

03073



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

DIRECCION GENERAL DE ESTUDIOS DE POSGRADO
CENTRO DE INVESTIGACION EN ENERGIA
POSGRADO EN ENERGIA SOLAR

**ESTUDIO TEORICO DE UN COLECTOR TIPO CPC
ACOPLADO AL GENERADOR DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACION POR ABSORCION.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
**MAESTRA EN ENERGIA SOLAR
(OPCION FOTOTERMICA)**
P R E S E N T A :
ING. NAGHELLI ORTEGA AVILA

DIRECTOR DE TESIS: DR. ROBERTO BEST Y BROWN

TEMIXCO, MOR.,

FEBRERO 2002

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS

A mis padres:

Elsa J. Avila Miyazawa

Miguel Angel Ortega Rizo

Y a mis hermanas:

Lizbeth, Donaji y Elsie

Por el amor, apoyo y comprensión que siempre me han brindado.

A mi pareja:

Luis G. Sánchez Pimentel

Por formar parte de mi vida.

A mi asesor:

Dr. Roberto Best y Brown

Por su apoyo incondicional y sus acertadas instrucciones durante el desarrollo de la tesis.

A los miembros de mi comité tutorial:

Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa

Dr. Claudio Estrada Gasca

Dr. Jaime Cervantes de Gortari

Dr. Javier Siqueiros Alatorre

Por las sugerencias que hicieron para mejorar este trabajo.

Al CIE-UNAM:

Por haberme brindado la oportunidad de realizar mis estudios y tesis en sus instalaciones.

CONTENIDO

<u>LISTA DE FIGURAS</u>	5
<u>NOMENCLATURA</u>	8
<u>RESUMEN</u>	12
 CAPÍTULO 1	
<u>INTRODUCCIÓN</u>	13
1.1 INTRODUCCIÓN	13
1.2 DEMANDA, OFERTA Y POLÍTICA ENERGÉTICA MUNDIAL	13
1.2.1 CONTAMINACIÓN AMBIENTAL	14
1.2.2 AHORRO DE ENERGÍA Y EFECTO INVERNADERO	15
1.2.3 POLÍTICAS ENERGÉTICAS	16
1.2.4 SITUACIÓN ENERGÉTICA DE MÉXICO	17
1.2.5 FOMENTO DE FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE EN MÉXICO	17
1.3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	18
1.3.1 REFRIGERACIÓN	19
1.3.2 REFRIGERADORES AMONIACO/AGUA	19
1.3.3 PERSPECTIVA DE LA TECNOLOGÍA DE ABSORCIÓN	19
1.3.4 SISTEMA TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	20
1.3.5 CICLO Y SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	20
1.3.6 FUNDAMENTOS DEL CICLO DE ABSORCIÓN	21
1.3.7 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO	23
1.4 ANTECEDENTES DE SISTEMAS SOLARES DE ABSORCIÓN EN MÉXICO	24
1.4.1 PROYECTOS APLICADOS EN REFRIGERACIÓN	24
1.4.1.1 Proyecto Sonnilan Las Barrançs	24
1.4.1.2 Refrigeración Solar en Maruata, Michoacán, México	25
1.4.1.3 Proyecto Puerto Lobos	26
1.4.2 PROYECTOS APLICADOS A ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	26
1.4.2.1 Proyecto de Enfriamiento en Mexicali del Instituto de Investigaciones Eléctricas y el Instituto de Investigación en Materiales	26
1.4.2.2 Proyecto Sonnilan de Enfriamiento en Mexicali	27
1.5 ¿PORQUÉ CONCENTRADORES PARABÓLICOS COMPUESTOS?	28
1.6 OBJETIVOS	28
1.7 JUSTIFICACIÓN	29

CAPÍTULO 2

CONCENTRACIÓN SOLAR..... 31

2.1 INTRODUCCIÓN..... 31

2.2 COLECTORES SOLARES..... 32

2.3 COLECTORES CONCENTRADORES..... 32

 2.3.1 DIFERENCIAS DE LOS COLECTORES CONCENTRADORES
 CON RESPECTO A LOS COLECTORES PLANOS..... 33

 2.3.2 CONFIGURACIÓN DE LOS CONCENTRADORES 34

2.4 CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO..... 34

 2.4.1 CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO TRUNCADO 35

 2.4.2 CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO DE RECEPTOR TUBULAR..... 38

 2.4.3 ORIENTACIÓN DE LOS CONCENTRADORES TIPO CPC..... 39

 2.4.4 DIFERENCIA ENTRE LOS CPC Y OTROS TIPOS DE CONCENTRADORES 40

 2.4.5 CONSIDERACIONES PRÁCTICAS PARA LOS CONCENTRADORES TIPO CPC..... 40

CAPÍTULO 3

TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICIÓN Y FLUJO EN DOS FASES 42

3.1 INTRODUCCIÓN..... 42

 3.1.1 FLUJO EN DOS FASES..... 42

3.2 HIDRODINÁMICA DEL FLUJO EN DOS FASES..... 43

 3.2.1 MÉTODOS DE ANÁLISIS 43

 3.2.2 PATRONES DE FLUJO EN FLUJOS DIABÁTICOS 44

3.3 EBULLICIÓN EN CONVECCIÓN FORZADA..... 45

 3.3.1 CURVA DE EBULLICIÓN Y RÉGIMENES DE TRANSFERENCIA DE CALOR 45

 3.3.2 EBULLICIÓN NUCLEADA EN CONVECCIÓN FORZADA 48

 3.3.3 VAPORIZACIÓN EN CONVECCIÓN FORZADA 48

3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN..... 49

 3.4.1 CORRELACIONES PARA CALCULAR EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA
 DE CALOR EN FLUJO EN EBULLICIÓN EN TUBOS 50

 3.4.1.1 *Correlación de Chen (1966)*..... 51

 3.4.1.2 *Correlación de Shah (1982)*..... 52

 3.4.1.3 *Correlación de Kandlikar (1983, 1990)*..... 53

 3.4.1.4 *Correlación de Gungor y Winterson (1986)*..... 53

 3.4.1.5 *Correlación de Mishra et al. (1981)*..... 54

 3.4.1.6 *Correlación de Choi, Kim y Ro (2000)*..... 56

3.5 CONCLUSIÓN..... 57

CAPÍTULO 4

<u>MODELO TÉRMICO DE UN CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO DE RECEPTOR TUBULAR</u>	58
4.1 INTRODUCCIÓN	58
4.2 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN CPC	59
4.3 MODELO MATEMÁTICO	59
4.3.1 BALANCE DE ENERGÍA EN ESTADO TRANSITORIO PARA LOS COMPONENTES DEL CPC	60
4.3.1.1 Flujo de fluido.....	61
4.3.1.2 Absorbedor.....	62
4.3.1.3 Cubierta transparente.....	63
4.3.1.4 Reflector.....	63
4.4 SOLUCIÓN MATEMÁTICA	64
4.4.1 EN ESTADO TRANSITORIO.....	64
4.4.2 EN ESTADO ESTACIONARIO	65
4.4.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE PÉRDIDAS DE CALOR.....	67
4.4.4 CÁLCULO DE LA GANANCIA ÚTIL.....	69
4.4.5 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO AL INTERIOR DEL TUBO RECEPTOR	70
4.4.6 PREDICCIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE LA MEZCLA REFRIGERANTE/ABSORBENTE EN EBULLICIÓN.....	71
4.5 PROCEDIMIENTO NUMÉRICO EN ESTADO TRANSITORIO.....	73
4.6 PROCEDIMIENTO NUMÉRICO EN ESTADO ESTACIONARIO.....	73
4.6.1 MODELO SIMPLIFICADO.....	73
4.6.2 MODELO DESARROLLADO	75

CAPÍTULO 5

<u>SIMULACIÓN DEL PROCESO DE GENERACIÓN DE VAPOR EN UN COLECTOR TIPO CPC</u>	77
5.1 DESEMPEÑO DEL COLECTOR TIPO CPC	77
5.1.1 CONDICIONES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	77
5.1.2 MODELO EN ESTADO TRANSITORIO	78
5.1.3 MODELO SIMPLIFICADO EN ESTADO ESTACIONARIO	78
5.1.4 MODELO DESARROLLADO EN ESTADO ESTACIONARIO.....	79
5.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	79
5.2.1 RESULTADOS APLICANDO EL MODELO EN ESTADO TRANSITORIO	80
5.2.2 RESULTADOS APLICANDO EL MODELO SIMPLIFICADO EN ESTADO ESTACIONARIO	81
5.2.3 RESULTADOS APLICANDO EL MODELO DESARROLLADO EN ESTADO ESTACIONARIO.....	88

CAPÍTULO 6

<u>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</u>	97
--	----

REFERENCIAS99

APÉNDICES102

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Ciclo básico de refrigeración por absorción	20
Figura 1.2 Diagrama de flujo energético para un sistema por absorción.....	21
Figura 1.3 Ciclo de refrigeración de un sistema teórico de absorción en un diagrama temperatura - entropía	22
Figura 1.4 Sistema de refrigeración intermitente Isaac	26
Figura 2.1 Sección transversal de un CPC simétrico	35
Figura 2.2 CPC truncado con una razón altura-apertura de un medio del CPC completo	36
Figura 2.3 Concentrador parabólico compuesto de receptor tubular.....	39
Figura 3.1 Regiones de transferencia de calor en ebullición por convección (adaptada de Collier, 1981)	46
Figura 4.1 Sección transversal de un CPC lineal. Se muestran los posibles mecanismos de transferencia de calor	59
Figura 4.2 Circuito de analogía eléctrica para el CPC.....	60
Figura 4.3 Sección transversal del absorbedor tubular.....	61
Figura 4.4 Diagrama de flujo simplificado del procedimiento numérico, considerando despreciable el efecto de la transferencia de calor en dos fases.....	74
Figura 4.5 Diagrama de flujo simplificado del procedimiento numérico, considerando el efecto de la transferencia de calor en dos fases.....	76
Figura 5.1. Variación de la temperatura del fluido con respecto al tiempo, para x constantes.....	80
Figura 5.2. Variación de la temperatura del fluido con respecto a x , para tiempos constantes.....	80
Figura 5.3 Variación del calor útil con respecto al flujo másico para varias razones de concentración y diámetro de tubo constante	81
Figura 5.4 Variación del calor útil con respecto al flujo másico para varios diámetros de tubo y razón de concentración constante	82
Figura 5.5 Variación del coeficiente total de pérdidas de calor con respecto al flujo másico para varias razones de concentración y diámetro de tubo constante.....	82
Figura 5.6 Coeficiente total de pérdidas de calor con respecto al flujo másico para varios diámetros de tubo y razón de concentración constante.....	83
Figura 5.7 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto al flujo másico para varias razones de concentración y diámetro de tubo constante	83

Figura 5.8 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto al flujo másico para varios diámetros de tubo y razón de concentración constante.....	84
Figura 5.9 Variación del calor útil con respecto a la razón de concentración para varios flujos másicos y diámetro de tubo constante	85
Figura 5.10 Variación del calor útil con respecto a la razón de concentración para varios diámetros de tubo y flujo másico constante.....	85
Figura 5.11 Variación del coeficiente total de pérdidas de calor con respecto a la razón de concentración para varios flujos másicos y diámetro de tubo constante	86
Figura 5.12 Variación del coeficiente total de pérdidas de calor con respecto a la razón de concentración para varios diámetros de tubo y flujo másico constante	86
Figura 5.13 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto a la razón de concentración para varios flujos másicos y diámetro de tubo constante.....	87
Figura 5.14 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto a la razón de concentración para varios diámetros de tubo y flujo másico constante	87
Figura 5.15 Variación con respecto a x , de la temperatura de la mezcla refrigerante/absorbente y de los componentes para el 15 de marzo, iniciando operación al mediodía solar	89
Figura 5.16 Variación de la temperatura del fluido con respecto a la posición para el 15 de marzo.....	89
Figura 5.17 Variación del calor útil con respecto a la posición para el 15 de marzo.....	90
Figura 5.18 Variación del coeficiente de transferencia de calor en dos fases con respecto a x	90
Figura 5.19 Variación del coeficiente de transferencia de calor del fluido con respecto a la fracción de NH_3 en el líquido para el 15 de marzo.....	91
Figura 5.20 Variación del coeficiente de transferencia de calor del fluido con respecto a la calidad de la mezcla vapor/líquido, para el 15 de marzo	92
Figura 5.21 Longitud de saturación con respecto a la radiación solar.....	92
Figura 5.22 Longitud de saturación contra hora solar.....	93
Figura 5.23 Temperatura del fluido y de los componentes con respecto a la hora solar, considerando una longitud total del tubo absorbedor de 40 m	93
Figura 5.24 Calor útil con respecto a la hora solar.....	94
Figura 5.25 Temperatura del fluido con respecto a la posición x , calculada con el modelo simplificado y detallado en estado estacionario	94
Figura 5.26 Temperatura del fluido contra longitud del tubo en dos días representativos.....	95
Figura 5.27 Variación del calor útil a lo largo del tubo absorbedor, para el mejor día y el peor día de irradiación del año	95
Figura 5.28 Coeficiente de pérdidas totales con respecto a x , para los dos días representativos	96

Tabla 1.1 Sistema solar de enfriamiento por absorción
bromuro de litio/agua en Mexicali, BC., México.....27

