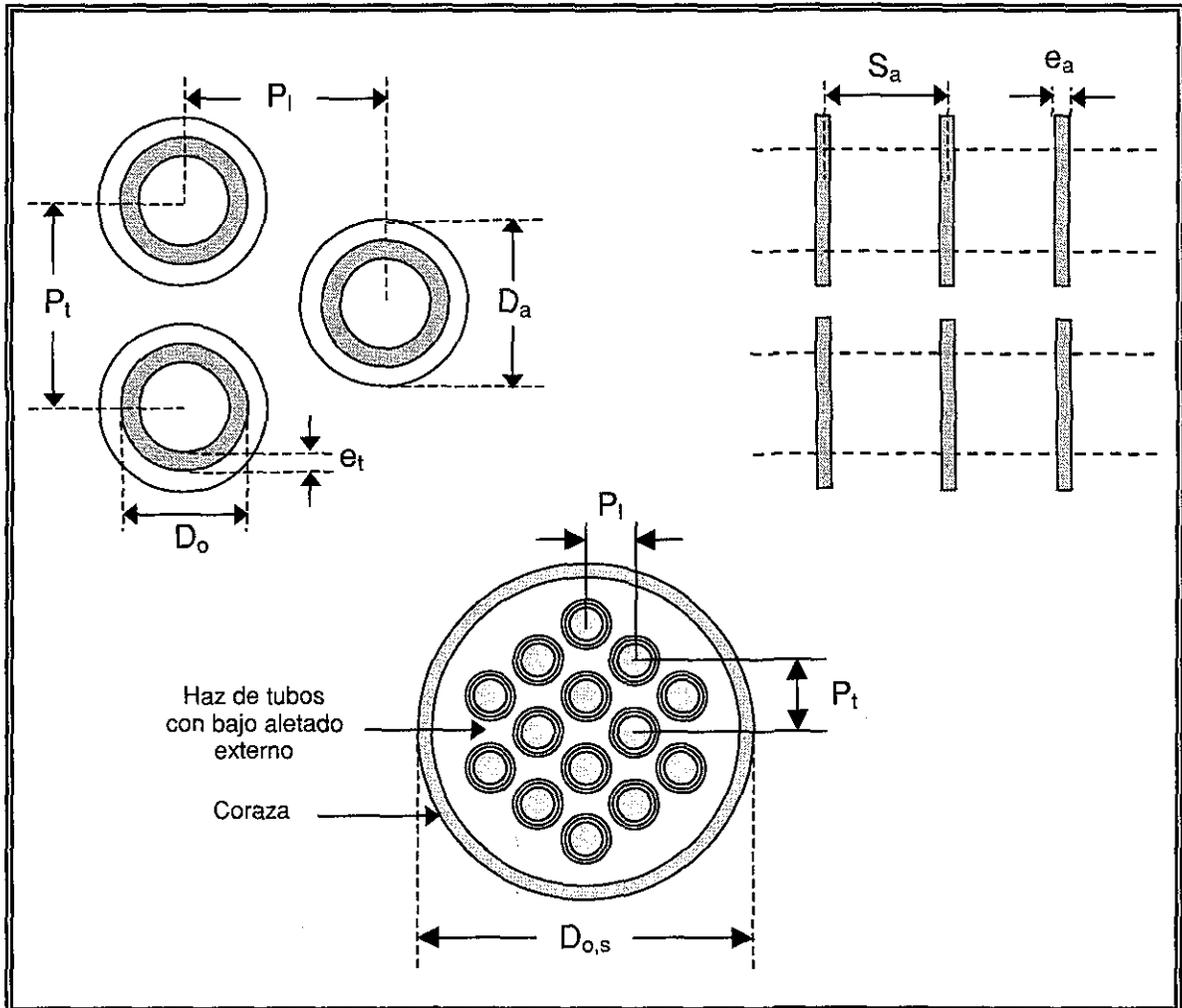


Figura 4.7. Diagrama de un evaporador de tubos y coraza.

En la tabla 4.13, se muestran las geometrías propuestas para los dos ensayos realizados, utilizando evaporadores de tubos y coraza, empleando tubos con bajo aletado transversal por la parte externa del mismo, mientras que en la tabla 4.14, se presentan los valores más relevantes obtenidos de la simulación de éste tipo de evaporador.

**Tabla 4.13. Geometrías propuestas para la simulación de los evaporadores de tubos con bajo aletado transversal y coraza.**

<b>Geometría del Evaporador</b>	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Número de tubos	14	10
Número de hileras	5	4
Número de tubos por hilera	2, 3, 4, 3, 2,	3, 4, 3,
Arreglo de los tubos	triangular	Triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	10.8	20
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	12.7	20
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.525	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	1.5	1.5
Número de pasos por los tubos	4	4
Número de pasos por la coraza	1	1
Diámetro externo de la coraza $D_{o,s}$ (mm)	101.05	112.15
Diámetro interno de la coraza $D_{i,s}$ (mm)	80.46	90.62
Longitud de los tubos $L_t$ (mm)	1000	1200
<b>Geometría de Aletas</b>		
Separación de aletas $S_a$ (mm)	0.625	0.425
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.375	0.250
Diámetro de aleta $D_a$ (mm)	11.125	10.525
<b>Materiales</b>		
Tubos	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio
Coraza	Acero al carbón	Acero al carbón

**Tabla 4.14. Resultados de la simulación de los casos de bajo aletado transversal.**

	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Capacidad (kW)	10.55	10.55
Caída de presión del lado tubos (kPa)	2.05	2.84
Caída de presión del lado coraza (KPa)	3.79	3.41
Masa de tubos (kg)	4.31	4.12
Masa de aletas (kg)	2.45	2.24
Masa de coraza (kg)	30.46	39.75
Masa total (kg)	37.22	46.11
Razón de superficie aletada a lisa (adim)	6.9	5.1
Eficiencia de la superficie (adim)	0.988	0.981
Superficie de transferencia de calor. (m <sup>2</sup> /m)	1.246	1.102
Temperatura del refrigerante a la salida (°C)	7.29	6.54
Temperatura del agua a la salida (°C)	10.87	11.21

Observando los resultados de la simulación de este tipo de evaporador, el CASO 1 es el que presenta las mejores características, ya que cumple con los requerimientos de capacidad establecidos y es el que presento el menor tamaño y peso, además presenta la menor caída de presión dentro de los tubos.

#### 4.4.2. Evaporadores de tipo doble tubo con multitubo interno.

De este tipo de evaporador figura 4.8, se realizaron dos ensayos, con diseños preliminares, para lo cual se verificó que las tuberías con este tipo de aletado fueran comerciales, apoyándose en estudios reportados por (Taborek, 1997), los que presenta una amplia gama de tuberías que pueden ser empleadas con intercambiadores multitubo.

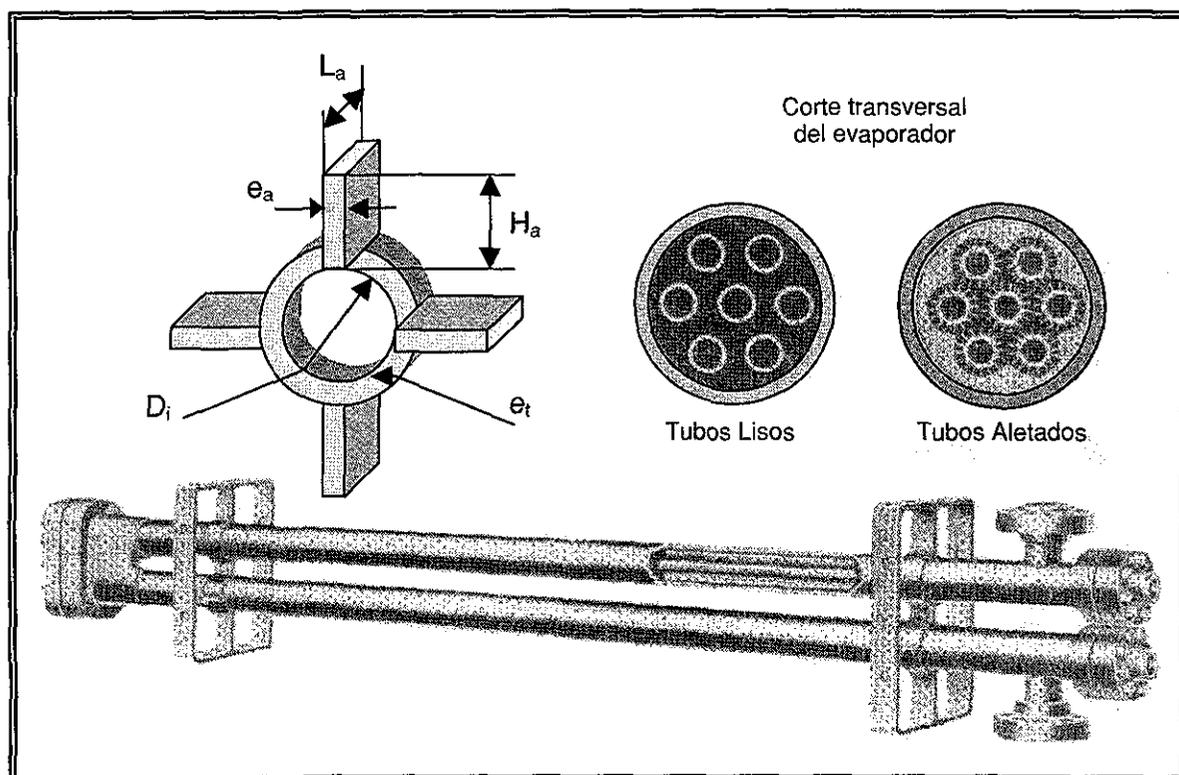


Figura 4.8. Evaporador de doble tubo con multitubo interno.