Tabla 5.1 Datos para el CPC.....77

NOMENCLATURA

A	Área de transferencia de calor, m^2
\bar{A}	Área modificada, m^2
C	Relación de concentración óptica geométrica, adimensional
C_p	Calor específico, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
COP	Coefficiente de operación, adimensional
D	Diámetro, m
e	Factor de mejoramiento en ebullición, adimensional
E	Velocidad de transferencia de energía, W
E_d	Fracción de la radiación emitida por el reflector que logra llegar al absorbedor, adimensional
\bar{E}_d	Fracción modificada de la radiación emitida por el reflector que logra llegar al absorbedor solar, adimensional
f	Factor de aumentación, adimensional
F	Factor de forma, adimensional
F'	Factor de eficiencia de un concentrador solar, adimensional
F_{fi}	Parámetro de dependencia de fluido, adimensional
g	Aceleración gravitatoria, $9.81\ m\ s^{-2}$
g'	Brecha total entre el absorbedor y el reflector, m
G	Flujo másico por unidad de sección, $kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
$G(t)$	Radiación solar dependiente del tiempo, $W\ m^{-2}$
h	Coefficiente de transferencia de calor, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
\bar{h}	Altura del reflector de un concentrador parabólico compuesto, m
h'	Altura reducida del reflector truncado de un concentrador parabólico compuesto, m
h_{fi}	Coefficiente convectivo de transferencia de calor del fluido al interior de un tubo, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
i	Entalpía del fluido, $J\ kg^{-1}$
k	Conductividad térmica, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
L	Longitud de la cubierta de un concentrador, m
\bar{l}	Longitud modificada de apertura de un concentrador solar, m
m	Masa, kg
\dot{m}	Flujo másico, $kg\ s^{-1}$
M	Peso molecular, $kg\ kg\text{-mol}^{-1}$
$\langle n \rangle$	Número promedio de reflexiones en un reflector, adimensional
$\langle \bar{n} \rangle$	Número promedio modificado de reflexiones, adimensional
P	Presión, MPa
p'	Factor de corrección por pérdidas en la brecha entre el absorbedor y el reflector de un concentrador solar, adimensional
P'	Perímetro, m
ΔP	Diferencia de presión, MPa
q	Flujo de calor por unidad de área, $W\ m^{-2}$

Q	Flujo de calor, W
r	Radio del absorbedor tubular, m
RF	Relación de flujo, adimensional
s	Factor de supresión, adimensional
s'	Ancho del receptor plano de un concentrador, m
S	Ganancia útil o radiación solar absorbida por unidad de área, $W m^{-2}$
t	Tiempo, s
T	Temperatura, K
ΔT	Diferencia de temperatura, K
U	Coefficiente total de transferencia de calor, $W m^{-2} K^{-1}$
U_L	Coefficiente total de pérdidas de calor en un concentrador, $W m^{-2} K^{-1}$
V	Velocidad de viento, $m s^{-1}$
W	Ancho de la cubierta de un concentrador, m
W'	Trabajo, J
Δx	Gradiente de posición, m
X	Concentración de la fase líquida, fracción peso
X_{mol}	Concentración de la fase líquida, fracción molar
X_{ii}	Factor de Lockhart-Martinelli, adimensional
Y	Concentración de la fase vapor, fracción peso
Y_{mol}	Concentración de la fase vapor, fracción molar
z	Eje coordenado paralelo a la dirección del fluido

Símbolos griegos

α	Absortancia, adimensional
α'	Difusividad térmica, $m^2 s^{-1}$
β	Ángulo de inclinación de un colector o concentrador, grados
δ	Declinación, grados
ε	Emitancia, adimensional
ϕ	Latitud, grados
χ	Calidad, fracción peso
γ_s	Ángulo acimut solar, grados
φ	Ángulo de generación de una involuta, grados
λ	Calor latente de vaporización, $J kg^{-1}$
μ	Viscosidad dinámica, $kg m^{-1} s^{-1}$
ν	Viscosidad cinemática, $m^2 s^{-1}$
ν_d	Velocidad dispersiva lateral, $m s^{-1}$
ν_m	Velocidad dispersiva longitudinal, $m s^{-1}$
θ	Ángulo de apertura de un concentrador, grados
θ_c	Ángulo de aceptación media, grados
θ_s	Ángulo medio sustentado por el Sol, grados
θ_z	Ángulo cenit, grados
ρ	Reflectancia, adimensional
ρ'	Densidad, $kg m^{-3}$
σ	Constante de Stefan-Boltzman, $5.6697 \times 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$
σ'	Tensión superficial, $kg m^{-1}$

τ Transmitancia, adimensional

Subíndices

<i>a</i>	Referido al absorbedor de un concentrador solar
<i>AB</i>	Referido al absorbedor de un sistema de refrigeración por absorción
<i>abs</i>	Referido al proceso de transferencia de calor por absorción
<i>alm</i>	Referido al almacenamiento dentro de un volumen de control
<i>amb</i>	Referido al ambiente
<i>a-c</i>	Referido al intercambio de calor entre el absorbedor y la cubierta de un concentrador tipo CPC
<i>a-r</i>	Referido al intercambio de calor entre el absorbedor y el reflector de un concentrador tipo CPC
<i>b</i>	Referido a la radiación solar directa
<i>bn</i>	Referido a la radiación solar directa normal al plano del concentrador
<i>bt</i>	Referido a la masa total de una sustancia o fase
<i>bur</i>	Referido al punto de burbuja
<i>c</i>	Referido a la cubierta de un concentrador solar
<i>cielo</i>	Referido a las condiciones del cielo
<i>c-amb</i>	Referido al intercambio de calor entre la cubierta de un concentrador tipo CPC y el ambiente
<i>c-cielo</i>	Referido al intercambio de calor entre la cubierta de un concentrador tipo CPC y el cielo
<i>CO</i>	Referido al condensador de un sistema de refrigeración por absorción
<i>CPC</i>	Referido al concentrador parabólico compuesto
<i>conv</i>	Referido al proceso de transferencia de calor por convección
<i>d</i>	Referido a la radiación solar difusa
<i>DB</i>	Referido a la correlación de Dittus y Boelter
<i>df</i>	Referido a las dos fases que coexisten durante la evaporación
<i>e</i>	Referido a la entrada en un sistema o componente
<i>ext</i>	Referido a la parte externa
<i>EV</i>	Referido al evaporador de un sistema de refrigeración por absorción
<i>f</i>	Referido al fluido circulante
<i>g</i>	Referido a la radiación solar reflejada por la Tierra
<i>gen</i>	Referido a la generación en un volumen de control
<i>GE</i>	Referido al generador de un sistema de refrigeración por absorción
<i>i</i>	Referido a la parte interna de un componente
<i>l</i>	Referido a la fase líquida
<i>L/a</i>	Referido a las pérdidas en el absorbedor
<i>máx</i>	Referido al límite máximo
<i>ns</i>	Referido al área no sombreada
<i>o</i>	Referido a la parte externa de un componente
<i>p</i>	Referido a la pared
<i>r</i>	Referido al reflector de un concentrador solar
<i>rad</i>	Referido al proceso de transferencia de calor por radiación
<i>rec</i>	Referido a un recipiente
<i>red</i>	Referido a una propiedad reducida

<i>roc</i>	Referido al punto de rocío
<i>r-amb</i>	Referido al intercambio de calor entre el reflector de un concentrador tipo CPC y el ambiente
<i>r-c</i>	Referido al intercambio de calor entre el reflector y la cubierta de un concentrador tipo CPC
<i>r-cielo</i>	Referido al intercambio de calor entre el reflector de un concentrador tipo CPC y el cielo
<i>s</i>	Referido a la salida de un sistema o componente
<i>sat</i>	Referido al estado de saturación
<i>SA</i>	Referido a la correlación de Stephan y Abdelsaman
<i>tot</i>	Referido al total
<i>u</i>	Referido a la ganancia útil
<i>v</i>	Referido a la fase vapor
θ	Dentro del ángulo de aceptación

Grupos adimensionales

<i>Bo</i>	Número de ebullición, adimensional
<i>Co</i>	Número de convección, adimensional
<i>F_M</i>	Factor de corrección para mezclas, adimensional
<i>Fr</i>	Número de Froude, adimensional
<i>Ja</i>	Número de Jakob, adimensional
<i>Pr</i>	Número de Prandtl, adimensional
<i>Re</i>	Número de Reynolds, adimensional

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolla e implementa una metodología para diseñar un colector concentrador parabólico compuesto/generador de vapor de un refrigerador solar por absorción que emplea la mezcla amoníaco/agua. Dicha metodología toma en consideración el cambio de temperatura asociado con la evaporación de la mezcla y el flujo en dos fases. Mediante este método se pueden calcular las temperaturas de la cubierta, del tubo absorbedor, del reflector y de la mezcla amoníaco/agua. Además, se determinan todos los coeficientes de transferencia de calor del concentrador, los cuales dependen directamente de las temperaturas.

El sistema consiste en un tubo generador de vapor colocado horizontalmente sobre la línea focal de un concentrador parabólico compuesto. La mezcla amoníaco/agua en fase líquida circula a través de dicho tubo, el cual recibe la radiación dirigida por el concentrador y transfiere energía calorífica a la mezcla hasta alcanzar la temperatura de saturación, que corresponde a las condiciones iniciales de presión y concentración de amoníaco. Al finalizar el proceso de ebullición, se obtiene una mezcla bifásica de dos componentes. Para realizar el análisis, se recurre a la temperatura de salida como variable de control del sistema, siendo establecidas las condiciones de temperatura, presión y concentración de entrada y de salida que deben satisfacerse para garantizar una determinada carga térmica en el refrigerador.

El intercambio de calor entre la mezcla amoníaco/agua y la pared interior del tubo absorbedor se simuló en estado transitorio y en estado estacionario. En transitorio se consideró flujo constante de calor útil sobre el tubo absorbedor y se demostró que el sistema alcanza el estacionario muy rápidamente, así, el análisis paramétrico se realizó suponiendo estado estacionario. Dicho análisis se dividió en dos partes: en la primera se supuso que el coeficiente de transferencia de calor del fluido es independiente del estado de la mezcla, es decir, se despreció el efecto del proceso de evaporación y se supuso que la mezcla bifásica se comporta igual que la mezcla en fase líquida simple; en el segundo caso se tomaron en cuenta las dos etapas del proceso de calentamiento del fluido, durante la primera parte todo el calor se aplica como calor sensible hasta alcanzar la temperatura de saturación de la mezcla a la presión de diseño y la concentración inicial y, una vez que principia la vaporización del refrigerante, el coeficiente de transferencia de calor se calcula con la correlación de Mishra et al. y las constantes de Rivera y Best (1999) para la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

El análisis en estado estacionario se realizó con los datos de dos días representativos para Temixco, Morelos. Inicialmente se modeló el comportamiento del colector en términos de su longitud, el coeficiente de pérdidas totales y el calor útil, considerando el efecto del diámetro del tubo, el flujo másico y la relación de concentración. A partir de los resultados obtenidos, se decidió que la mejor configuración para una aplicación dada es un concentrador con ángulo medio de aceptación de 15° , diámetro de tubo de 0.053 m y flujo másico de 0.0483 kg s^{-1} .

El concentrador/generador con las características mencionadas produciría alrededor de 350 kilos de hielo en un día solar de operación, sin considerar pérdidas térmicas en el sistema. El análisis reportó que, para una mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ con una temperatura de entrada de 60°C y una concentración inicial de 38.7% en peso de NH_3 , se requieren 33 m de tubo absorbedor para garantizar que la mezcla salga del generador con una concentración de 28.8%, que corresponde a una temperatura de 108°C , a una presión de generación constante de 1.1 MPa.

1 INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo presenta algunos aspectos generales acerca del estado actual de la demanda energética mundial, particularmente en México. Dentro de este rubro, la refrigeración por absorción, en comparación con la refrigeración por compresión, puede jugar un papel importante en la sustitución de sistemas de enfriamiento que utilizan fuentes energéticas convencionales y en la reducción de la contaminación, más aún si se combina con fuentes renovables de energía, como la solar. De este modo, se presenta una descripción de los fundamentos de la refrigeración por absorción, así como una exposición de algunos sistemas de refrigeración solar por absorción que ya han sido desarrollados. Por último, se exponen los objetivos propuestos y la justificación de los mismos para el presente trabajo de investigación.

1.2 DEMANDA, OFERTA Y POLÍTICA ENERGÉTICA MUNDIAL

La energía es un elemento esencial para garantizar el desarrollo sustentable de cualquier país, ya que representa la clave del progreso industrial, el cual conlleva al impulso del bienestar económico y social.

En 1973, todo el sistema energético del mundo desarrollado se vio seriamente afectado, cuando los productores árabes de petróleo, en respuesta a las presiones de la guerra del *Yom Kippur*, cuadruplicaron el precio del petróleo hasta alcanzar 12 dólares por barril, y redujeron en un 5% el suministro a los grandes importadores de petróleo como la Comunidad Europea y Estados Unidos, como medida de presión para que retiraran su apoyo a Israel. Más tarde, en 1979, los precios subieron aún más, y en 1980 se pagaban 40 dólares por barril [Carnoy et al, 1993].

La Comunidad Europea reaccionó poniendo en práctica una política conocida como *CoCoNuke* en inglés, iniciales de carbón, conservación y nuclear. Se dio prioridad a la reducción del consumo de combustibles, en especial del petróleo. Estimulada por el aumento de los precios, la gente comenzó a ahorrar energía y utilizarla de un modo más económico, consiguiéndose a lo largo de la década de 1980 un espectacular avance en el rendimiento de la conversión de energía. Al deshacerse el cártel árabe y bajar los precios del petróleo, llegando en algunos casos a menos de diez dólares por barril, han aparecido nuevas razones para el rendimiento de la conversión de energía: motivos medioambientales, de contaminación y en especial de calentamiento global.

Así, el crecimiento de la población mundial, junto con el incremento en los estándares de vida, ha escalado el aumento del uso de la energía. Actualmente, el petróleo crudo, el gas natural y el carbón, representan alrededor del 90% de la producción mundial de energía, el resto es obtenido por una variedad de fuentes, las cuales incluyen la generación nuclear, la hidráulica, la energía geotérmica y las fuentes renovables como la solar, el viento, biomasa, etc. [Rivera, 1996]. Los países desarrollados, con menos de un cuarto de la población mundial, consumen alrededor de un 70% de la producción anual de combustibles fósiles, sólo Estados Unidos, requiere aproximadamente un cuarto de la demanda anual mundial de energía comercial per cápita, a una velocidad de quince veces el promedio de los países desarrollados.

Los habitantes del oeste de Europa consumen tres toneladas de petróleo, o su equivalente en gas o carbón, por persona y año, mientras que en Estados Unidos el gasto es de ocho toneladas por persona y año. En el mundo se consumen 8,000 millones de toneladas de petróleo u otros combustibles fósiles al año, y se espera que en el año 2020 el consumo alcance los 14,000 millones de toneladas anuales. Gran parte de este aumento de la demanda proviene del mundo en vías de desarrollo. En China se queman 1,000 millones de toneladas de carbón y se calcula que en cinco años esta cifra se incrementará a 1,500 millones de toneladas, ya que su economía está creciendo a un ritmo del 10% anual. (Como media, en un país en vías de desarrollo, un crecimiento anual del 1% viene a suponer un incremento en el consumo de energía del 1.5%). El rápido aumento de la población de los países en vías de desarrollo acentúa el problema. Las Naciones Unidas estiman que en el año 2040 el crecimiento será de 10,000 millones de personas, de las que 8,000 millones pertenecerán a países en vías de desarrollo, muchos de ellos con economías en fuerte expansión, con lo que su demanda de energía aumentará de forma considerable [Moreno, 1997].

El consumo de energía que ha caracterizado a la sociedad de los últimos 100 años, en particular de combustibles fósiles, no puede continuar indefinidamente, ya que las reservas se agotan y se debe garantizar que las próximas generaciones contarán con un abasto suficiente de energéticos. Basados en estos datos, es claro que en un futuro habrá serios problemas de suministro de energía. Por esta razón, aunado a los problemas ambientales, muchos países están tratando de reducir su consumo de energía. Más allá del ajuste en los mercados del precio de la energía y del crecimiento económico, se deben intensificar los esfuerzos para reducir la demanda de energía y presentar como alternativa el uso de otros combustibles y el solar, en lugar del petróleo y el gas, que son los combustibles más limitados. Por otra parte, la aplicación de técnicas de conservación de energía, no necesariamente significa una disminución en los estándares de vida. Los métodos de conservación son tan simples como instalar más aislamiento en las casas, aumentar el uso del transporte público, compartir los autos, etc.

1.2.1 Contaminación Ambiental

El equilibrio radiativo de la Tierra con el Sol depende en gran medida de la capa protectora de dióxido de carbono. Durante 150,000 años el contenido de dióxido de carbono en la atmósfera se ha mantenido en un valor constante de unas 270 partes por millón. El dióxido de carbono atrapa los rayos infrarrojos que salen de la Tierra y es el responsable de que la temperatura de la superficie terrestre sea unos 31 grados más cálida que si no existiera. Sin embargo, el contenido de dióxido de carbono en la atmósfera se ha incrementado desde 1850 hasta alcanzar 360 ppm. El mayor motivo de este aumento es el incremento progresivo de la combustión de carbón, petróleo y gas para obtener la energía necesaria a fin de mantener nuestro estilo de vida.

Así, el aumento de la concentración de dióxido de carbono en el aire habrá duplicado en el año 2030 el valor óptimo, lo que provocará el aumento en 2 °C de la temperatura de la superficie terrestre, así como una elevación de 4 cm del nivel del mar, según las estimaciones de la Conferencia Intergubernamental sobre el Cambio Climático de las Naciones Unidas, encargada de vigilar e investigar el fenómeno del calentamiento. Ella advierte que con las propuestas de reducción aprobadas difícilmente se logrará evitar los posibles daños futuros que puede causar el cambio en el clima. La estabilización del nivel de las emisiones de

dióxido de carbono va a requerir una considerable voluntad política. El Consejo Mundial de la Energía afirma que para alcanzar la pretendida estabilización sería necesaria una reducción anual de al menos un 60% de las emisiones anuales de dióxido de carbono a partir de 1998.

Las posibles consecuencias del calentamiento global son impredecibles a largo plazo y han provocado la alarma en todo el mundo. La posibilidad de ver masas de agua inundando los países ribereños y cambios en el clima provocando el aumento de las lluvias en partes del hemisferio norte, así como la extensión de la desertización en algunas regiones ecuatoriales en las próximas décadas resulta inquietante. En mayo de 1992, 154 países (incluidos los de la Unión Europea) firmaron el Tratado de las Naciones Unidas para el Cambio Climático (ratificado en marzo de 1994). Los países signatarios se comprometieron a estabilizar, para el final del siglo XX, los niveles de las emisiones de dióxido de carbono en los valores de 1990 [Fuentes Castellanos, 2001].

1.2.2 Ahorro de Energía y Efecto Invernadero

Hay diversos métodos para evitar el efecto invernadero pero el más efectivo es quemar menos combustibles fósiles y en especial, combustibles ricos en carbono como el carbón y petróleo. Estos combustibles también tienen un alto contenido de azufre, que junto con nitrógeno provocan emisiones ácidas durante la combustión y causan la lluvia ácida. De ello se desprende que la protección del medio ambiente es hoy el mayor incentivo para el ahorro de energía. A largo plazo, también es importante el agotamiento de los recursos de combustibles fósiles. Al ritmo de consumo actual se calcula que, a partir de 1998, las reservas de petróleo y gas durarán unos cincuenta años y las de carbón unos doscientos años.

Consecuentemente, la rápida disminución de las fuentes de combustibles fósiles, ha constituido la base para el desarrollo de investigación acerca de fuentes alternativas de energía, con el fin de satisfacer las demandas en el futuro inmediato y para las próximas generaciones.

De las muchas alternativas, la fusión nuclear y la energía solar destacan como las más prometedoras para satisfacer dicha demanda. En un proceso de fusión nuclear, los problemas asociados con la producción son mínimos y la Tierra tiene suficientes reservas de los combustibles requeridos para este proceso: deuterio y tritio [Hsieh, 1986]. Pero, en la actualidad se sigue una política energética que trata de eliminar las plantas nucleares existentes debido, principalmente, a la gran problemática que hay para manejar y almacenar los desechos tóxicos nucleares.

Por otra parte, la fuente de energía solar es abundante y, en general, los procesos de aplicación, como calentamiento de agua para uso doméstico, acondicionamiento de espacios, conservación de alimentos, etc., están libres de contaminantes y su tecnología está bien establecida. El único problema que permanece es cómo captar y almacenar esta energía económicamente para promover su uso general. El calentamiento de espacios y de agua ocupa alrededor del 20% del consumo anual de energía en los Estados Unidos. La tecnología para el calentamiento solar de espacios y de agua está bien desarrollada y, puede aplicarse para evitar el uso de combustibles fósiles [Hsieh, 1986].

La demanda creciente de combustibles fósiles y los daños por la contaminación derivados de su utilización han motivado llamadas de atención por parte de la Comisión Brutland (1987), entre otras, para ir avanzando hacia un desarrollo sostenible, un concepto que apoyan políticos de muchos países. La enorme dificultad para conseguir esta meta ha sido

menospreciada a menudo. El Consejo Mundial de la Energía estima que las fuentes de energía renovables sólo podrán aportar un 30% de la demanda mundial en el año 2020 (aunque la cifra podría llegar a un 60% para el año 2100) [Moreno, 1997].

Por esta razón, la Unión Europea ha llevado a cabo numerosas iniciativas para estimular el ahorro de energía, estimando posible lograr un ahorro del 20%. El Consejo Mundial de la Energía ha aconsejado una reducción de la intensidad de la energía para el futuro en distintas zonas, teniendo en cuenta la cantidad de energía necesaria para producir una unidad del producto interior bruto (PIB). En un informe de 1993, el Consejo Mundial de la Energía publicó sus estimaciones para un uso eficaz de la energía, situándolo en un 3 o 3.5% para los países medios, un 4-5% para Europa occidental y Japón, y sólo un 2% para Estados Unidos.

El ahorro de energía mediante el aumento de la eficacia en su manejo puede lograrse, por lo que respecta a la parte del suministro, a través de avances tecnológicos en la producción de electricidad, mejora de los procesos en las refinerías y otros. En Europa occidental el 40% del consumo final de energía se destina al sector doméstico, un 25% a la industria y un 30% al transporte, mientras el 5% restante se aplica en autoconsumo.

Más o menos la mitad de la energía consumida en Europa occidental se destina a edificios. Con la tecnología moderna para ahorro de energía, el consumo puede llegar a reducirse un 20% en un periodo de cinco años. Para ello, se debe estimular la construcción de diseños con buen aislamiento, el uso eficaz de la energía en la iluminación, la instalación de sistemas de control de energía y la de aparatos modernos y eficaces para calefacción, aire acondicionado, cocinas y refrigeración.

En cuanto al sector industrial, el ahorro de electricidad puede conseguirse mediante sistemas avanzados de control de potencia, y la instalación de equipos de iluminación de alta eficacia. La recuperación del calor desechado a través de intercambiadores y bombas de calor son un buen método para mejorar el ahorro energético.

1.2.3 Políticas Energéticas

La conservación y el uso eficiente de la energía sólo pueden conseguirse si se introduce un plan internacional con un seguimiento riguroso y metas plausibles a corto y largo plazo. La mejora en la conservación de la energía es un problema tanto psicológico, debido a la familiarización que tiene la población con el uso de combustibles fósiles y su renuencia al cambio por fuentes renovables, como técnico y financiero.

La falta de regulación y la producción por parte del sector privado de los sistemas de suministro de energía, junto con la introducción de políticas energéticas en manos de las leyes del mercado, alientan a los productores a aumentar sus beneficios, vendiendo más y más cantidad de energía y disminuyendo su disposición a la conservación de la misma. El único límite son las leyes sobre impacto ambiental. Por lo que respecta a la demanda, los usuarios parecen reacios a instalar sistemas de ahorro de energía, a pesar del ahorro que les supondría después de tres o cuatro años.

No hay duda de que se debe hacer un uso más eficaz de los recursos energéticos del mundo en el futuro, si queremos satisfacer la demanda creciente de energía de una población en rápido aumento e industrialización.

La importancia que han cobrado las energías renovables en los últimos años se manifiesta en las políticas energéticas de diversos países, que se han orientado hacia la diversificación de las fuentes de energía primaria, la protección del medio ambiente y el cumplimiento de compromisos internacionales en materia de cambio climático, y la creación de un marco regulatorio propicio para el aprovechamiento de fuentes renovables de energía [Fuentes Castellanos, 2001].

1.2.4 Situación Energética de México

México posee una amplia variedad de recursos energéticos. Según la Agenda Estadística del Sector Energético 1993-1998, los hidrocarburos son los que predominan y, para 1998, las reservas probadas de hidrocarburos totales se ubicaban en 60.16 miles de millones de barriles, de los cuales 47.82 miles de millones de barriles se refieren a petróleo crudo y 12.34 miles de millones de barriles equivalen a gas e incluyen condensados. En cuanto al carbón, las reservas existentes hasta 1998 ascendían a 1.2 miles de millones de toneladas. Por lo demás, el país cuenta con potenciales importantes para aprovechar fuentes no convencionales de energía, como la solar, eólica y biomasa.

En 1998, la capacidad instalada de generación de electricidad fue de 35.3 GW, de los cuales 59.2% corresponde a termoeléctrica, 27.5% la hidroelectricidad, 7.4% a carboelectricidad, 3.7% a nucleoelectricidad, 2.1% a geotermoelectricidad y el resto a energía eólica.

En México en particular, la demanda de energía se divide por sectores: el uso de la energía en transporte representa alrededor del 20% de la demanda total de energía, la industria y los petroquímicos conjuntamente dan más del 35%, el sector doméstico abarca el 15% y, el 30% restante representa las pérdidas en procesamiento de la energía. Los combustibles preferidos para satisfacer esta demanda son, de acuerdo al Balance Nacional de Energía 1998, en orden prioritario: hidrocarburos, 90% (del cual, el petróleo representa el 69%), biomasa, 3.6%, hidroeléctrica, 2.7%, carbón, 2.1%, nuclear, 1%, y geotérmica, 0.6%.

A pesar de sus altas reservas de hidrocarburos, México podría enfrentar serios problemas en el abasto de energía en el futuro próximo debido al alto crecimiento de la población y al aumento en el consumo de energía per cápita. Desde 1983, se han realizado esfuerzos para diversificar la producción de energía en México, especialmente en el sector eléctrico. Entre 1983 y 1988 la capacidad total de generación de electricidad sin consumo de hidrocarburos aumentó desde 38% hasta 40% [Rivera, 1996].

México posee un gran potencial para el uso de nuevas tecnologías, debido principalmente a la gran diversidad de fuentes energéticas que posee, lo cual lo coloca en una posición privilegiada para el desarrollo de sistemas no convencionales. En particular, la energía solar es una fuente importante de energéticos para el futuro [Almanza y Muñoz, 1994], ya que más de la mitad del territorio nacional recibe un promedio de $17 \text{ MJ m}^{-2} \text{ día}^{-1}$.

1.2.5 Fomento de Fuentes de Energía Renovable en México

Nuestro país cuenta con un gran potencial de energías renovables debido a sus recursos naturales. Su desarrollo permitirá tener acceso a una mayor diversificación de fuentes de

energía y atenuar el impacto ambiental ocasionado por la producción, distribución y uso final de las formas energéticas convencionales, como las gasolinas y el diesel.

Para el año 2001, la inversión en energía renovable se estima de 129 millones de pesos, de los cuales 117 millones de destinan a proyectos hidroeléctricos y los restantes 12 millones a geotérmicos. En el periodo 2001-2010 se espera una inversión acumulada en estas energías de 21 mil 388 millones de pesos, correspondiendo 19 mil 905 millones para los primeros y mil 483 millones para los segundos [Secretaría de Energía, 2001].

También se han impulsado proyectos de energía eólica, de la cual se espera tener al finalizar el año 2006 una capacidad instalada de 2000 MW.

Con el fin de potenciar la capacidad de México para la generación de energía eléctrica a partir de las fuentes renovables, como la energía solar, la minihidroeléctrica, la eólica, la biomasa y la geotérmica, el Gobierno federal tiene en estudio diversos proyectos con el Banco Mundial, el Banco Interamericano de Desarrollo y el Instituto de Investigaciones Eléctricas [Secretaría de Energía, 2001].