En la tabla 4.15, se muestran las geometrías propuestas para los dos ensayos realizados, utilizando evaporadores de doble tubo con multitubo interno, empleando tubos con aletado longitudinal externo, mientras que en la tabla 4.16, se presentan los valores más relevantes obtenidos de la simulación de éste tipo de evaporador.

**Tabla 4.15. Geometrías propuestas para la simulación de los evaporadores de doble tubo con multitubo interno y aletado longitudinal.**

<b>Geometría del Evaporador</b>	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Número de tubos	7	7
Número de hileras	3	3
Número de tubos por hilera	2, 3, 2	2, 3, 2
Arreglo de los tubos	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	16	20
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	16	20
Diámetro externo del tubo $D_o$ (mm)	9.525	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	2.11	2.11
Número de pasos por los tubos	2	2
Número de pasos por la coraza	2	2
Diámetro externo de la coraza $D_{o,s}$ (mm)	67.0	78.5
Diámetro interno de la coraza $D_{i,s}$ (mm)	49.8	61.1
Longitud de los tubos $L_t$ (mm)	1200	1200
<b>Geometría de Aletas</b>		
Separación de aletas $S_a$ (mm)	2.1	2.1
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.889	0.889
Altura de aleta $H_a$ (mm)	2.66	5.32
<b>Materiales</b>		
Tubos	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio
Coraza	Acero al carbón	Acero al carbón

**Tabla 4.16. Resultados de la simulación de los casos de aleta longitudinal externa.**

	<b>*CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>
Capacidad (kW)	10.55	10.55
Caída de presión del lado tubos (kPa)	2.95	3.34
Caída de presión del lado coraza (KPa)	2.79	4.5
Masa de tubos (kg)	6.95	6.95
Masa de aletas (kg)	2.10	4.55
Masa de coraza (kg)	39.96	48.85
Masa total (kg)	49.01	60.35
Razón de superficie aletada a lisa (adim)	3.1	5.9
Eficiencia de la superficie (adim)	0.978	0.9828
Superficie total de transf. de calor (m <sup>2</sup> /m)	0.698	1.255
Temperatura del refrigerante a la salida (°C)	6.94	8.22
Temperatura del agua a la salida (°C)	11.55	18.54

Analizando los resultados de la simulación de los evaporadores de doble tubo (multitubo), el CASO 1 es el que presenta las mejores características, ya que cumple con los requerimientos de capacidad establecidos y es el que presentó el menor tamaño y peso, además presenta la menor caída de presión.

#### 4.5. Análisis y selección del evaporador.

Nuevamente se hizo un análisis comparativo para seleccionar al evaporador que reúna las mejores características, realizando una comparación entre los ensayos más satisfactorios, de los tipos de superficies extendidas empleadas. Esta comparación se presenta en la tabla 4.17.a y 4.17.b.

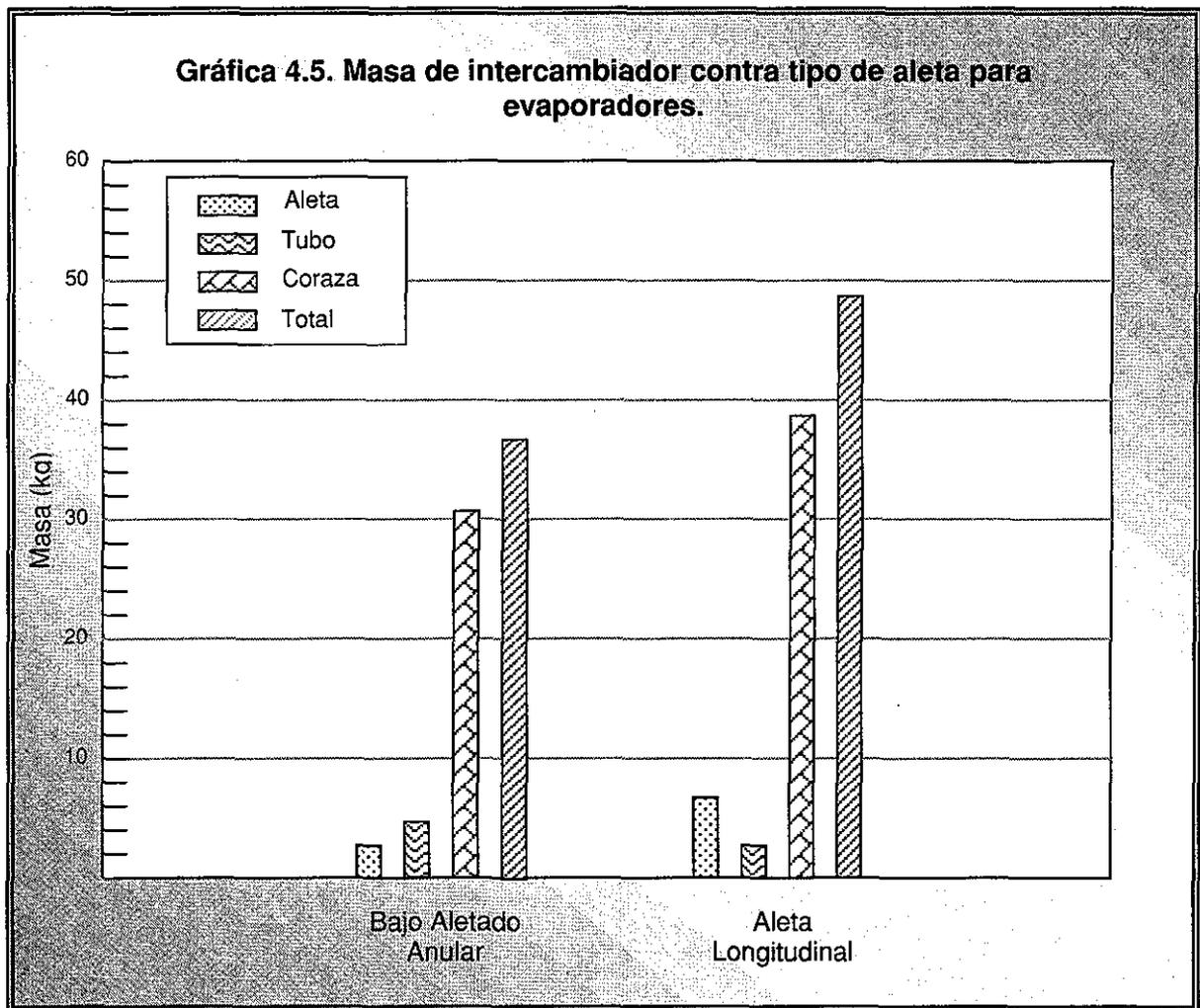
**Tabla 4.17.a. Comparación entre las geometrías con diferentes tipos de aleta.**

<b>Geometría del Evaporador</b>	<b>*Tubo y coraza</b>	<b>Doble tubo</b>
Número de tubos	14	7
Número de hileras	5	3
Número de tubos por hilera	2, 3, 4, 3, 2,	2, 3, 2
Arreglo de los tubos	triangular	triangular
Espaciamiento longitudinal $P_l$ (mm)	10.8	16
Espaciamiento transversal $P_t$ (mm)	12.7	16
Diámetro externo del tubo $D_e$ (mm)	9.525	9.925
Espesor del tubo $e_t$ (mm)	1.4	2.11
Número de pasos	4	2
Diámetro externo de la coraza $D_{o,c}$ (mm)	101.05	67.0
Diámetro interno de la coraza $D_{i,c}$ (mm)	80.466	49.8
Longitud de Tubos $L_t$ (mm)	1000	1200
<b>Geometría de Aletas</b>		
Separación de aletas $P_f$ (mm)	0.625	2.1
Espesor de aletas $e_a$ (mm)	0.375	0.889
Diámetro de aleta $D_a$ (mm)	11.125	-----
Altura de aletas $H_a$ (mm)	-----	2.66
<b>Materiales</b>		
Tubos	Aluminio	Aluminio
Aletas	Aluminio	Aluminio
Coraza	Acero al carbón	Acero al carbón