En las regiones alejadas de las redes de transmisión eléctrica y que tienen una buena cantidad de irradiación a lo largo del año, resultan económicamente atractivos los sistemas fotovoltaicos o híbridos en combinación con los eólicos, para abastecer de electricidad a desarrollos turísticos y pequeñas comunidades, repetidoras de microondas, telefonía rural, bombeo de agua, etc., no obstante, su empleo se ve restringido por el periodo de exposición solar y por las mejoras en el diseño de las baterías utilizadas para el almacenamiento de la energía generada [Márquez Mendoza, F., 2001].

Se estima que para el año 2009, en nuestro país se podría duplicar la generación eléctrica a partir de la energía solar directa, cuya capacidad instalada actual es del orden de 13 MW, significando un poco más de 7 GW-hr de generación eléctrica.

En cuanto a energía geotérmica, México ocupa el tercer lugar mundial en generación eléctrica al contar con 855 MW de capacidad instalada, distribuida en las centrales de Cerro Prieto, Baja California; Los Azufres, Michoacán; Humeros, Puebla; Tres Vírgenes, Baja California Sur; y La Primavera, Jalisco.

1.3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración como medio de preservación de alimentos, ha sido uno de los principales problemas de la humanidad, se tiene referencia incluso del uso de los fenómenos naturales de la refrigeración para mejorar la calidad de vida de la gente y conservar sus alimentos a partir de la historia temprana de China [Jennings y Lewis, 1991]. No obstante, no fue sino hasta 1755 que se desarrolló un método de producción de frío artificial, el cual dio pie a la evolución de un sinnúmero de industrias, en especial empacadoras y transportadoras de comida. Por tanto, la refrigeración posee una gran importancia económica y social para un número ilimitado de localidades en todo el mundo, al proveer un medio para conservar los productos expedidos a consumidores remotos y, al mismo tiempo, desarrollar regiones agrícolas y ganaderas a través de una mayor demanda de sus productos.

1.3.1 Refrigeración

El término *refrigeración* se refiere a un grupo de tecnologías que transfieren calor desde una baja temperatura a una temperatura mayor. Tal transferencia requiere una entrada termodinámica como calor o trabajo; este procedimiento se esclarece mediante el *postulado de Clausius*, de la segunda ley de la termodinámica: "*Es imposible para cualquier sistema termodinámico operar de tal forma que el único resultado sea una transferencia de calor desde un cuerpo frío hasta uno más caliente*".

Aún cuando la segunda ley de la termodinámica no se aplique explícitamente en el análisis de sistemas de refrigeración, sus requerimientos se encuentran implícitos en las propiedades de los fluidos de trabajo que intervienen en el proceso.

El tipo de energía de entrada, ya sea calor o trabajo, cambia los detalles de la tecnología necesaria para proveer la función de bombeo de calor. Respecto a las tecnologías de refrigeración abastecidas por energía calorífica que han sido desarrolladas, la más importante es la absorción, entre algunas otras: adsorción, ciclo Stirling, eyección y magnética.

El ciclo más simple de refrigeración por absorción o bomba de calor inversa consiste en un sistema que transfiere calor a tres niveles diferentes de temperatura. En este sistema el calor entra en el nivel más alto de temperatura y produce una refrigeración a una temperatura más baja [Herold et al., 1996]. Este tipo de refrigerador se usa comúnmente en aplicaciones de aire acondicionado en edificaciones comerciales y en enfriamiento.

1.3.2 Refrigeradores Amoniac/Agua

La mezcla amoniac/agua es un fluido absorbente que se ha usado en sistemas de refrigeración por absorción desde finales del siglo XVIII y con el tiempo fue aplicado para producción de hielo antes de la introducción de la tecnología de compresión de vapor. Este fluido de trabajo utiliza amoniac como refrigerante; así, el papel del agua es diferente entre las mezclas de amoniac/agua y agua/bromuro de litio, en la primera, el agua sirve como fluido absorbedor y, en la segunda, se emplea como refrigerante. Una ventaja del amoniac como refrigerante es que permite refrigerar a temperaturas mucho menores que el agua, la temperatura de congelación del amoniac es -77.7 °C. Sin embargo, la toxicidad del amoniac es un factor que ha limitado su uso a áreas bien ventiladas. Las máquinas comerciales están disponibles en un rango de capacidad de 3 a 25 Ton (10 a 90 kW), con coeficientes de operación alrededor de 0.5 [Herold et al., 1996].

1.3.3 Perspectiva de la Tecnología de Absorción

La tecnología de absorción está experimentando un resurgimiento que sigue a un periodo de aproximadamente 20 años de declive de la industria de absorción en Estados Unidos. Este declive fue consecuencia de decisiones políticas a finales de los años 70 para limitar el uso de gas natural.

Además del desarrollo de nuevos productos en la industria, en varios países se ha impulsado la investigación sobre ciclos avanzados y nuevos fluidos. Estos esfuerzos han resultado en una serie de opciones tecnológicas que están siendo investigadas en la industria para determinar su alcance práctico. El resurgimiento de interés en esta tecnología representa una nueva era en el desarrollo de bombas de calor por absorción.

1.3.4 Sistema Teórico de Refrigeración por Absorción

La figura 1.1 muestra un ciclo básico de refrigeración por absorción que consta de cuatro componentes: *evaporador*, *absorbedor*, *generador* y *condensador*. Este tipo de dispositivos labora con dos niveles de presión, así, los dos primeros componentes se encuentran en el lado de baja presión del sistema y los dos restantes en el lado de alta presión. También se tienen tres o cuatro niveles térmicos: T_{GE} , T_{CO} , T_{AB} y T_{EV} dependiendo de si las temperaturas a las que operan el condensador y el absorbedor son iguales o no. Cuenta, además, con tres dispositivos auxiliares: una bomba y dos válvulas de expansión. Básicamente, el ciclo es el siguiente: el refrigerante, que se encuentra diluido en el absorbente formando una solución concentrada en el generador a alta presión, se separa aplicando energía calorífica; el vapor de refrigerante pasa al condensador donde se retira calor latente para producir un cambio de fase líquido/vapor, el refrigerante condensado se dirige a una válvula de expansión con el objetivo de disminuir su presión hasta la determinada por la temperatura de evaporación del sistema, en el lado de baja presión. Posteriormente llega al evaporador, donde el refrigerante es evaporado tomando calor de la vecindad, reduciendo así la temperatura en el exterior, después, el vapor se conduce hacia el absorbedor donde se pone en contacto con la solución diluida proveniente del generador para que se realice la absorción de la solución que anteriormente pasó por una válvula de regulación; durante esta etapa se libera calor de disolución, por lo cual es necesario disiparlo al medio ambiente, para mantener el nivel requerido de temperatura y presión en el absorbedor. Así, a la salida de éste, se obtiene nuevamente una solución concentrada de las mismas características, que se envía otra vez al generador mediante el uso de una bomba, con el fin de completar el ciclo.

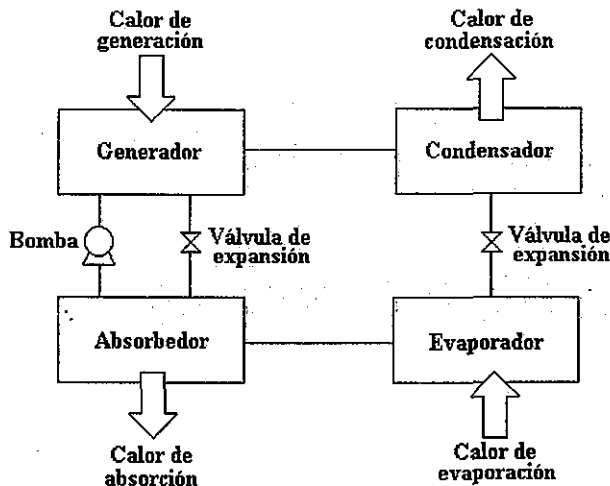


Figura 1.1 Ciclo básico de refrigeración por absorción

1.3.5 Ciclo y Sistema de Refrigeración por Absorción

El subsistema evaporador-válvula de expansión-condensador, tiene la misma función que la que desarrollaría en un ciclo de compresión, pero en un sistema de absorción, se sustituye el compresor por el conjunto absorbedor-bomba-generador. Dicha combinación “comprime”

el vapor refrigerante desde la presión en el lado de baja, determinada por la temperatura de refrigeración, hasta la necesaria en el lado de alta del condensador.

Entonces, este método tiene una gran ventaja sobre el de compresión: la energía necesaria para refrigerar se suministra principalmente en forma de calor, a diferencia del sistema por compresión de vapor en donde la energía de entrada es trabajo suministrado mecánicamente y por lo tanto, mucho más costosa. Este tipo de sistemas en realidad consume una cantidad de energía neta (calor + trabajo) mayor que la que se requiere en un sistema de compresión pero, si el calor necesario para su operación proviene de una fuente no convencional, como la radiación solar o la energía geotérmica o, es calor no aprovechado en un proceso industrial determinado, su aplicación es atractiva, desde un punto de vista económico.

1.3.6 Fundamentos del Ciclo de Absorción

El ciclo de Carnot invertido, aplicado en un refrigerador, es un ciclo de conversión idealizado en donde la dirección de todos los procesos es inversa, comparada con un ciclo de potencia. El desempeño de un refrigerador se describe como la razón del beneficio obtenido, la cantidad de calor disponible a baja temperatura, dividida entre el trabajo neto requerido.

Al analizar el ciclo de Carnot se obtiene el *máximo coeficiente de operación*, $(COP)_{máx}$, para un sistema de compresión mecánica de vapor; a su vez, se requiere establecer el *COP* máximo alcanzable en un sistema de absorción [Gutiérrez y Hernández, 1993], el cual es posible calcular mediante un análisis termodinámico del sistema, para ello, es necesario establecer un diagrama de flujo energético desde y hacia los fluidos de un sistema de absorción, como el que se muestra en la figura 1.2. En dicha figura se muestra que el medio de calentamiento del generador suministra calor al sistema, Q_{GE} , la bomba suministra trabajo, W_p , y la sustancia enfriada en el evaporador suministra el calor Q_{EV} . El sistema entrega calor al ambiente en el absorbedor, Q_{AB} , y en el condensador, Q_{CO} ; así, la suma de los dos últimos representa el calor disipado, Q_o .

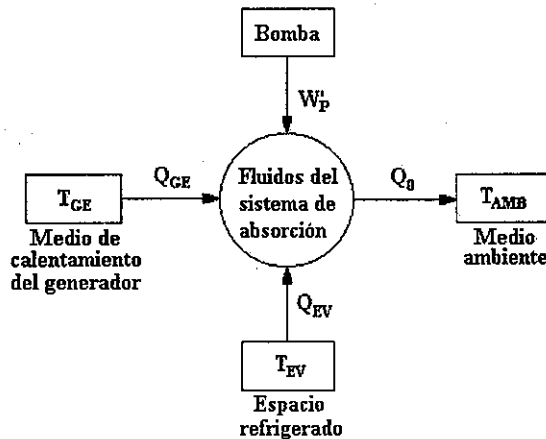


Figura 1.2 Diagrama de flujo energético para un sistema por absorción

El *coeficiente de operación* para un sistema de refrigeración por absorción se define como:

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \tag{1.3.1}$$

Aplicando el método de Bosnjakovich [Duffie y Beckman, 1991] se obtiene:

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \leq \frac{T_{EV}(T_{GE} - T_o)}{T_{GE}(T_o - T_{EV})}, \tag{1.3.2}$$

y para un sistema completamente reversible:

$$(COP)_{max} = \frac{T_{EV}(T_{GE} - T_o)}{T_{GE}(T_o - T_{EV})} \tag{1.3.3}$$

Esta última ecuación muestra un resultado interesante, el cual puede observarse más claramente en la figura 1.3, si se visualiza al refrigerador por absorción como dos ciclos de Carnot acoplados en un solo sistema. La cantidad de trabajo producida en el primer ciclo es idéntica a la cantidad de trabajo requerido en el segundo ciclo. El COP máximo alcanzable en un sistema de este tipo es igual al COP de un ciclo de refrigeración de Carnot (3-5-6-7-3), entre las temperaturas T_{EV} y T_o , multiplicado por el rendimiento de una máquina de Carnot (1-2-3-4-1), que trabaja entre las temperaturas T_{GE} y T_o , teniéndose, al reorganizar la ecuación 1.3.3:

$$(COP)_{max} = \frac{(T_{GE} - T_o)}{T_{GE}} \cdot \frac{T_{EV}}{(T_o - T_{EV})} \tag{1.3.3a}$$

El sistema aumenta el nivel de temperatura de calor abastecido a T_{EV} hasta T_{amb} usando la disponibilidad termodinámica de la energía suministrada a temperatura alta, T_{GE} . El calor desechado de la porción de generación de potencia de este ciclo combinado también es liberado a T_o .

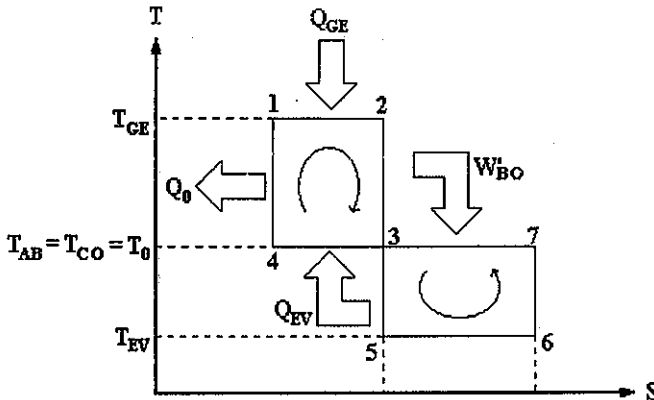


Figura 1.3 Ciclo de refrigeración de un sistema teórico de absorción en un diagrama temperatura - entropía

La eficiencia de una unidad de este tipo es, aproximadamente, del orden de 20% de la de un ciclo de compresión teórico; en la realidad se debe comparar la eficiencia de uno y otro

tomando en cuenta que en un sistema de compresión se supone isoentropía, por lo cual su COP debe multiplicarse por la eficiencia térmica de la planta de potencia que lo impulsa y también deben incluirse las pérdidas caloríficas en el compresor. Al hacer todo esto se puede notar que la eficiencia real de un sistema de compresión generalmente es un poco más cercana a la de un sistema de absorción en las mismas condiciones.