**Tabla 4.17.b. Comparación de entre valores obtenidos, para geometrías con diferentes tipos de aleta.**

	<b>*Tubo y coraza</b>	<b>Doble tubo</b>
Capacidad (kW)	10.55	10.55
Caída de presión del lado tubos (kPa)	2.05	2.95
Caída de presión del lado coraza (KPa)	3.79	2.69
Masa de tubos (kg)	4.31	6.95
Masa de aletas (kg)	2.45	2.10
Masa de coraza (kg)	30.46	39.96
Masa total (kg)	37.22	49.01
Razón de superficie aletada a lisa (adim)	6.9	3.1
Eficiencia de la superficie (adim)	0.989	0.978
Superficie total de transf. de calor (m <sup>2</sup> /m)	1.246	0.698
Volumen del intercambiador (m <sup>3</sup> )	0.0078	0.0085
Temperatura del refrigerante a la salida (°C)	7.29	6.94
Temperatura del agua a la salida (°C)	10.87	11.55

De estas tablas se puede observar lo siguiente: Para las mismas condiciones de diseño. El intercambiador de calor de tubo con aletado externo y coraza, resultó ser más ligero que el de doble tubo con aletado longitudinal, ya que pesa 37.27 kg, 32.4% menos que el de aleta longitudinal, lo cual se aprecia en la gráfica 4.5. También éste equipo resultó ser más compacto teniendo un volumen de intercambiador de 0.0078 m<sup>3</sup> que es 9% menos que el de doble tubo y una superficie de transferencia de 1.246 m<sup>2</sup>/m, con una razón de superficie aletada a lisa de 6.9, que es más del doble que la obtenida con aletas longitudinales.



Los coeficientes de transferencia promedio dentro de los tubos, tomando una calidad media de  $x = 0.5$ , se muestran en la tabla 4.16. La diferencia entre las tres correlaciones comparadas es menor al 20 %

**Tabla 4.16. Comparación de coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos para amoniaco y amoniaco/agua (99.39).**

Fluido de Trabajo	$h_{i,m}$ (W/m <sup>2</sup> K) Shah	$h_{i,m}$ (W/m <sup>2</sup> K) Gungor	$h_{i,m}$ (W/m <sup>2</sup> K) Kandlikar
amoniaco/agua	2810.5	2919.07	2985.3
Desviación	19.5%		

## CAPITULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1. Conclusiones.

En este trabajo se realizó un análisis térmico y de fluido dinámico de manera teórica a cuatro condensadores y dos evaporadores para un sistema de absorción avanzado GAX que opera con la mezcla amoniaco/agua y que tiene una capacidad de tres toneladas de refrigeración (10.6 kW)

Las conclusiones a las que se llegaron después de realizar y analizar el presente trabajo son las siguientes:

- El desarrollo del simulador SICSERS V.1.0, el cual es una herramienta que de manera estructurada, permitió realizar la simulación de los intercambiadores de calor con capacidad de 10.6kW, operando con refrigerante amoniaco/agua, además de que permitió explorar todas las variables geométricas involucradas en el diseño de los equipos.
- Por medio de la metodología general de diseño de intercambiadores de calor con cambio de fase y superficies extendidas, se definieron los criterios para la selección y diseño del condensador y evaporador para el sistema de absorción GAX.
- Con el estudio y clasificación de las diferentes tecnologías de intercambiadores de calor con superficies extendidas y cambio de fase, fue posible seleccionar los modelos de intercambiador más apropiados para el sistema de refrigeración por absorción GAX del CIE-UNAM.
- Se realizó el modelado matemático de los condensadores y evaporadores, basándose en correlaciones empíricas publicadas en la literatura, considerando el fenómeno de flujo bifásico y aplicando el método de efectividad y número de unidades de transferencia.
- Se realizó la simulación de los condensadores y evaporadores donde por medio de un estudio térmico y fluido dinámico se logró determinar las mejores condiciones para el diseño de los equipos.
- Con base en una comparación entre los diferentes tipos de condensadores y evaporadores analizados, se seleccionó al condensador de tubos y aletas onduladas, como la mejor opción ya que resultó ser el equipo más ligero

(29.05 kg), el más compacto, y el más eficiente, presenta los mas altos coeficientes globales de transferencia de calor, además de que la pérdida de carga en este equipo esta dentro de lo permisible

- Por medio de la comparación entre evaporadores de doble tubo con multitubos aletados longitudinalmente y evaporadores de tubos y coraza, con tubos de bajo aletado externo, resultando este último ser el más ligero, compacto y eficiente, ya que presenta una superficie de transferencia de calor de  $1.24 \text{ m}^2/\text{m}$ , para un volumen relativamente pequeño de  $0.008 \text{ m}^3$ , llegando a tenerse relaciones de superficie aletada hasta de 6 a 1, con respecto a la superficie sin aleta.
- Con el análisis de segunda ley se pudo observar de manera clara y precisa cual condensador y evaporador presentó la mayor eficiencia energética, obteniendo que el condensador de tubos con aletas onduladas y el evaporador de tubos con bajo aletado externo y coraza son los equipos idóneos por presentar las menores pérdidas por irreversibilidades.

## 5.2. Recomendaciones.

- Se sugiere construir el condensador y evaporador propuestos en este trabajo y evaluarlos experimentalmente, para comparar resultados teóricos contra experimentales y validar la metodología de diseño planteada en éste trabajo.
- Buscar incorporar más condensadores y evaporadores al simulador, como los de tipo de placas, con la finalidad de tener más opciones en los análisis comparativos posteriores.
- Realizar un estudio de costos a los intercambiadores de calor con cambio de fase y superficies extendidas, para analizar el costo beneficio de éstos equipos en los sistemas de refrigeración solar.
- Depurar el simulador SICSERS V.1.0 para hacerlo completamente automático y más versátil, con miras a incorporarle nuevos módulos, con nuevos modelos de intercambiadores de calor y hacer un simulador más potente.
- Incorporar al simulador los módulos de propiedades termodinámicas de los fluidos refrigerantes comúnmente empleados.

## APÉNDICE A

### PROPIEDADES TERMOFÍSICAS

En esta sección se presentan las ecuaciones que se utilizan para calcular las propiedades termofísicas del amoníaco, agua y aire como fluidos puros y de la mezcla amoníaco/agua. Estas ecuaciones fueron muy útiles en la simulación de los intercambiadores de calor con cambio de fase. Las presentes propiedades están expresadas en unidades del sistema internacional.

#### Mezcla Amoníaco/Agua.

Las propiedades termofísicas de la mezcla amoníaco/agua, en fase líquido y vapor en saturación, fueron obtenidas utilizando las ecuaciones (A.1 - A.5) de (Pátek y Klomfar, 1995), y (A.6 - A.8) de (Ziegler y Trepp, 1984) que se muestran a continuación:

$$T(p, \bar{x}) = T_0 \sum_i a_i (1 - \bar{x})^{m_i} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (\text{A.1})$$

$$T(p, \bar{y}) = T_0 \sum_i a_i (1 - \bar{y})^{m_i/4} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (\text{A.2})$$

$$h_L(T, \bar{x}) = h_0 \sum_i a_i \left( \frac{T}{T_0} - 1 \right)^{m_i} \bar{x}^{n_i} \quad (\text{A.3})$$

$$h_V(T, \bar{y}) = h_0 \sum_i a_i \left( 1 - \frac{T}{T_0} \right)^{m_i} (1 - \bar{y})^{n_i/4} \quad (\text{A.4})$$

$$y(p, \bar{x}) = 1 - \exp \left[ \ln(1 - \bar{x}) \sum_i a_i \left( \frac{p}{p_0} \right)^{m_i} \bar{x}^{n_i/3} \right] \quad (\text{A.5})$$

De forma iterativa se obtiene la fracción molar de amoníaco líquido  $x$ , y vapor  $y$  a partir de las ecuaciones (A.1) y (A.2) empleando el método de Newton Raphson Modificado y se sustituyen en ecuaciones (A.3) y (A.4) para obtener la entalpía de la fase líquido y vapor respectivamente.

Para obtener la entropía de la fase líquida y vapor respectivamente se utilizan las ecuaciones (A.6) y (A.7).

$$s_L = xs_{am}^L + (1-x)s_{ag}^L + s^E + s^{mez} \tag{A.6}$$

$$s_V = xs_{am}^V + (1-Y)s_{ag}^V + s^{mez} \tag{A.7}$$

Donde:

$$s_{mez} = -R[x \ln(x) + (1-x) \ln(1-x)]$$

Para obtener el volumen específico de la mezcla amoniaco/agua como líquido saturado, empleamos la ecuación (Peng y Robinson, 1976), Ec. (A.8).

$$v = 0.001 + 0.00042 x^{1.2} + 0.00013 x^4 + (0.00005 + 0.00022 x^{1.2} + 0.00034 x^4) \left(\frac{T}{100}\right)^{1.4} \tag{A.8}$$

Los valores de los coeficientes respectivos  $a_i$ , y los exponentes  $n_i$  y  $m_i$  de las ecuaciones (A.1) y (A.2), se presentan en las tablas A1 y A2 respectivamente y las condiciones de referencia son:  $T_0 = 100$  K,  $P_0 = 2$  MPa,  $h_{0,l} = 100$  kJ/kg, y  $h_{0,v} = 1000$  kJ/kg.