Otro parámetro de diseño importante es la *relación de flujo*, que se define como la razón entre el flujo de solución en el circuito que une el generador y el absorbedor y, el flujo de refrigerante en el circuito principal que une el condensador y el evaporador. Es decir, indica la cantidad de solución necesaria para producir una unidad de vapor refrigerante:

$$RF = \frac{m_{AB}}{m_{RV}} = \frac{m_{AB}}{m_{AB} - m_{GE}}, \quad (1.3.4)$$

o en términos de concentración:

$$RF = \frac{X_{GE}}{X_{GE} - X_{AB}}. \quad (1.3.5)$$

Al optimizar un sistema de absorción se debe tratar de obtener el mayor COP real, tomando en cuenta lo siguiente: el COP aumenta con la elevación de la temperatura de generación, T_{GE} y con el incremento de la temperatura de evaporación, T_{EV} . Estos factores influyen en la presión del sistema por lo cual, la diferencia de presión entre el lado de baja y el de alta se debe mantener lo menor posible, esta diferencia depende de la temperatura del evaporador y del fluido de condensación disponible. Además, se puede mejorar el COP de un sistema de enfriamiento optimando el uso del calor suministrado a la unidad, agregando para ello intercambiadores de calor.

1.3.7 Propiedades de los Fluidos de Trabajo

La operación y eficiencia de los ciclos reversibles son independientes de las propiedades de los fluidos de trabajo en uso. Sin embargo, en ciclos reales, estos dos rubros están determinados en gran grado por las propiedades de los fluidos aplicados.

Las principales propiedades requeridas en una mezcla son, en el refrigerante: alto calor latente, moderada presión de vapor, baja temperatura de congelación y, baja viscosidad. En el absorbente: baja presión de vapor y baja viscosidad. En la mezcla: baja toxicidad, ausencia de existencia de fases sólidas y, alta afinidad entre refrigerante y absorbente.

Las propiedades deseables en un fluido de trabajo algunas veces son mutuamente exclusivas. Un ejemplo es la necesidad de una alta afinidad entre el absorbente y el refrigerante y un bajo calor de mezclado. Aparentemente no es posible encontrar una mezcla que cumpla todos los criterios; así, se deben considerar los compromisos presentados por los fluidos existentes. Con respecto a la mezcla amoníaco/agua, las presiones del amoníaco son inconvenientemente altas. El fluido de trabajo preferido para una determinada aplicación depende de la combinación total de propiedades. La naturaleza restrictiva de los requerimientos ha resultado en el uso de muy pocas mezclas aparte de las convencionales.

1.4 ANTECEDENTES DE SISTEMAS SOLARES DE ABSORCIÓN EN MÉXICO

Existe una gran variedad de sistemas de refrigeración que operan mediante energía solar. Varios proyectos de aplicación de dichos sistemas han sido desarrollados en nuestro país, como el proyecto Sonntlan de colaboración entre la República Federal Alemana y México, que se dividió en dos subproyectos: Sonntlan Las Barrancas y Sonntlan Mexicali; el proyecto de enfriamiento solar en Mexicali, desarrollado por el Instituto de Investigaciones Eléctricas y el Instituto de Investigación en Materiales, UNAM; el sistema Isaac (Ciclo Intermitente de Absorción de Amoniac por Energía Solar), desarrollado por la Compañía Energy Concepts de Maryland, USA, y que se instaló, bajo el patrocinio del programa PRONASOL, en la costa de Maruata, Mich. y en la ciudad de Hermosillo, Son. y; el proyecto Puerto Lobos, el segundo desarrollo rural de PRONASOL.

1.4.1 Proyectos Aplicados en Refrigeración

1.4.1.1 Proyecto Sonntlan Las Barrancas

Este proyecto estuvo encaminado a satisfacer las necesidades energéticas de una comunidad pesquera, incluyendo agua potable, electricidad, agua caliente y conservación de alimentos. Para esto se incluyeron plantas de desalinización solar, sistemas fotovoltaicos y plantas de diesel para la generación de electricidad. Para el desarrollo económico el proyecto ofreció también congelado y conservación de productos pesqueros, producción de hielo y procesamiento de pescado. Los sistemas de enfriamiento fueron sistemas de absorción amoniaco/agua.

Los sistemas térmicos solares consistieron en dos subsistemas, uno para producción de agua caliente a baja temperatura mediante colectores planos y uno de alta temperatura utilizando concentradores y un circuito de aceite caliente.

Subsistema de agua caliente a baja temperatura; el sistema de colectores solares consistió de 56 módulos de cinco tubos colectores conectados en serie. El campo de colectores fue dividido en dos secciones de 4x7 módulos conectados en paralelo. El área efectiva de colección fue de 1540 m². La energía generada (teóricamente 3000 kWh/día a 120 °C) fue utilizada para la planta de desalinización (75.8%), la planta de refrigeración por absorción amoniaco/agua para producción de hielo (17.7%) y la producción de agua caliente para lá planta de procesamiento de pescado (6.5%). El subsistema solar incluyó tres tanques de almacenamiento de agua caliente con un volumen de 38 m³ cada uno que permitían tener disponibilidad continua de agua caliente.

Subsistema de aceite caliente; consistió de 18 módulos de concentradores parabólicos Helioman con un área efectiva de 30.6 m² cada uno, sumando un área total de 550.8 m² para producir teóricamente 1650 kWh/día a una temperatura de 180 °C. El subsistema de aceite caliente incluyó un tanque de almacenamiento de 16 m³ capaz de almacenar 700 kWh y un intercambiador de calor con el circuito de agua caliente como respaldo para el sistema de colectores planos.

Planta de refrigeración amoniaco/agua; fue operada para congelamiento y almacenamiento de pescado en un contenedor de frío, el cual fue diseñado para un periodo de ocho horas de

enfriamiento durante el día con abastecimiento simultáneo de energía y un periodo de 12 horas de operación del almacén enfriado. Como el cuarto de congelamiento y el de almacenamiento trabajaban a temperaturas diferentes, la sección de baja presión (evaporador y absorbedor) fue diseñada para dos estados con diferentes niveles de presión. La planta fue diseñada para el procesamiento de 650 kg de pescado por día.

Unidad de producción de hielo; la base de diseño de la planta de refrigeración para producción de hielo fue una operación cuasi-continua diaria de 20 horas con una velocidad de producción de 2000 kg de hielo por día, el periodo de ajuste para carga y descarga fue de cuatro horas. Por esta razón se diseñó un almacén de salmuera con 7500 kg de solución de CaCl_2 al 20%, en donde estaban sumergidos botes llenos de agua. El evaporador de la planta de enfriamiento removía el calor de la salmuera y la enfriaba a -4°C . El agua dentro de los botes era entonces enfriada hasta aproximadamente 0°C y comenzaba a congelarse. Esta operación era ventajosa porque al almacén de salmuera servía como almacén de frío.

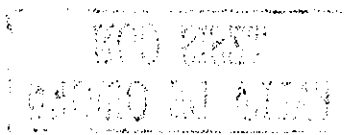
1.4.1.2 Refrigeración Solar en Maruata, Michoacán, México

La compañía American Energy Concepts instaló seis sistemas doble Isaac en una comunidad pesquera de la costa de Michoacán en el Pacífico, bajo el patrocinio del programa PRONASOL del gobierno mexicano, tres de los cuales fueron para producción de hielo y tres para enfriamiento de un cuarto frío de almacenamiento.

El sistema Isaac produce la refrigeración mediante un ciclo intermitente de absorción. El ciclo es impulsado por medio de radiación solar, y utiliza amoniaco como refrigerante y un líquido, preferentemente agua, como absorbente. Refiriéndose a la figura 1.4, la radiación solar se colecta durante el día, en el modo de generación, gracias a un concentrador parabólico compuesto, el cual refleja la luz hacia un recipiente cilíndrico, el absorbedor/generador, que contiene la mezcla refrigerante/absorbente. El amoniaco se evapora fuera del recipiente y el vapor viaja hacia un condensador donde se enfría hasta licuarlo y se almacena en un receptor o depósito. Durante la noche, o modo de absorción, se libera el líquido hacia un evaporador localizado en una caja fría, removiendo calor del contenido de la misma. El absorbedor/generador contiene un tubo en U con inclinación ascendente, llamado burbujeador, que funciona como termosifón y, junto con el condensador, enfría durante el modo nocturno. Las únicas partes móviles son algunas válvulas operadas manualmente. En condiciones ideales de plenitud del Sol y noches frescas (abajo de 24°C), el promedio de producción del Isaac estándar (5.9 m^2 de área de colección solar) es de 30 kg de hielo por día, del doble Isaac (11.9 m^2 de área de colección solar) 66 kg por día y del mini Isaac (1.4 m^2 de área de colección solar) 120 kg diarios [Best y Hernández, 1991].

El proyecto comenzó en octubre de 1991, con la instalación de dos sistemas doble Isaac pero, después de ser afectados por dos huracanes que dañaron a la mayoría de los concentradores solares, la instalación se completó hasta hace poco, bajo la dirección de las autoridades locales [Best y Ortega, 1999].

Como se mencionó con anterioridad, el doble Isaac tiene una capacidad nominal de 66 kg de hielo por día, las mediciones hechas en Maruata, en noviembre y diciembre de 1994, indicaron una producción de hielo promedio de 29 kg por día. El almacén frío tuvo una temperatura promedio de 5°C durante esos meses, lo cual es bastante adecuado para la preservación de pescado. La comunidad, durante la etapa de instalación, no contaba con



suministro de electricidad, en la actualidad ya lo tiene. En febrero de 1998, una visita a la instalación de Maruata confirmó que a la fecha el sistema no está operando debido a la falta de supervisión y mantenimiento apropiado. Por tanto, es imperativo tener una buena supervisión y mantenimiento de los sistemas solares, a fin de mantener un sistema operacional que logre sobrepasar la tentación de cambiar estos sistemas por unidades convencionales.

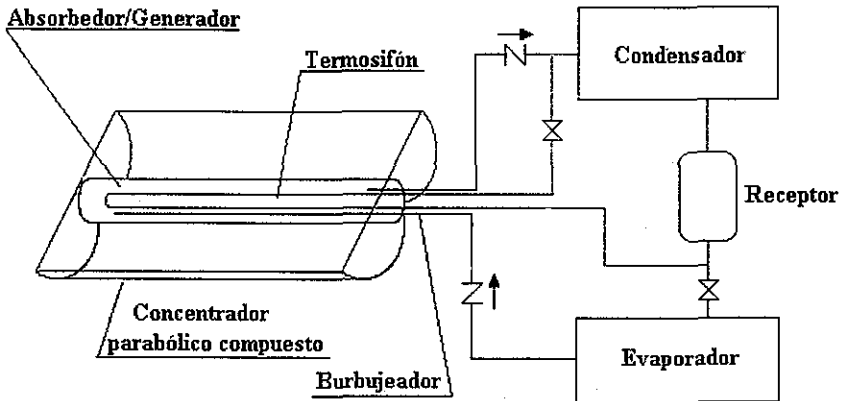


Figura 1.4 Sistema de refrigeración intermitente Isaac

1.4.1.3 Proyecto Puerto Lobos

Los objetivos del proyecto eran proveer, a 230 habitantes de una villa de pescadores localizada en el estado de Sonora, de agua potable para beber (3000 l/día), electricidad (30 kW), refrigeración para 3000 kg de pescado y producción de hielo de 1500 kg/día. Los sistemas de producción de hielo y de refrigeración se diseñaron como unidades convencionales de compresión mecánica de vapor. El campo de colectores consiste de 72 concentradores parabólicos con una apertura de 13.93 m^2 dando un área total de 1003 m^2 .

1.4.2 Proyectos Aplicados a Acondicionamiento de Aire

1.4.2.1 Proyecto de Enfriamiento en Mexicali del Instituto de Investigaciones Eléctricas y el Instituto de Investigación en Materiales

Durante los años de 1981 y 1982, se realizó una demostración de enfriamiento solar en la ciudad de Mexicali. El subsistema solar consistió en 30 colectores planos con un área total de 48 m^2 . Los colectores, de diseño mexicano, tenían doble cubierta y el tubo absorbedor estaba recubierto por una capa de cromo negro. Los colectores fueron instalados en el techo del edificio administrativo del IIE orientados hacia el sur con una inclinación optimizada para los meses de verano de 12° . También se instaló un tanque de almacenamiento de 2 m^3 . El sistema seleccionado de enfriamiento por absorción fue una unidad con bromuro de litio/agua con una capacidad nominal de 7 kW. Una torre de enfriamiento compacta con una capacidad de 18.6 kW era parte del sistema, así como un calentador auxiliar de agua que nunca se usó. El tanque y los otros componentes, excepto los colectores, se instalaron en el estacionamiento del edificio debido a restricciones de seguridad. El sistema fue operado durante el verano de

1981. Un sistema de adquisición de datos monitoreó el sistema durante los últimos días del mes de agosto y todo el mes de septiembre. Debido a problemas operacionales y de instrumentación los datos se colectaron intermitentemente e incompletos. Los principales problemas encontrados fueron la constante falla del medidor de flujo para registrar el flujo de agua caliente en el sistema de colectores y el flujo menor del recomendado para el circuito de agua de enfriamiento. Este flujo bajo ocasionó una capacidad de enfriamiento reducida de alrededor de 3 kW. Posteriormente se realizó una simulación en computadora del sistema de enfriamiento solar para optimizarlo. La simulación demostró que el sistema era capaz de operar con alta eficiencia y capacidad de enfriamiento mayor que la nominal.

1.4.2.2 Proyecto Sonntlan de Enfriamiento en Mexicali

El proyecto de enfriamiento solar [Pilatowsky et al., 1992] consistió de seis casas unifamiliares, cinco juntas y una separada de las otras, que incorporaban elementos pasivos para reducir la demanda de enfriamiento y una torre que contenía los componentes del sistema solar activo. Los colectores fueron instalados sobre los techos de las casas. La demanda de enfriamiento de 7 kW se proveyó por un enfriador solar por absorción bromuro de litio/agua de 90 kW. El agua enfriada primero fue enviada a un tanque de almacenamiento de agua fría y después fue distribuida a unas unidades de manejo de aire, instaladas en el nivel superior de cada casa. La tabla 1.1 muestra los datos técnicos del sistema.

Sistema de Colección Solar

Colectores de placa plana (288 módulos de 1.1 m ² cada uno)	316 m ²
Temperatura de operación en verano	70-90 °C
Capacidad de almacenamiento de calor (2 tanques)	30 m ³
Ganancia térmica en verano	más de 1800 kWh/día
Medio de almacenamiento y transporte de calor	agua

Sistema de aire acondicionado

Enfriador por absorción Arkla-WFB 300	máx. 90 kW
Temperatura del agua caliente	70-90 °C
Temperatura de agua enfriada	mín. 7-11°C
Temperatura de agua de enfriamiento	25-28 °C
Capacidad de la torre de enfriamiento húmeda	máx. 200 kW
Capacidad de enfriamiento en verano	más de 500 kWh/día
Unidades distribuidoras de aire	1 en cada casa (6)
Salidas/Entradas de aire	1 en cada piso (12)

Tabla 1.1 Sistema solar de enfriamiento por absorción bromuro de litio/agua en Mexicali, BC., México

Durante 1983 las casas no fueron ocupadas aún y la operación del sistema sólo fue para propósitos de prueba. Al final de 1985 se completó una modificación del subsistema de componentes basándose en la experiencia operacional de 1983 y 1984. Las modificaciones incluyeron la descentralización del control manual de aire, el reemplazo de la computadora de control por una capaz de resistir las severas condiciones ambientales en la torre, la prevención del intercambio de calor entre el área de colección y los tanques de almacenamiento de agua caliente y, la eliminación de partes de la tubería de agua caliente y de agua enfriada. Estas

modificaciones aumentaron la eficiencia total del campo de colectores desde 26 hasta 29%. La fracción solar anual aumentó desde 59%, en 1985, a 75%, en 1986. La eficiencia del enfriador varió desde 53 a 73%. Para condiciones de operación razonables de temperatura de entrada de agua caliente de 75 a 95 °C, temperatura de agua de enfriamiento de 29 a 32 °C y temperatura de agua enfriada de 8 a 10 °C, la eficiencia en estado estacionario mostró una tendencia casi constante de alrededor de 69% y eficiencias diarias de 64%. Desde 1984 hasta 1986, la mayor parte de las casas estuvieron habitadas continuamente y se suministró el servicio de enfriamiento. Al interior, las condiciones estuvieron reguladas dentro de un rango confortable de aproximadamente 26 a 28°C y 50% de humedad relativa, incluso durante la estación de calor extremo, con aumentos externos de 42 a 48 °C.

1.5 ¿PORQUÉ CONCENTRADORES PARABÓLICOS COMPUESTOS?

Un problema genérico de todos los refrigeradores activados por energía solar está en cómo coleccionar y retener eficientemente la mayor cantidad posible de energía solar en el absorbedor del dispositivo de colección solar, independientemente de que el calentamiento de la mezcla refrigerante/absorbente sea directo o indirecto, es decir, de si la mezcla circula a través del tubo absorbedor o intercambia calor con un fluido independiente, como aceite o salmuera.

El análisis que se hace en el presente trabajo se refiere solamente al equipo para generar el vapor de refrigerante que se requiere para operar un sistema de refrigeración por absorción amoníaco/agua, para ello se propone un sistema de concentradores parabólicos compuestos de absorbedor tubular, donde el tubo absorbedor es, a su vez, el generador de vapor de refrigerante. Se sugiere este tipo de concentrador después de analizar las principales ventajas y aplicaciones de los concentradores parabólicos compuestos. Dada su geometría, este tipo de concentrador colecta tanto radiación directa como difusa y no requiere seguimiento solar. Además, colecta energía solar dentro de un rango de temperatura de 100 a 180 °C, el cual es ideal para aplicaciones en refrigeración. En enfriamiento, esta tecnología se adapta muy bien a la combinación de la energía solar con otras fuentes térmicas [Collares-Pereira, 1995].

1.6 OBJETIVOS

El principal objetivo de la tesis fue desarrollar un modelo teórico térmico de un concentrador parabólico compuesto lineal de receptor tubular que se aplica directamente como generador de vapor en un sistema solar de refrigeración por absorción amoníaco/agua, incluyendo el estudio teórico del proceso de evaporación de amoníaco en el generador integrado al concentrador parabólico compuesto.

Los objetivos específicos del trabajo de investigación fueron los siguientes:

1. El desarrollo de un modelo térmico teórico del concentrador parabólico compuesto de receptor tubular, optimizando sus dimensiones para su aplicación específica como generador de vapor de amoníaco.
2. El análisis e incorporación al modelo del comportamiento del coeficiente de pérdidas al interior del tubo absorbedor durante el cambio de fase de la mezcla amoníaco/agua. Así mismo, la comparación de los resultados con cambio y sin cambio de fase de la mezcla refrigerante/absorbente en el tubo absorbedor.

1.7 JUSTIFICACIÓN

La refrigeración por energía solar representa una gran promesa para extender los beneficios de refrigeración en áreas que no cuentan con un servicio formal de electricidad. Sin embargo, a pesar del interés en este tipo de proyectos desde hace más de 30 años, la refrigeración por energía solar no ha logrado tener todavía todo lo deseable de simplicidad, seguridad y bajo costo. Simplicidad implica facilidad de operación y de fabricación, particularmente en ciudades poco desarrolladas y, el costo es una función de la eficiencia del ciclo así como de las técnicas de diseño.

La aplicación de procesos de refrigeración por compresión está ampliamente difundida en los países desarrollados debido a su alta disponibilidad de energía eléctrica, a diferencia de la mayoría de los países en vías de desarrollo. La preocupación ambiental acerca del uso de refrigerantes convencionales, así como la demanda actual de electricidad (producida predominantemente por la ignición de combustibles fósiles), junto con los costos de la potencia pico, están haciendo cada vez más interesante el desarrollo de vías alternativas de enfriamiento. Una posible alternativa de fuente térmica es la energía solar, muy posiblemente en combinación con otras fuentes de calor. Una opción de solución es la aplicación de algunas combinaciones entre dispositivos de captación de energía solar y ciertas tecnologías térmicas de refrigeración de nivel medio y medio alto (80 °C – 250 °C) como la absorción y la adsorción [Schweiger et al., 2000].

El uso de energía solar para este propósito depende de la posibilidad de obtener una eficiencia alta de los colectores y una producción e instalación de los mismos con costo bajo. Algunos tipos de colectores estacionarios con una buena relación entre costo y desempeño a temperatura media han sido desarrollados [Schweiger et al., 2000], tal es el caso del concentrador parabólico compuesto o CPC, que representa un candidato tecnológico muy prometedor para la obtención de la energía solar en las condiciones establecidas anteriormente.

Como ya se mencionó en la introducción, una tecnología muy aplicada y ampliamente difundida es la refrigeración por absorción, cuya principal característica es que la fuente de energía esencial para su desempeño es la energía calorífica, que se obtiene por medio de algún proceso térmico. El ciclo de absorción ofrece una eficiencia baja, cotejado con el ciclo de compresión de vapor, aunque esto es el resultado de una comparación injusta entre ellos, ya que desde el punto de vista ecológico, es un sistema más recomendable. Esta tecnología frigorífica se acopla muy bien con ciertas técnicas solares, entre ellas los colectores solares planos, los colectores evacuados y, recientemente, los colectores parabólicos compuestos. Desgraciadamente, una desventaja más de la aplicación de sistemas híbridos solar/absorción es que debido a la baja eficiencia de los sistemas solares, el coeficiente de operación del sistema completo disminuye, pero su aplicación se justifica en aquellas comunidades donde no existen otras opciones de obtención de energía.

Los colectores planos representan una buena alternativa solar para diversas aplicaciones que requieren una temperatura menor a los 80 °C sobre la temperatura ambiental. Este no es el caso de la refrigeración por absorción con la mezcla amoníaco/agua, donde las temperaturas requeridas en el generador son superiores a los 100 °C, por lo cual los colectores planos no se pueden aplicar en sistemas de refrigeración por absorción para aplicaciones de enfriamiento o congelación.

Recientemente, otro tipo de colector solar ha sido considerado debido a su eficacia y accesibilidad, con un costo potencialmente menor. Este tipo de colector, conocido como concentrador parabólico compuesto (CPC), logra operar a las temperaturas requeridas para sistemas de absorción para refrigeración y aire acondicionado, que están en el rango de 100 a 180 °C [Collares-Pereira, 1995].

Un problema genérico de todos los refrigeradores activados por energía solar está en cómo colectar y retener eficientemente la mayor cantidad posible de energía térmica en el generador. En un trabajo anterior [Ortega, y Best, 1997], después de realizar el análisis energético y económico de un sistema operado con concentradores parabólicos compuestos, se probó la capacidad de los mismos para ser aplicados en sistemas de refrigeración solar. Se propuso la utilización directa del receptor tubular del concentrador como generador de vapor de la mezcla amoníaco/agua, donde se requiere generar el vapor de amoníaco en forma continua durante un lapso aproximado de seis horas al día, evitándose así pérdidas térmicas por el uso de un sistema de calentamiento indirecto y garantizando un ahorro significativo en inversión inicial.

Así, en el presente trabajo se profundiza en el análisis del generador de vapor utilizando colectores parabólicos compuestos como dispositivos captadores de energía térmica solar y haciendo fluir directamente la mezcla refrigerante/absorbente a través del tubo absorbedor de radiación solar.

2 CONCENTRACIÓN SOLAR

2.1 INTRODUCCIÓN

El *Sol* es una esfera gaseosa intensamente caliente de aproximadamente 1.39×10^6 km de diámetro, la cual actúa como un reactor nuclear en un proceso continuo de fusión que combina cuatro núcleos de hidrógeno para producir un núcleo de helio y convertir la masa desequilibrada en energía, este proceso de fusión ocurre en lo profundo de la esfera solar y a millones de grados de temperatura. La superficie del Sol idealmente puede considerarse como un *cuerpo negro*, es decir, como un cuerpo que emite todas las componentes espectrales de la radiación incidente, independientemente de su longitud de onda y su dirección de incidencia; dicha superficie tiene una temperatura efectiva aproximada de 5762 K [Duffie y Beckman, 1991].

La *radiación térmica* es una forma de emisión y transmisión de energía que solamente depende de la temperatura y las características de la superficie emisora, sin requerir de ningún medio portador [Hsieh, 1986]. Su rango de longitud de onda teóricamente se extiende desde cero hasta infinito; sin embargo, su mayor porción energética cae dentro del rango de 0.1 a 100 μm . La porción visible de la radiación térmica abarca desde 0.38 hasta 0.78 μm . El Sol emite la mayoría de su energía entre 0.1 y 3 μm , incluida la región visible.

Fuera de la atmósfera terrestre, se considera que la radiación solar no sufre alteraciones en su trayecto, así, medida en el espacio exterior, tiene un valor de 1.367 kW m^{-2} . Este dato se conoce como *constante solar* [Duffie y Beckman, 1991]. Al entrar en la atmósfera, la radiación es reflejada, dispersada y absorbida por algunos de sus componentes, como oxígeno, dióxido de carbono, ozono, nitrógeno, agua y polvo. Cuando el espectro solar viaja a través de la atmósfera terrestre, las ondas de longitud muy corta, como los rayos X y los rayos gamma, son absorbidas en la ionosfera a altitudes muy altas. Las ondas de longitud relativamente mayor o ultravioleta, son absorbidas por la capa de ozono, entre 15 y 40 km sobre la superficie de la Tierra. En la atmósfera más baja, el rango infrarrojo se absorbe por vapor de agua y dióxido de carbono. En la región de onda larga, sobre 2.5 μm , dado que la radiación extraterrestre es baja y la absorción del agua y el bióxido de carbono es fuerte, una pequeña parte de la energía solar alcanza la Tierra [Hsieh, 1986]. De acuerdo con esto, la mayoría de la radiación solar fuera del intervalo de longitud de onda entre 0.29 y 2.5 μm es dispersada y absorbida de inmediato. Sin embargo, una porción de la radiación solar transmitida a través de la atmósfera es interceptada y dispersada en todas direcciones por aire seco, vapor de agua y partículas de polvo.

Consecuentemente, la radiación solar se compone de ondas electromagnéticas provenientes del Sol. Dichas ondas son energía radiante directa y difusa, dependiendo de la trayectoria que sigue durante su recorrido hacia la superficie terrestre. La componente directa es la que llega directamente del Sol sin haber sufrido ninguna desviación durante su trayecto; la difusa se dispersa al atravesar la atmósfera y una parte de ella se refleja sobre la Tierra [Almanza y Muñoz, 1994].

2.2 COLECTORES SOLARES

Un *colector solar* se puede definir como un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía solar radiativa en calor. Su principal diferencia, con respecto a un intercambiador de calor convencional que efectúa el intercambio entre dos fluidos con velocidades altas de transferencia de calor y donde la radiación no juega un factor importante, es que la transferencia de energía se realiza desde una fuente distante de energía radiante a un fluido [Duffie y Beckman, 1991]. Existen dos tipos principales de colectores solares: colectores planos y concentradores. El flujo de radiación incidente que puede llegar a obtenerse en un colector solar sin concentración óptica es, cuando mucho, 1100 W m^{-2} y el rango de longitud de onda en el que opera es de 0.3 a $3 \mu\text{m}$.

La forma más simple de captar la radiación solar es mediante un *colector solar plano*. Este dispositivo intercepta y absorbe la energía solar utilizando una superficie plana, a veces revestida por una *superficie selectiva*, es decir, una superficie altamente absorbente que puede realizar la conversión directa de la radiación solar en calor, y que tiene una absorbancia, α , cercana a la unidad, en el visible y el cercano infrarrojo, y una emitancia, ε , cercana a cero, en el infrarrojo medio y lejano. La principal característica de un colector plano es que presenta la misma área para captar la energía radiante y para absorberla.