**Tabla A1 Coeficientes para ecuación (A.1)**

i	$m_i$	$n_i$	$a_i$
1	0	0	3.22302
2	0	1	-0.384206
3	0	2	0.0460965
4	0	3	-0.00378945
5	0	4	0.00013561
6	1	0	0.487755
7	1	1	-0.120108
8	1	2	0.0106154
9	2	3	-0.00053359
10	4	0	7.85041
11	5	0	-11.5941
12	5	1	-0.052315
13	6	0	4.89596
14	13	1	0.0421059

**Tabla A2 Coeficientes para ecuación (A.2)**

i	$m_i$	$n_i$	$a_i$
1	0	0	3.24004
2	0	1	-0.39592

3	0	2	0.0435624
4	0	3	-0.00218943
5	1	0	-1.43526
6	1	1	1.05256
7	1	2	-0.0719281
8	2	0	12.2362
9	2	1	-2.24368
10	3	0	-20.178
11	3	1	1.10834
12	4	0	14.5399
13	4	2	0.644312
14	5	0	-2.21246
15	5	2	-0.756266
16	6	0	-1.35529
17	7	2	0.183541

Los valores de las propiedades termofísicas de la solución amoníaco/agua se compararon contra valores obtenidos del programa de propiedades termodinámicas desarrollado por (Keith E. Herold en 1986), que utiliza las correlaciones de (Ziegler y Trepp, 1984). En la Tabla A.3 se muestran algunos valores utilizados durante la simulación de intercambiadores de calor con cambio de fase, se puede observar que la desviación de los valores obtenidos con el simulador SICSERS V.1.0. con respecto a los valores obtenidos con el programa de Herold es menor al 1.8 %

Tabla A3 Propiedades termofísicas de la mezcla amoníaco/agua en saturación.

T = 50 °C  
 P = 20.0 bar  
 X = 0.9939 kg am./kg sol.

Propiedad	Símbolo y unidades	Valor SICSERS 1.0	Programa Keith Herold	Desviación (%)
Entalpía	$h_l = \text{kJ/kg}$	234.52	236.63	0.89
	$h_v = \text{kJ/kg}$	1320.01	1299.4	1.50
Entropía	$s_l = \text{kJ/kg-K}$	0.809	0.8174	0.99
	$s_v = \text{kJ/kg-K}$	4.057	4.097	0.098
Vol. Esp.	$v_l = \text{m}^3/\text{kg}$	0.0018	0.00177	1.69
	$v_v = \text{m}^3/\text{kg}$	0.0629	0.0640	1.74

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Para obtener las propiedades del amoniaco, agua y aire como fluidos puros en saturación, se obtuvieron ecuaciones en forma de polinomios, a partir de datos publicados en (ASHRAE HANDBOOK, 1997), estos polinomios están en función de la temperatura como se muestra a continuación:

$$f(T) = AT^6 + BT^5 + CT^4 + DT^3 + ET^2 + FT^1 + GT^0 \tag{A.9}$$

Donde  $T$  se da en °C.

**Amoniaco como fluido puro.**

Para obtener las propiedades termofísicas del amoniaco como fluido puro se utiliza el polinomio de la forma (A.9), donde los coeficientes A; B; C; D; E; F y G están listados en la Tabla A4, para fase vapor saturado y Tabla A5 para fase líquido saturado. Los valores que se obtienen de estas ecuaciones son validos para un rango de temperaturas de -10 a 120 °C. En la Tabla A6 se muestran algunos valores utilizados, y se aprecia que la desviación entre de los valores obtenidos por el simulador SICSERS 1.0, presentan una desviación menor a 1.3% respecto de los valores obtenidos con el programa de Herold.

**Tabla A4 Coeficientes para ecuaciones en fase vapor.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Vol. Esp.
A			1E-11		2.4033E-11	4.79E-13
B			-2.53E-09		-5.4141E-09	-1.95E-10
C	3E-08	-2E-09	2.40E-07	2.11E-07	5.5863E-07	3.34E-08
D	-5E-06	-2E-08	-8.96E-06	-2.04E-05	-1.4904E-05	-3.30E-06
E	6E-04	4E-05	0.000131	0.001153	0.000254	0.000218
F	-0.1434	-0.0132	0.030780	0.161607	0.017122	-0.010297
G	7.295	5.6212	9.08386	21.8169	2.651	0.28942

**Tabla A5 Coeficientes para ecuaciones en fase líquida.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Densidad
A			9.52E-12		2.17E-11	
B			-4.14E-09		-5.30E-09	
C	-3.28E-07	1.78E-09	6.85E-07	-2.42E-07	4.80E-07	-7.16E-07
D	2.22E-05	-1.42E-07	-9.22E-05	2.16E-05	-1.74E-05	8.82E-05
E	-5.15E-03	-1.44E-05	0.0137	-0.001826	0.000228	-0.006756
F	0.9148	0.016896	-1.9485	-2.02702	0.0075	-1.317
G	0.0915	0.998807	175.73	520.299	4.6052	638.891

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

**Tabla A6 Propiedades termofísicas del amoníaco como fluido puro en saturación.**

T = 50 °C  
P = 20.0 bar

Propiedad	Símbolo y unidades	Valor SICSERS 1.0	Programa Keith Herold	Desviación (%)
Entalpía	$h_l = \text{kJ/kg}$	240.20	241.37	0.48
	$h_v = \text{kJ/kg}$	1293.94	1294.4	0.035
Entropía	$s_l = \text{kJ/kg-K}$	0.80	0.812	1.25
	$s_v = \text{kJ/kg-K}$	4.05	4.077	0.49
Densidad	$\rho_l = \text{kg/m}^3$	562.70	560.06	0.47
	$\rho_v = \text{kg/m}^3$	15.59	15.42	1.10

**Agua como fluido puro.**

Las propiedades del agua como fluido puro se obtienen mediante un polinomio de la forma (A.9), donde los coeficientes A; B; C; D; E; F y G están dados en la Tabla A7, para fase vapor y Tabla A8 para fase líquido. Los valores que se obtienen de estas ecuaciones son válidos para un rango de temperaturas de 0 a 300 °C. En la Tabla A9 se muestran algunos valores empleados en la simulación, aquí observamos que la desviación de los valores obtenidos con el simulador SICSERS V.1.0, es menor al 1.4%, con respecto a los valores obtenidos con el programa de Herold.

**Tabla A7 Coeficientes para ecuaciones en fase vapor.**

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Vol. Esp.
A	-6.26E-13	5.19E-16	1.83E-14	3.34E-13	3.71E-14	1.43E-09
B	4.79E-10	-1.22E-12	-1.41E-11	-2.44E-10	-2.67E-11	-5.84E-07
C	-1.57E-07	9.45E-10	4.86E-09	6.70E-08	7.68E-09	9.79E-05
D	1.40E-05	-4.22E-07	-1.01E-06	-8.19E-06	9.75E-07	-0.008724
E	0.001362	0.000120	0.000137	0.000736	6.94E-05	0.451019
F	1.86547	-0.026695	0.0234528	0.0419173	0.000899	-13.6444
G	2500.39	9.15404	9.19931	17.1184	1.87466	205.707

TESIS CON  
FALTA DE ORIGEN

Tabla A8 Coeficientes para ecuaciones en fase líquido.

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Densidad
A			1.56E-10	2.06E-12	1.68E-14	-4.79E-13
B			-1.38E-07	-1.93E-09	-1.26E-11	4.36E-10
C	2.09E-10		4.86E-05	6.28E-07	3.99E-09	-1.78E-07
D	-5.13E-06	3.047E-08	-8.85E-03	-7.39E-05	-6.29E-07	3.98E-05
E	0.000771	-2.32E-05	9.01E-01	-6.02E-03	6.05E-05	-7.14E-03
F	4.14103	0.015064	-5.28E+01	2.08	-2.65E-03	4.03E-02
G	0.579001	0.003330	1.77E+03	.60E+02	4.22	1.00E+03

Tabla A9 Propiedades termofísicas del agua como fluido puro en saturación.

T = 16 °C  
P = 1.0 bar

Propiedad	Símbolo y unidades	Valor SICSERS 1.0	Programa Keith Herold	Desviación (%)
Entalpía	$h_l = \text{kJ/kg}$	67.01	67.11	0.14
	$h_v = \text{kJ/kg}$	2493.9	2485.2	0.35
Entropía	$s_l = \text{kJ/kg-K}$	0.2385	0.2412	1.10
	$s_v = \text{kJ/kg-K}$	6.86	6.77	1.32
Vol. Esp.	$v_l = \text{kg/m}^3$	77.95	78.01	0.07
	$v_v = \text{kg/m}^3$	0.0010011	0.0010018	0.06

**Aire como gas standard.**

Para obtener las propiedades termofísicas del aire como gas standard, se emplea un polinomio de la forma (A.9) donde los coeficientes A; B; C; D; E; F y G están tabulados en la Tabla A10., Como es sabido las propiedades del aire varían de acuerdo al porcentaje de humedad relativa (w), que este tenga. Así para corregir la capacidad calorífica (Cp) y la densidad (ρ) (Kays y London, 1984) proponen los siguientes factores de corrección:

Para (Cp)                      F.C. = (0.8725 + w) + 0.999496

Para (ρ)                        F.C. = (-0.55556 + w) + 1.00056

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Los valores que se obtienen de estas ecuaciones son validos para un rango de temperaturas de -73 a 1000 °C. En la Tabla A11, se muestran algunos valores empleados durante la simulación de condensadores y evaporadores.

Tabla A10 Coeficientes para ecuaciones .

	Entalpía	Entropía	Viscosidad	Cond. Ter.	Calor Esp.	Densidad.
A						4.43E-17
B						-1.07E-13
C			4.340E-12		1.344E-10	1.04E-10
D		8.9524E-9	1.7948E-08		5.14E-07	-5.33E-08
E		-6.344E-6	0.000029	6.247E-09	0.000586	1.76E-05
F	1.01857	0.003696	0.046618	6.2809E-05	0.033721	0.004805
G	272.269	6.77452	17.133	0.024943	1005.96	1.29647

Tabla A11 Propiedades del aire como gas standard.

T = 50 °C  
 P = 1 bar  
 w = 0.0186 kg. de agua/kg. de aire.

Propiedad	Símbolo y unidades	Valor SICSERS V.1.0	Valor ASHRAE	Desviación (%)
Entalpía	$h_g = \text{kJ/kg}$	313.01	313.55	0.17
Entropía	$S_g = \text{kJ/kg-K}$	6.9128	6.9126	0.002
Densidad	$\rho_g = \text{Kg/m}^3$	1.1293	1.1272	0.17
Conductividad térmica	$k_g = \text{W/m}^2\text{-K}$	0.0272	0.0270	1.1
Calor específico.	$Cp_g = \text{J/kg-K}$	1006	1007	0.09
Viscosidad dinámica	$\mu = \text{Pa-s}$	$1.93 \times 10^{-5}$	$1.95 \times 10^{-5}$	1.03

**Aspectos del Amoniaco como refrigerante**

El amoniaco es un gas incoloro de baja densidad a temperatura ambiente con un olor muy penetrante, no causa daños a la capa de ozono, ya que se encuentra en la atmósfera de forma natural. Tiene una masa molecular relativa de 17.03 y es más ligero que el aire en condiciones atmosféricas. Se puede almacenar y transportar como líquido bajo una presión de 1 Mpa a 25°C. El punto crítico del amoniaco es 132.22°C y 11.33 MPa.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

El penetrante olor del amoníaco, facilita la detección de fugas. Existen varios métodos para este fin. El método tradicional consiste en aplicar agua jabonosa y observar si se generan burbujas, otro es utilizar un papel húmedo el cual cambia de color cuando se expone al aire que contiene pequeñas cantidades de amoníaco. Uno más, es mediante "mechas" de azufre, elaboradas con cordones finos de algodón impregnados de azufre, la detección se realiza encendiendo la mecha cerca del lugar que se desea inspeccionar, cuando el humo de azufre se aproxima al vapor de amoníaco este cambia de color a una tonalidad blanca muy densa.

## APÉNDICE B

### ANÁLISIS EXERGÉTICO

A continuación se presenta la metodología de análisis exergético y los resultados obtenidos al aplicarla a los condensadores y evaporadores seleccionados para el sistema de refrigeración por absorción GAX amoníaco/agua.

Por medio de la aplicación de la primera y segunda ley de la termodinámica se obtiene el comportamiento exérgico, el cual nos permite estimar las pérdidas exergéticas y encontrar su tipo y localización, definiendo si los equipos pueden ser mejorados por medio de cambios en las condiciones de operación y/o por modificaciones en el diseño, buscando la optimización de los equipos.

La necesidad de optimizar los procesos y equipos, para consumir el mínimo de energía, se fundamenta en razones económicas, ambientales y de conservación de energía. Así en términos de análisis exergético, los procesos deben ser diseñados y operados con la mínima destrucción de exergía.

Para poder evaluar y comparar los equipos de diferentes tipos y tamaños, se utilizaron los siguientes indicadores, que son una relación de la realidad a la idealidad (Rivero, 1994).

**Eficiencia:** Mide la fracción de la exergía total que entra al sistema y que no se pierde por la irreversibilidad de los procesos que se efectúan en el mismo.

$$\eta = \frac{\sum Ex_{salida}}{\sum Ex_{entrada}} = \frac{\sum Ex_{entrada} - I_{rr}}{\sum Ex_{entrada}} = 1 - \frac{I_{rr}}{\sum Ex_{entrada}} \quad (B.1)$$

**Efectividad:** Es la fracción de exergía neta suministrada requerida por el sistema para efectuar su función. La exergía neta suministrada  $Ex_{ns}$  es igual a la disminución de exergía que experimentan las corrientes, mientras que la exergía neta producida  $Ex_{np}$  por un sistema es igual al incremento de exergía que experimentan las corrientes de exergía que representan los sumideros. Así, se tiene:

$$\varepsilon = \frac{\sum Ex_{sumidero}}{\sum Ex_{fuente}} = \frac{Ex_{np}}{Ex_{ns}} = \frac{Ex_{ns} - I_{rr}}{Ex_{ns}} = 1 - \frac{I_{rr}}{Ex_{ns}} \quad (B.2)$$

**Rendimiento:** Se define como la exergía útil que sale del sistema a la exergía total que entra.

$$R = \frac{\sum Ex_{util\ / \ sale}}{\sum Ex_{entra}} = \frac{\sum Ex_{entra} - Irr - Efl}{\sum Ex_{entra}} = 1 - \frac{Irr - Efl}{\sum Ex_{entra}} \quad (B.3)$$

**Potencial de mejoramiento:** Es la medida de que tanto y que tan fácilmente podría mejorarse el sistema para propósitos de optimización. Se obtiene combinando las pérdidas de exergía y la efectividad del sistema (Rivero, 1994).

$$Po.Me. = Irr(1 - \epsilon) + Efl \quad (B.4)$$

De acuerdo con la definición de los diferentes indicadores exergéticos, se tiene como propósito que la eficiencia, efectividad y rendimiento exergético, son parámetros que deben ser maximizados, mientras que las pérdidas de exergía por irreversibilidad y por efluentes y el potencial de mejoramiento deben ser minimizados.

**Metodología de análisis exergético.**

Si consideramos un sistema abierto, en estado permanente, como se muestra en la figura B.2, teniendo flujos de materia entrando y saliendo, flujo de calor y trabajo útil, aquí los subíndices e y s denotan entrada y salida respectivamente. Se realizan los siguientes balances despreciando la energía cinética y potencial de las corrientes (Velázquez y Best, 2001).

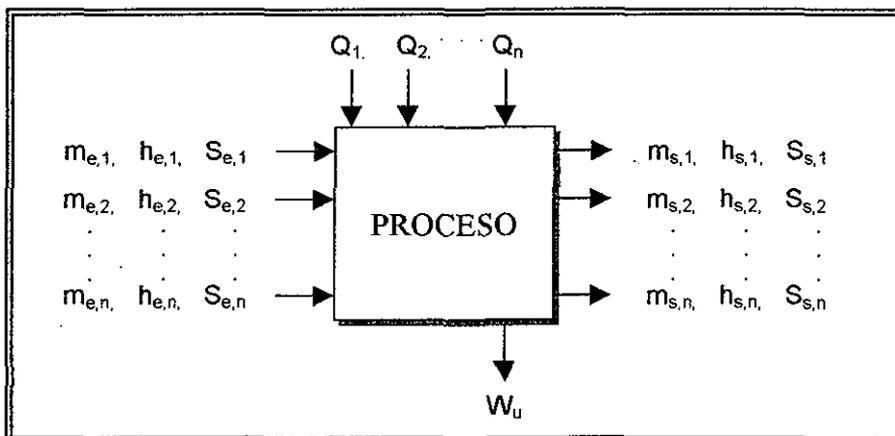


Figura B.2. Diagrama de un sistema abierto en estado permanente.

Del balance de materia para el proceso en estado estable se tiene la siguiente ecuación, donde el subíndice  $s$  e  $i$ , representan las salidas y las salidas respectivamente.