Los colectores planos son fijos, por lo cual no requieren de seguimiento solar, y están diseñados para aprovechar la radiación solar global, directa y difusa. Su inclinación y orientación se establece sobre la base de factores astronómicos de posición como la latitud y la declinación y por factores climatológicos regionales como la nubosidad.

Este tipo de colectores puede diseñarse para aplicaciones que requieren energía a temperaturas moderadas, generalmente dentro del intervalo de 50 a $60 \text{ }^\circ\text{C}$, con un máximo de $100 \text{ }^\circ\text{C}$ sobre la temperatura ambiental, por lo tanto, están orientados a aplicaciones en sistemas de calentamiento de agua a escala comercial y doméstica, calentamiento de albercas, secado de productos perecederos, aire acondicionado, etc.

2.3 COLECTORES CONCENTRADORES

Para muchas aplicaciones es indispensable obtener energía a temperaturas más altas que las que es posible alcanzar con colectores planos. Una solución es aumentar la energía absorbida al disminuir la área de pérdidas de calor; esto se logra colocando un dispositivo óptico concentrador entre la fuente de radiación y la superficie absorbidora, por tanto, un *concentrador solar* es un dispositivo que refleja o refracta la luz solar para aumentar la intensidad sobre el absorbedor, que se localiza en la zona focal de una superficie reflectora cóncava. Así, la principal ventaja de un concentrador sobre un colector plano es que el flujo energético por unidad de superficie de absorción es mayor, por lo cual se reducen las pérdidas térmicas y se logra obtener suficiente densidad energética como para alcanzar temperaturas mayores a los $200 \text{ }^\circ\text{C}$.

Un parámetro importante en el diseño de concentradores es la *relación de concentración*, C , expresada en la ecuación (2.3.1) y que se define como la razón entre el área de apertura del colector con respecto al área del absorbedor, dicha relación puede alcanzar varios órdenes de magnitud, desde valores menores a la unidad hasta valores del orden de 10^3 . Su valor es

directamente proporcional a la temperatura, así como a los requerimientos de precisión en calidad óptica y posición del sistema óptico.

$$C = \frac{A_a}{A_r}, \quad (2.3.1)$$

donde C es la razón de concentración, A_a es el área del absorbedor y A_r es el área del receptor. Esta relación tiene un límite superior que depende de la geometría del concentrador, así, para encontrar la máxima relación de concentración, se recurre a la segunda ley de la termodinámica, aplicada al intercambio de energía radiativa entre el Sol y el receptor, deduciéndose, para un concentrador lineal [Rabl, 1976]:

$$\left(\frac{A_a}{A_r} \right)_{\text{lineal,max}} = \frac{1}{\text{sen } \theta_s}, \quad (2.3.2)$$

y, para un concentrador puntual [Rabl, 1976]:

$$\left(\frac{A_a}{A_r} \right)_{\text{puntual,max}} = \frac{1}{\text{sen}^2 \theta_s}. \quad (2.3.3)$$

donde θ_s representa el ángulo medio sustentado por el Sol. Así, con $\theta_s = 0.27^\circ$, la razón de concentración máxima posible para concentradores lineales es 215 y, para concentradores puntuales, es 46,165.

Entre mayor sea la temperatura a la cual se obtiene la energía, mayor será la razón de concentración y más precisa debe ser la óptica del concentrador y el sistema de orientación del mismo.

Los concentradores solares deben seguir la trayectoria del Sol para que la radiación emitida sea dirigida perpendicularmente sobre la superficie absorbente. Este tipo de dispositivos tiene ciertos requerimientos de mantenimiento, particularmente para mantener la calidad del sistema óptico por largos periodos de tiempo a la intemperie, en presencia de polvo, componentes oxidantes o corrosivos de la atmósfera, etc. Esta combinación de problemas operacionales y costo alto del concentrador, los ha restringido a sistemas donde se justifique su aplicación.

2.3.1 Diferencias de los Colectores Concentradores con respecto a los Colectores Planos

La principal ventaja de un concentrador es que la cantidad de energía colectada sobre el absorbedor por unidad de área se incrementa, con lo cual se alcanzan temperaturas más altas que en un colector plano, las cuales se pueden aprovechar en algún ciclo termodinámico, termoeléctrico, etc. Así, los costos se reducen al reemplazar un absorbedor costoso por un área reflectora o refractora menor. Además, al reducir las pérdidas de calor utilizando un absorbedor de menor área, se mejora la eficiencia térmica y se reducen los efectos transitorios, ya que la masa térmica es mucho menor que en un colector plano. Pero, tiene la desventaja de que generalmente opera sólo con la componente directa de la radiación solar, por lo tanto el criterio de selección de este tipo de sistemas debe incluir características geográficas, quedando su utilización restringida a lugares de alta irradiación y, asimismo, la

calidad óptica de la superficie reflectora requiere mantenimiento y protección intensiva debido a la exposición a la intemperie [Almanza y Muñoz, 1994].

2.3.2 Configuración de los Concentradores

Los concentradores se dividen en dos categorías: *concentradores que forman imagen* y *concentradores que no forman imagen* [Duffie y Beckman, 1991]. Los concentradores que forman imagen son análogos a una cámara de lentes en donde se forman imágenes sobre el absorbedor. Por su parte, los concentradores que no forman imagen no producen una imagen claramente definida del Sol sobre el absorbedor, pero distribuyen la radiación sobre todas las partes del mismo.

Estos dos tipos de concentradores pueden clasificarse a su vez, como *lineales*, donde el reflector es cilíndrico y enfoca sobre una línea y, *puntuales*, cuyo reflector es una superficie de revolución y enfoca sobre un punto. La concentración en colectores lineales que no forman imagen es de bajo rango y generalmente no sobrepasa un valor de 10.

Dentro de la categoría de colectores que forman imagen el más importante es el *colector parabólico*, que puede ser *cilíndrico*, por su receptor tubular colocado a lo largo del foco de una parábola que sirve como reflector y que se diseña para aplicaciones que requieren razones de concentración medias, entre 15 y 20, y temperaturas en el rango de 100 a 350 °C sobre la temperatura ambiente [Almanza y Muñoz, 1994]; o también *paraboidal* o *de superficie de revolución*, con un receptor esférico y que alcanza concentraciones hasta del orden de 10^5 .

En general, los concentradores con receptores mucho menores que el área de apertura sólo son efectivos para captar la radiación directa. Por lo tanto, requieren de seguimiento solar, ya que el ángulo de incidencia de la radiación directa es muy importante [Duffie y Beckman, 1991]. Los sistemas ópticos lineales enfocan la radiación sobre el receptor si el Sol está en el plano central del concentrador, luego, deben moverse sobre un solo eje de rotación o, en casos muy específicos, tener ajustes periódicos; los concentradores que tienen reflectores que son superficies de revolución necesitan estar orientados de tal manera que su eje y el Sol estén alineados, por lo cual, deben de ser capaces de moverse sobre sus dos ejes.

Es posible construir concentradores que funcionan estacionalmente o anualmente con requerimientos mínimos de seguimiento, lo cual evita complicaciones mecánicas [Duffie y Beckman, 1991]. Estos concentradores sin imagen tienen la capacidad de reflejar hacia el receptor toda la radiación incidente dentro de su apertura con amplios rangos de ángulos de incidencia, y así, la radiación difusa también representa una entrada de energía útil para el colector. El más prometedor de este tipo de concentrador lineal que no forma imagen es el *colector parabólico compuesto* o *CPC*.

2.4 CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO

Dentro de los colectores de concentración solar que no forman imagen, los que en la actualidad tienen mayor aplicabilidad por sus características, son los *colectores parabólicos compuestos*. Estos concentradores tienen sus orígenes en instrumentos de detección de radiación Cherenkov utilizados en experimentos físicos de alta energía, desarrollados en 1966 por Hinterberger y Winston [Duffie y Beckman, 1991].

El concepto básico de *concentrador parabólico compuesto* se muestra en la figura 2.1. Estos concentradores son potencialmente más útiles como concentradores lineales o de tipo canal, por lo cual, el siguiente análisis está hecho para un CPC bidimensional. Cada lado del CPC es una parábola; se indican el foco y el eje de la parábola de la derecha. Cada parábola se extiende hasta que su superficie es paralela al eje del CPC. El ángulo entre este eje y la línea que conecta el foco de una de las parábolas con el borde opuesto de la apertura, es el ángulo de aceptación media, θ_c . Si el reflector es perfecto, cualquier radiación que entre por la apertura con un ángulo $\pm\theta_c$, será reflejada hacia un receptor en la base del concentrador, por reflexión especular de los reflectores parabólicos.

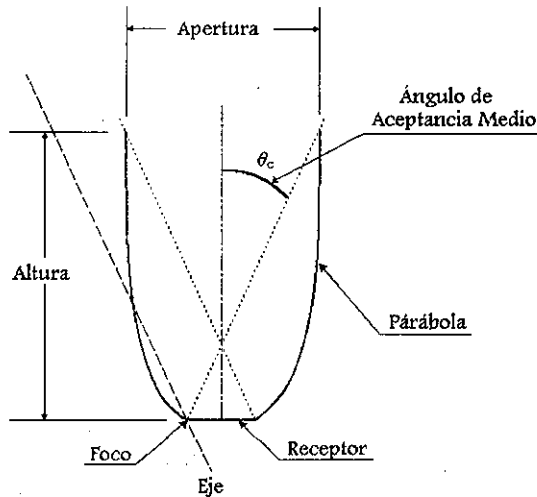


Figura 2.1 Sección transversal de un CPC simétrico

Los concentradores de este tipo tienen relaciones de concentración que son funciones del ángulo medio de aceptación, θ_c . Para un sistema bidimensional ideal, la relación es:

$$C = \frac{1}{\text{sen } \theta_c} \quad (2.4.1)$$

Para un CPC real con errores de superficie, algo de la radiación incidente a ángulos menores de θ_c no alcanzará el absorbedor, y alguna con ángulos mayores que θ_c si lo hará.

2.4.1 Concentrador Parabólico Compuesto Truncado

En los puntos superiores finales de las parábolas del CPC, las superficies son paralelas al eje central de simetría del concentrador. Los extremos superiores de los reflectores requieren una gran área reflectiva y contribuyen poco a que la radiación alcance el absorbedor, es por ello que el CPC puede ser truncado para reducir su altura desde h hasta h' , con un ahorro resultante en el área del reflector y un pequeño sacrificio en el desempeño del concentrador

[Duffie y Beckman, 1991]. En la figura 2.2 se muestra un CPC truncado. La línea interrumpida ejemplifica la extensión de la imagen del concentrador truncado.

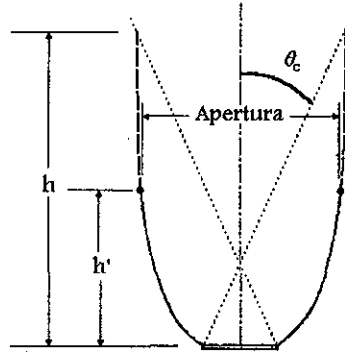


Figura 2.2 CPC truncado con una razón altura-apertura de un medio del CPC completo

Un truncamiento limitado afecta muy poco el ángulo de aceptación, pero cambia la relación altura-apertura, la razón de concentración, y el número promedio de reflexiones antes de alcanzar la superficie absorbente. Así, el efecto de truncamiento da un cambio favorable en la respuesta angular del sistema, un menor consumo de material, y un menor número de reflexiones, pero al costo de un coeficiente de pérdida mayor, resultando en menor concentración. Por otro lado, el colector truncado tiene una aceptación mejorada de la radiación directa y de la radiación difusa, así como una eficiencia óptica mayor, debido a que se reduce el número de reflexiones [Gordon, 1986]. Por lo tanto, para llegar a un buen diseño, debe establecerse claramente un valor óptimo de la altura de truncamiento.

Las expresiones para la altura, \bar{h} , el área del reflector, A_r , y el número promedio de reflexiones dentro, $\langle n \rangle_i$, y fuera, $\langle n \rangle_e$, de un CPC completo, para un ancho fijo de receptor plano, s' , son [Rabl, 1976]:

$$\bar{h} = \left(\frac{s'}{2} \right) \left(1 + \frac{1}{\sin \theta_c} \right) \cot \theta_c, \quad (2.4.2)$$

$$\frac{A_r}{A_a} = (1 + \sin \theta_c) \left[\frac{\cos \theta_c}{\sin^2 \theta_c} + \log \left[\frac{(1 + \sin \theta_c)(1 + \cos \theta_c)}{\sin \theta_c [\cos \theta_c + \sqrt{2(1 + \sin \theta_c)}]} \right] - \frac{\sqrt{2} \cos \theta_c}{(1 + \sin \theta_c)^{3/2}} \right] \quad (2.4.3)$$

$$\langle n \rangle_i = \frac{A_r}{A_a} E_d(o), \quad (2.4.4)$$

$$\langle n \rangle_e = \left(2 + \frac{1}{\sin \theta_c} \right), \quad (2.4.5)$$

$$E_d(o) = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{A_c}{A_r} \frac{(1 - \sin \theta_c)(1 + 2 \sin \theta_c)}{\sin \theta_c} \right]. \quad (2.4.6)$$

Donde $E_d(o)$ es la fracción de la radiación emitida por el reflector, r , que llega al absorbedor, s .