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} \quad (B.5)$$

Ahora del balance de energía aplicando la primera ley de la termodinámica y despreciando la energía cinética y potencial tenemos:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} h_{e,i} + \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n m_{s,i} h_{e,i} + W_u \quad (B.6)$$

Y del balance de entropía aplicando la segunda ley de la termodinámica tenemos:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} s_{e,i} + \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} + \Delta s_{gen} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} s_{s,i} \quad (B.7)$$

Donde  $\Delta s_{gen}$  representa la entropía generada o creada en el sistema, esta ecuación expresa como fluye y se crea entropía en el sistema. Combinando las ecuaciones anteriores y realizando algunas operaciones algebraicas se obtiene la ecuación general del balance exérgico:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} Ex_{e,i} + \sum_{i=1}^n Ex_{Q,i} - T_0 \Delta s_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i} Ex_{s,i} + W_u \quad (B.8)$$

donde:

$$\Delta Ex = T_0 \Delta s_g = \sum_{i=1}^n m_{e,i} Ex_{e,i} - \sum_{i=1}^n m_{s,i} Ex_{s,i} + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - W_u \quad (B.9)$$

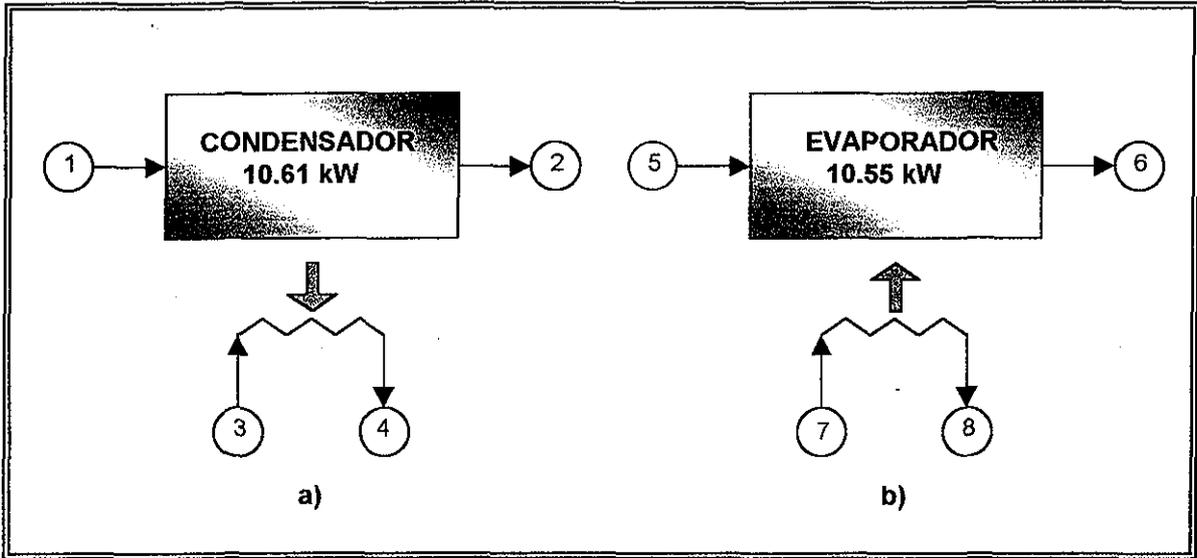
Donde  $T_0 \Delta s_{gen}$  es la exergía destruida. La ecuación (B.9) da una idea de cómo fluye y se destruye la exergía.

Las ecuaciones anteriores se aplican en el análisis exérgico de los condensadores y evaporadores estudiados en este trabajo.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**Cambios de energía y exergía en el condensador y evaporador.**

Los cambios de energía y exergía para cada equipo se calculan basándose en el esquema de la figura B.2, como sigue:



**Figura B.2. Esquema de las entradas y salidas de las corrientes de proceso para a) condensador y b) evaporador**

**Condensador.** En el condensador se transfiere calor durante el proceso de condensación hacia el aire de enfriamiento.

$$Q_{CO} = m_1(h_1 - h_2) = m_3(h_4 - h_3) \tag{B.10}$$

Cambio de exergía en el aire de enfriamiento.

$$\Delta Ex_{CO,aire} = m_3(Ex_3 - Ex_4) \tag{B.11}$$

Pérdidas por efluentes en el condensador.

$$Efl_{CO} = m_4 Ex_4 \tag{B.12}$$

Se asume que el calor  $Q_{CO}$  es desechado hacia el aire de enfriamiento a la temperatura promedio  $T_C$ . La irreversibilidad externa que ocurre durante el proceso de transferencia de calor, es medida por la diferencia entre la exergía del flujo de calor  $Q_{CO}$  y el cambio de exergía en el aire de enfriamiento.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Balance parcial de exergía en el aire de enfriamiento (pérdidas de exergía):

$$\Delta EX_{CO,TC} = Q_{CO} (1 - T_0/T_{CO}) - m_3(EX_4 - EX_3) \quad (B.13)$$

*La irreversibilidad interna* (circuito de refrigerante o solución) es definida como la diferencia entre el cambio de exergía del fluido de trabajo y la exergía del flujo de calor  $Q_{CO}$ .

Balance parcial de exergía en el circuito de refrigerante (pérdidas de exergía):

$$\Delta EX_{CO,INT} = m_1(EX_1 - EX_2) - Q_{CO}(1 - T_0/T_{CO}) \quad (B.14)$$

Las ecuaciones (B.13) y (B.14) son obtenidas aplicando la ecuación general (B.9) para el aire de enfriamiento y refrigerante respectivamente.

Balance global de exergía en el condensador:

$$\Delta EX_{CO} = \Delta EX_{CO,TC} + \Delta EX_{CO,INT} = m_1(EX_1 - EX_2) + m_3(EX_3 - EX_4) \quad (B.15)$$

**Evaporador.** En el evaporador se transfiere calor del circuito de agua, hacia el refrigerante.

$$Q_{EV} = m_5(h_6 - h_5) = m_7(h_7 - h_8) \quad (B.16)$$

Cambio de exergía en el agua.

$$\Delta EX_{EV,agua} = m_7(EX_7 - EX_8) \quad (B.17)$$

Pérdidas por efluentes en el evaporador.

$$Efl_{EV} = m_8 EX_8 \quad (B.18)$$

*La irreversibilidad externa* que ocurre durante el proceso de transferencia de calor, es medida por la diferencia entre la exergía del flujo de calor  $Q_{EV}$  y el cambio de exergía en el agua.

Balance parcial de exergía en el circuito de agua (pérdidas de exergía):

$$\Delta EX_{EV,TC} = m_7(EX_7 - EX_8) - Q_{EV} (1 - T_0/T_{EV}) \quad (B.19)$$

La *irreversibilidad interna* (circuito de refrigerante o solución) es definida como la diferencia entre el cambio de exergía del fluido de trabajo y la exergía del flujo de calor  $Q_{EV}$ .

Balance parcial de exergía en el circuito de refrigerante (pérdidas de exergía):

$$\Delta EX_{EV,INT} = m_5(EX_5 - EX_6) + Q_{EV}(1 - T_0/T_{EV}) \tag{B.20}$$

Las ecuaciones (B.19) y (B.20) son obtenidas aplicando la ecuación general (9) para el circuito de agua y refrigerante respectivamente.

Balance global de exergía en el evaporador:

$$\Delta EX_{EV} = \Delta EX_{EV,TC} + \Delta EX_{EV,INT} = m_7(EX_7 - EX_8) + m_5(EX_5 - EX_6) \tag{B.21}$$

Para estimar la exergía se calcula la entalpía ( $h_0$ ), y entropía ( $s_0$ ) evaluadas a las condiciones de referencia  $T_0=25^\circ\text{C}$ , y  $P_0= 1$  bar, y se emplean las condiciones de diseño obtenidas mediante el análisis comparativo de los diferentes tipos de condensadores y evaporadores. Las propiedades termodinámicas de la mezcla amoniaco/agua se obtuvieron de la misma manera que en la simulación de intercambiadores con superficies extendidas.

**Resultados.**

En la tabla 1, se muestran los resultados del cambio de exergía e irreversibilidades obtenidas al aplicar el método de análisis exérgico a los condensadores con superficies extendidas, de esta observamos que la mínima destrucción de exergía se presenta en el condensador de aleta ondulada con 1.977 kW, 5.45% menos que el de aleta embutida que presenta la mayor perdida por irreversibilidades.

**Tabla 1. Cambios y perdidas de exergía en condensadores.**

Equipo	Cambio de exergía del aire, Efluentes (kW)	Exergía destruida (Irr. Externas) (kW)	Exergía destruida (Irr. Internas) (kW)	Exergía total destruida (kW)
<b>Condensador</b>				
Aleta lisa	0.816	1.543	0.436	1.997
Aleta Ondulada	0.869	1.644	0.335	1.977
Aleta Anular	0.728	1.377	0.488	2.032
Aleta Embutida	0.791	1.498	0.588	2.085

**TESIS CON FALLA DE ORIGEN**

La tabla 2 presenta los resultados de los cálculos de los indicadores exérgicos para cada tipo de condensador estudiado, al analizar los resultados observamos que el condensador con mayor potencial de ser mejorado es el de aleta embutida, mientras de aleta ondulada tiene el menor potencial de mejoramiento 2.21 kW, y la mayor efectividad 30.18%.

**Tabla 2. Indicadores exergéticos de condensadores.**

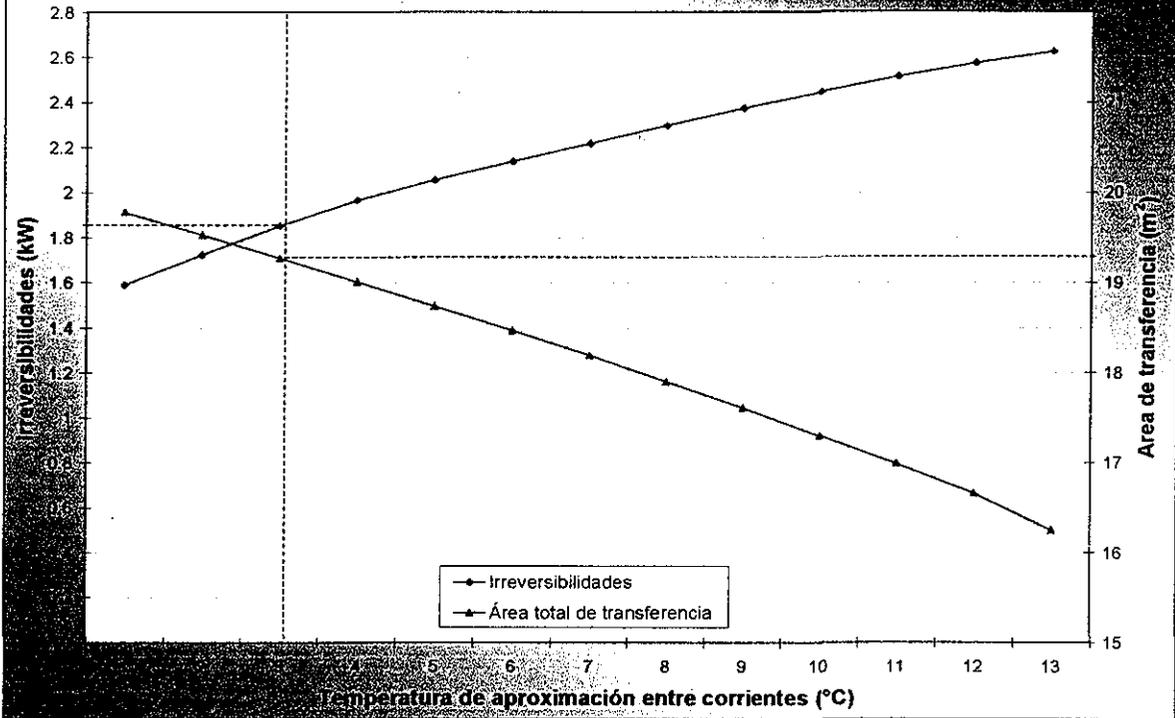
<b>Equipo</b> <b>Condensador</b>	<b>Eficiencia</b> <b>(%)</b>	<b>Efectividad</b> <b>(%)</b>	<b>Rendimiento</b> <b>(%)</b>	<b>Potencial de</b> <b>Mejoramiento</b> <b>(kW)</b>
Aleta lisa	23.65	29.19	74.61	2.22
Aleta Ondulada	20.35	30.18	73.20	2.21
Aleta Anular	36.83	26.39	85.90	2.22
Aleta Embutida	39.61	27.52	92.61	2.30

Con base en los resultados obtenidos, aplicando los criterios de diseñar equipos con la mínima destrucción de exergía, observamos que, nuevamente el condensador con aletas onduladas satisface en mayor grado nuestros requerimientos para el diseño final.

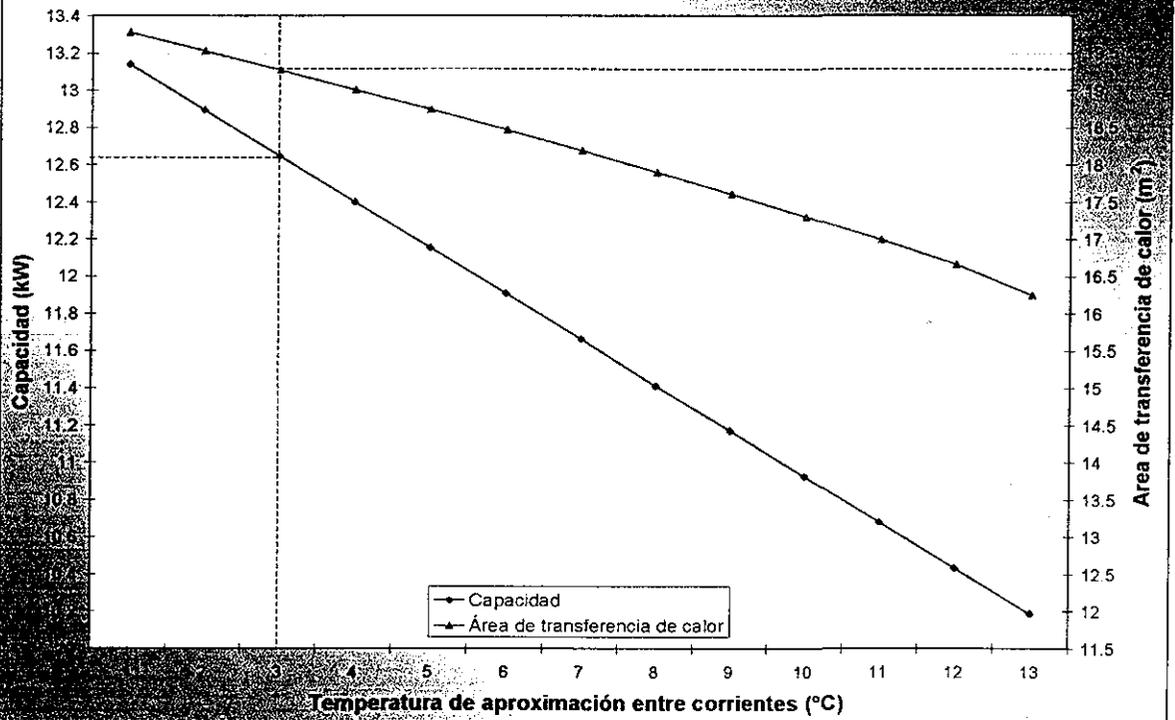
Ahora para conocer el comportamiento de las irreversibilidades al aumentar la temperatura de aproximación entre las corrientes, tomamos los datos de diseño obtenidos de la simulación para el condensador con aletas onduladas y obtenemos la grafica 1, donde podemos apreciar que entre mayor sea la diferencia de temperatura entre las corrientes, mayor será la destrucción de exergía en el equipo, y por consiguiente el equipo demandará una menor área de transferencia, debido a que la capacidad del equipo también disminuye, como lo muestra la gráfica 2.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

Gráfica B.1. Temperatura de aproximación de las corrientes, irreversibilidades y área de transferencia de calor



Gráfica B.2. Temperatura de aproximación de las corrientes, capacidad y área de transferencia de calor



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

En la tabla 3, se muestra los valores del cambio de exergía e irreversibilidades obtenidas al aplicar el método de análisis exérgico a los evaporadores con superficies extendidas, se puede apreciar que las menores irreversibilidades se presentan en el evaporador con bajo aletado anular con 0.364 kW, 36.81% menos que el de aleta longitudinal.

**Tabla 3. Cambios y pérdidas de exergía en evaporadores.**

Equipo Evaporador	Cambio de exergía del aire o agua (kW)	Exergía destruida (Irr. Externas) (kW)	Exergía destruida (Irr. Internas) (kW)	Exergía total destruida (kW)
Aleta anular	1.660	1.218	-0.853	0.364
Aleta longit.	1.660	1.218	-0.819	0.498

La tabla 4, presenta los resultados de los cálculos de los indicadores exérgicos para los dos tipos de evaporador estudiados, al analizar los resultados observamos que el evaporador con mayor potencial de ser mejorado es el de aleta longitudinal, mientras de aleta ondulada tiene el menor potencial de mejoramiento 1.73 kW, la mayor eficiencia y el mayor rendimiento.

**Tabla 4. Indicadores exérgicos de evaporadores.**

Equipo Evaporador	Eficiencia (%)	Efectividad (%)	Rendimiento (%)	Potencial de Mejoramiento (kW)
Aleta anular	131.71	81.04	267.22	1.73
Aleta long.	131.15	81.14	267.01	1.74

Del análisis exérgico aplicado a los evaporadores podemos decir que el evaporador de tubo y coraza con bajo aletado anular, es el equipo mas apropiado, ya que resulta tener las mejores características de acuerdo a los criterios establecidos en la metodología de análisis por segunda ley.

El comportamiento de las irreversibilidades al incrementar o disminuir la temperatura de aproximación entre las corrientes en el evaporador es similar al mostrado en los condensadores.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Agencia Internacional de la Energía., 2000.
- ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS, 1997
- Beecher, D.T., and Fagan, T.J., 1987, "Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transaction, Vol. 93, Part 2, pp. 1961-1984.
- Bejan, A., 1978, "General criterion for rating heat exchangers performance". Int. J. Heat Mass Trans., 21, pp. 655-658.
- Best, R., 1993, "Principios básicos de refrigeración", Métodos de Producción de Frío. UNAM, México 1993.
- Best, R./ Eisa, M. A. R.. "Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water part I". Cooling. Heat Recovery Systems. Páginas 167-175 Vol. 7 No. 2. 1986.
- Best, R., Hernández, J., 1991, "Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling". Institution of chemical engineers. Páginas 153-160. 1991.
- Best, R., Pilatowsky, I., 1998, "Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in México and Latin America". International institute of refrigeration. Vol. 21, No. 2, páginas 100-115. 1998.
- Boyko, L. D., and Kruzhilin, G. N., 1967, "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes." Int. J. Heat Mass Transfer 10 361-373.
- Breber, G., Palen, J. W., and Taborek, J., 1980, "Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Criteria". J. Heat Transfer, 102, 471-476.
- Briggs, D.E., and Young, E.A., 1963, "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chemical Engineering Progress Symposium Series, No. 41, Vol. 59, pp.1-10.
- Carless J., 1995, "Energía Renovable", Ed. Edamex, México.
- Carmody, S. A., and Shelton. S. V., 1993, "Analysis of Generator-Absorber Heat Recovery for an Ammonia-Water Absorption Cycle" Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems, AES- Vol. 30/HTD-Vol. 266, ASME, 1993.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Agencia Internacional de la Energía., 2000.
- ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS, 1997
- Beecher, D.T., and Fagan, T.J., 1987, "Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transaction, Vol. 93, Part 2, pp. 1961-1984.
- Bejan, A., 1978, "General criterion for rating heat exchangers performance". Int. J. Heat Mass Trans., 21, pp. 655-658.
- Best, R., 1993, "Principios básicos de refrigeración", Métodos de Producción de Frío. UNAM, México 1993.
- Best, R./ Eisa, M. A. R.. "Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water part I". Cooling. Heat Recovery Systems. Páginas 167-175 Vol. 7 No. 2. 1986.
- Best, R., Hernández, J., 1991, "Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling". Institution of chemical engineers. Páginas 153-160. 1991.
- Best, R., Pilatowsky, I., 1998, "Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in México and Latin America". International institute of refrigeration. Vol. 21, No. 2, páginas 100-115. 1998.
- Boyko, L. D., and Kruzhilin, G. N., 1967, "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes." Int. J. Heat Mass Transfer 10 361-373.
- Breber, G., Palen, J. W., and Taborek, J., 1980, "Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Criteria". J. Heat Transfer, 102, 471-476.
- Briggs, D.E., and Young, E.A., 1963, "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chemical Engineering Progress Symposium Series, No. 41, Vol. 59, pp.1-10.
- Carless J., 1995, "Energía Renovable", Ed. Edamex, México.
- Carmody, S. A., and Shelton. S. V., 1993, "Analysis of Generator-Absorber Heat Recovery for an Ammonia-Water Absorption Cycle" Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems, AES- Vol. 30/HTD-Vol. 266, ASME, 1993.

- Cavallini, A., 1996, "Working fluids for mechanical refrigeration-Invited paper presented at the 19th international congress of refrigeration, the Hague, august 1995". International institute of refrigeration. Páginas 485 - 496. 1996.
- Cavallini, A., and Zecchin, R., 1971, "Proc. 13<sup>th</sup> Int. Congress Refrigeration, Washington, D.C."
- Instituto Mexicano del Petróleo, 1990 "Curso de Transferencia de Calor" Tomo I.
- Chisholm, D., 1973, "Pressure gradients due to friction during the flow evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels" Int. J. Heat Mass Transfer 16, 347-348.
- Churchill, S.W, 1977, "Comprehensive Correlating Equations For Heat, Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow in Smooth Tubes," Ind. Eng. Chem. Fundam., Vol. 16, No. 1, pp. 109-116.
- Churchill, S.W, 1977, "Friction factor equation spans all fluid flow regimes". Chem. Eng., pp. 91-92.
- Collier, J. G., 1981, "Convective Boiling and Condensation" 2<sup>nd</sup> ed., McGraw Hill, London.
- Dobson, M. K., Chato, J. C., Wattlelet, J. P., et al, 1994, "Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes, ACRCTR-57.
- Fraas, A. P, 1989, "Heat Exchanger Design, Wiley, New York.
- Friedel, F., 1979, "Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow," European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.
- García, O. V., 2000, "Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión". Tesis de Doctorado, UPC. Barcelona España.
- Garimella, S., Lancy, D., and Stout, R. E., 1994, "Investigation of Triple-Effect Cycle Absorption Heat Pumps for Light commercial Applications", Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications, AES-Vol. 32, ASME, 1994.
- Gianolio, E., and Cuti, F., 1981, "Heat Transfer Coefficients and Pressure Drop for Air Coolers Under induced and Forced Draft," Heat Transfer Engineering, Vol. 3, No. 1, pp. 38-48.
- Gnielinski, V., 1983 "Forced Convection Ducts. In Heat Exchangers Design Handbook", Schlunder, E.U. (Ed.), pp. 2.5.1-2.5.3.. Hampshire, New York.

- Gray, D.L., and Webb, R., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins", Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference, San Francisco, California, pp. 2745-2750.
- Herold, K. E., Han, and M. J. Moran., 1988, "AMMWAT: A computer program for calculating the thermodynamic properties of ammonia and water mixtures using a Gibbs free energy formulation". ASME Proceedings 4: 65-75.
- Incropera F. P., DeWitt. D. P., 1996, "Fundamentals of heat and mass transfer, fourth edition". John Wiley & Sons. Páginas 582-618. 1996.
- Jaster, H., and Kosky, P. G., 1975, "Condensation Heat Transfer in a Mixed Flow Regime" International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 19, pp 95-99.
- Kang, Y./ T.Chen, W. "Design of ammonia-water condenser with fluted tube". ASHRAE Transactions: Symposia. Páginas 587-593. 1996.
- Kays, W. M., and London. A. L., 1984, "Compact Heat Exchangers" 3a Edición, Editorial Mc Graw-Hill, Inc. U.S.A.
- Kosky, P. G., and Staub, F. W., 1971 "Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime" AIChEJ. 17 1037-1043.
- Lockhart R. W., and Martinelli, R. C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two Component Flow in Pipes" Chemical Engineering Progeress, vol. 45, no. 1, pp. 39-48.
- McQuiston, F., and Tree, D. R., 1972, "Optimum space envelopes of the finned tube heat transfer surface". ASHRAE Transactions, Vol. 78, Part III, pp. 144.
- Nakayama , W., and Xu, L.P., 1983 "Enhanced Fin for air-Cooled Heat Exchangers - Heat Transfer and Friction Correlations," Proceedings of the 1983 ASME-JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 1, pp. 495-502.
- Patek, J. and Klomfar, J., 1995, "Simple functions for fast calculation of selected thermodynamics properties of the ammonia-water system". Int. J. Refrig. Vol.18, No 4 pp. 228-234.
- Rivero, R. R., 1994, " El análisis de exergía". Ingeniería Química, IMIQ, Noviembre, pp. 14-27.
- Robinson, K.K., and Briggs, D.E., 1966, "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," Chem. Eng. Progress Symp., No. 64, Vol. 62, pp. 177-184.
- Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes.," International Journal of Heat and Mass Transfer 22: pp.547-556.

- Shah, R. K., 1981, "Classification of Heat Exchangers. In Heat Exchangers-Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design" S. Kakac, A.E. Begles, and F. Mayinger (Eds), Wiley, New York.
- Taborek, J., 1991, "Industrial Heat Exchangers Design Practices. In Boiler, Evaporators, and Condensers, S. Kakac (Ed.), pp. 143-177. Wiley, New York.
- Tandon, T. N., Varma, H. K., and Gupta, C. P., 1985, "A Void Fraction Model for Annular Two Phase Flow" Int. Journal of Heat and Mass, Vol 28, No. 1, pp. 191-198.
- Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1972, "Forced convection condensation inside tubes" A heat transfer equation for condenser design. ASHRAE Trans. 79 157-165.
- Velázquez, N. L., Best, R. B., 2000, "Análisis energético de un sistema de refrigeración solar avanzado", memorias XXIV Semana Nacional de Energía Solar, ANES/ISES Forum 2000, México, pp. 347-354.
- Velázquez, N. L., Best, R. B., 2001, "Diagnostico energético de un sistema de refrigeración por absorción aplicando la metodología de análisis exérgico", IMIQ, XLI Convención Nacional, Ciudad de Puebla, México.
- Webb, R. L., 1990, "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin and Tube Geometries", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 2, pp. 445-449
- Webb, R. L., 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer", Wiley Interscience, pp. 445-449.
- Webb, R. L., Gupte, N., 1990, "Design of Light Weight Heat Exchangers for Air-to-Two-Phase Service," Compact Heat Exchangers: A Festschrift for A.I. London, Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C., pp. 311-334.
- World Energy Outlook, 1994.
- Ziegler, B., and Trepp., 1984, "Equation of state for ammonia-water mixtures". Int. J. Refrig. 7(2): 101-106