Para un CPC truncado, las expresiones para la altura reducida, h' , el área del reflector modificada, \bar{A}_r , la longitud de la apertura, \bar{l} , y el número promedio de reflexiones dentro, $\langle \bar{n} \rangle_i$, y fuera, $\langle \bar{n} \rangle_e$, son [Rabl, 1976]:

$$h' = \bar{x} \sin \theta_c + \frac{\bar{x}^2 \cos \theta_c}{2s'(1 + \sin \theta_c)} - \frac{s'}{2} \cos \theta_c (1 + \sin \theta_c), \quad (2.4.7)$$

donde:

$$\bar{x} = s' \left[\frac{1 + \sin \theta_c}{\cos \theta_c} \right] \left[-\sin \theta_c + \sqrt{1 + \frac{\bar{h}}{h'} \cot^2 \theta_c} \right] \quad (2.4.8)$$

$$\frac{\bar{A}_r}{A_s} = (1 + \sin \theta_c) \log \left[\frac{(\bar{x}/s') + \sqrt{(1 + \sin \theta_c)^2 + (\bar{x}/s')^2}}{\cos \theta_c + \sqrt{2(1 + \sin \theta_c)}} \right] + \quad (2.4.9)$$

$$\frac{\bar{x}}{s'} \sqrt{1 + \left[\frac{\bar{x}}{s'(1 + \sin \theta_c)} \right]^2} - \frac{\sqrt{2} \cos \theta_c}{\sqrt{1 + \sin \theta_c}}$$

$$\langle \bar{n} \rangle_i = \frac{\bar{A}_r}{A_s} \bar{E}_d(o), \quad (2.4.10)$$

$$\langle \bar{n} \rangle_e = \frac{1}{1 - \sin \theta_c} \left[\frac{\bar{A}_r}{\bar{A}_c} [1 - \bar{E}_d(o)] - \frac{\bar{A}_r}{A_s} \bar{E}_d(o) \right] + \frac{\bar{A}_r}{A_s} \bar{E}_d(o), \quad (2.4.11)$$

$$\bar{l} = 2 \bar{x} \sin \theta_c - \frac{\bar{x}^2 \sin \theta_c}{s'(1 + \sin \theta_c)} + s' (\sin \theta_c - \cos^2 \theta_c), \quad (2.4.12)$$

$$\bar{E}_d(o) = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{1}{\bar{A}_r} \frac{\bar{x}^2 - s'^2 \cos^2 \theta_c}{s'(1 + \sin \theta_c)} \right] \quad (2.4.13)$$

Ahora, la razón de concentración es, para un CPC bidimensional:

$$C = \frac{A_c}{A_r} = \frac{1}{\sin \theta_c} \quad (2.4.14)$$

Sustituyendo el valor de C de la ecuación (2.4.14) en las ecuaciones (2.4.2) a (2.4.5) y rearrreglando términos, pueden obtenerse las siguientes ecuaciones de algunos parámetros característicos del CPC completo:

$$\frac{\bar{h}}{L} = \frac{1}{2} \left[(1 + C) \sqrt{\alpha_1 \alpha_2} \right], \quad (2.4.15)$$

$$\frac{A_r}{A_c} = \frac{\alpha_1}{C} \left[C^2 \sqrt{\alpha_1 \alpha_2} + \log \left[\frac{C \alpha_1 (1 + \sqrt{\alpha_1 \alpha_2})}{\alpha_2 \sqrt{\alpha_1 + \sqrt{2}}} \right] \cdot \frac{\sqrt{2} \alpha_2}{\alpha_1} \right], \quad (2.4.16)$$

$$\langle n \rangle_i = \left[\left(\frac{C}{2} \right) \left(\frac{A_r}{A_c} \right) \cdot \frac{(C-1)(C+2)}{2} \right], \quad (2.4.17)$$

$$\langle n \rangle_e = (2 + C), \quad (2.4.18)$$

$$\alpha_1 = \left(1 + \frac{1}{C} \right) \quad (2.4.19)$$

$$\alpha_2 = \left(1 - \frac{1}{C} \right)$$

En un CPC truncado, parte de la radiación llega desde fuera del ángulo de aceptación de diseño, θ_c , mientras que para la mayoría de las aplicaciones, sólo la radiación dentro de la aceptación será relevante. En caso de un gran truncado, la mayor parte de la radiación externa a θ_c está incluida en el cálculo de $\langle n \rangle_i$, lo cual hace a $\langle n \rangle_i$ muy pequeño debido a que la radiación externa sólo alcanza al absorbedor si el número de reflexiones es cero. Así, se debe aplicar una desigualdad simple como límite inferior del número promedio de reflexiones dentro del ángulo de aceptación $\langle n \rangle_\theta$.

$$\langle n \rangle_\theta \leq \left(1 - \frac{1}{C} \right). \quad (2.4.20)$$

2.4.2 Concentrador Parabólico Compuesto de Receptor Tubular

Frecuentemente, se emplean receptores tubulares con reflectores tipo CPC, debido a que la aplicación principal de este tipo de dispositivos es para calentamiento directo de un fluido específico de trabajo a su paso por el receptor. La forma del reflector que conlleva una máxima absorción de la radiación en receptores cilíndricos es una involuta [Khonkar y Sayigh, 1995].

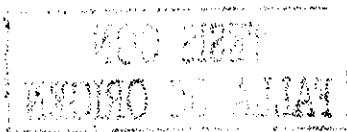
El método de obtención de la forma del reflector de un CPC se ilustra en la figura 2.3, donde se muestra un colector tipo CPC con receptor cilíndrico. El reflector está formado por dos segmentos distintos, una sección de una involuta y un segmento de una parábola. El arco AB del reflector es la involuta del arco AT del receptor, para el resto del reflector se requiere que en cualquier punto P, la normal al reflector NP debe bisectar el ángulo entre la tangente al absorbedor PT y la línea QP, la cual está formando un ángulo θ_c con el eje del CPC. Este tipo de colector igualmente puede truncarse como los otros tipos de CPC.

Las ecuaciones usadas para la curva involuta son [Khonkar y Sayigh, 1995]:

$$X = r(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi), \quad (2.4.21)$$

$$Y = -r(\varphi \sin \varphi + \cos \varphi), \quad (2.4.22)$$

con la limitante:



$$0 \leq \varphi \leq \pi/2 + \theta_{m\acute{a}x}, \quad (2.4.23)$$

mientras que las ecuaciones para la sección BC son:

$$X = r(\text{sen } \varphi - A^* \text{cos } \varphi), \quad (2.4.24)$$

$$Y = -r(A^* \text{sen } \varphi + \text{cos } \varphi), \quad (2.4.25)$$

siendo:

$$A^* = \frac{\pi/2 + \theta_{m\acute{a}x} + \varphi - \text{cos}(\varphi - \theta_{m\acute{a}x})}{1 + \text{sen}(\varphi - \theta_{m\acute{a}x})}, \quad (2.4.26)$$

con la limitante:

$$\pi/2 + \theta_{m\acute{a}x} \leq \varphi \leq 3\pi/2 - \theta_{m\acute{a}x}. \quad (2.4.27)$$

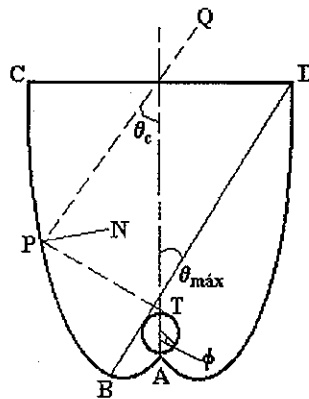


Figura 2.3 Concentrador parabólico compuesto de receptor tubular

Este método se puede utilizar para generar un reflector para cualquier forma convexa de receptor. Así, puede desarrollarse el reflector de un concentrador tipo CPC, que no necesariamente debe ser de forma parabólica y donde el concentrador no necesariamente debe ser simétrico, lo cual permite un rango amplio de alternativas en la forma del receptor.

2.4.3 Orientación de los Concentradores tipo CPC

La principal ventaja de los concentradores tipo CPC es que pueden funcionar sin rastreo continuo y aún consiguen concentrar. Sin embargo, deben ser orientados apropiadamente para maximizar la radiación absorbida y así obtener un rendimiento aceptable [Duffie y Beckman, 1991]. Para determinar la operación en cualquier momento y decidir la mejor orientación, es necesario calcular la radiación absorbida en el receptor.

Una orientación lógica de estos concentradores es a través de un eje este-oeste, inclinándolo hacia el Ecuador, con un ángulo igual a la latitud de lugar donde se va a colocar mas menos cinco grados, y ajustándolo alrededor de este eje. El CPC debe estar ajustado a que el *ángulo de pseudo-incidencia de radiación dirigida*, es decir, la proyección del ángulo de incidencia sobre el plano vertical norte-sur, se sitúe dentro de los límites $\pm\theta_c$ durante el

periodo de tiempo que el colector debe operar. En la práctica, debe establecerse un acuerdo entre el ángulo de aceptación, la relación de concentración y la frecuencia de posicionamiento del colector; ya que a menor ángulo de aceptación corresponde una concentración mayor pero un movimiento más frecuente.

Para estimar la radiación absorbida por el receptor del CPC, es necesario determinar si el ángulo de incidencia de la radiación directa está dentro del ángulo de aceptación $2\theta_c$, si es así, se calculan las contribuciones de la radiación directa y difusa, más la radiación reflejada por la Tierra.

En 1979, Mitchell demostró que la siguiente condición debe ser satisfecha para que la radiación directa sea efectiva [Duffie y Beckman, 1991]:

$$(\beta - \theta_c) \leq \tan^{-1}(\tan \theta_z \cos \gamma_s) \leq (\beta + \theta_c), \quad (2.4.28)$$

en donde β es el ángulo de inclinación del CPC, γ_s es el ángulo acimut solar y θ_z es el ángulo cenit.

Un colector tipo CPC probablemente tendrá una cubierta transparente sobre el reflector. Ésta, sirve para proteger las superficies reflectiva y absorbente, así como para reducir las pérdidas de calor desde el absorbedor. Entonces, la radiación directa y difusa entrarán efectivamente al CPC y se reducirán las pérdidas por transmisión de la cubierta.

2.4.4 Diferencia entre los CPC y otros tipos de Concentradores

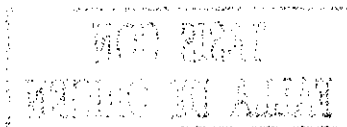
En los últimos quince años, se ha hecho un gran esfuerzo por desarrollar colectores tipo CPC no evacuados y de baja concentración, debido a que tienen dos ventajas claves sobre otros concentradores: son completamente estacionarios y colectan radiación difusa y; tienen coeficientes de pérdidas de calor que son aproximadamente un medio de los valores característicos en colectores planos con recubrimiento selectivo, por lo tanto, son más comparables con los del tipo tubular evacuado. Además, pueden manufacturarse a costos comparables o incluso menores que un buen colector plano regular y, a un medio, o incluso un tercio, del costo del tipo evacuado [Collares-Pereira, 1995].

Comparados con los colectores planos, muchos concentradores tipo CPC tienen una eficiencia óptica menor, debido principalmente a mayores pérdidas reflectivas; una menor energía colectada anualmente, dado el ángulo de aceptación restringido y; menores pérdidas de calor desde el colector; todo lo cual repercute en una eficiencia global mayor que los colectores planos [Gordon, 1986].

2.4.5 Consideraciones Prácticas para los Concentradores tipo CPC

Para minimizar la degradación de la superficie reflectiva y reducir las pérdidas de calor, el concentrador debe pulirse. Además, para reducir las pérdidas convectivas, puede utilizarse una cubierta cilíndrica de vidrio alrededor del receptor pero, para aplicaciones a bajas temperaturas, la omisión de esta cubierta se justifica al evitar el sacrificio asociado en eficiencia óptica [Gordon, 1986].

El ángulo de aceptación medio del CPC es un parámetro de diseño importante que se obtiene si se trunca desde $C_{\max} = 1/(\text{seno } \theta_c)$ hasta C . Los pros y los contras de este



truncamiento, para colectores con ángulos de aceptación pequeños [Gordon, 1986], son: menor requerimiento de material reflector, menor número medio de reflexiones y mayor eficiencia óptica, pero con una reducción en aceptación de radiación directa.

La determinación del valor óptimo de C deberá considerar los requerimientos del material receptor; en general, se debe conocer el costo de la energía liberada, el costo del receptor, del reflector y del encajonado del colector. Además, para cada valor de C se tendrá un claro valor máximo de energía colectada anualmente, como una función θ_c . Los costos relativos de cada material sólo podrán determinarse evaluando el costo para cada diseño de colector dado [Gordon, 1986]. En resumen, los CPC de baja concentración truncados con valores pequeños de ángulos de aceptación, pueden, indistintamente de su concentración y temperatura máxima, liberar igual o más energía anualmente en confrontación con colectores planos, a costos semejantes. Las razones son las siguientes [Collares-Pereira, 1995]: en el caso de un colector plano, el receptor es una superficie plana, con recubrimiento selectivo y dispuesto sobre una serie de tubos por donde circula el fluido; como para el CPC la porción plana del receptor se elimina, el número de tubos se reduce y el reflector toma su lugar. De este modo, la negociación es, por un lado, entre una superficie plana con película selectiva junto con tubos, y por el otro, pocos tubos, también cubiertos, mas un reflector, el resto puede ser visto como la misma caja y cubierta de vidrio.

3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICIÓN Y FLUJO EN DOS FASES

3.1 INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor por ebullición es de gran importancia para un rango muy amplio de aplicaciones, como sistemas de refrigeración y aire acondicionado, procesos químicos, plantas de potencia, etc. En particular, la industria de la refrigeración usa evaporadores para la evaporación y sobrecalentamiento de refrigerantes puros o mezclas de refrigerante/absorbente. Así, para optimizar el diseño del equipo de transferencia de calor usado en los procesos de evaporación en refrigeración es necesario contar con un buen conocimiento de los mecanismos y de los coeficientes de transferencia de calor [Rivera y Best, 1999].

El proceso de *ebullición* se define como la transferencia de calor que ocurre durante el cambio de fase de una sustancia del estado líquido al gaseoso; dicho cambio se debe al contacto con una pared sólida que se encuentra a una temperatura mayor que la temperatura de saturación del líquido [Cervantes, 1999]. Existen dos tipos básicos de ebullición: *en recipientes* y *en convección forzada*. La primera ocurre sobre una superficie caliente que contiene un baño de líquido inicialmente en reposo y que posteriormente es perturbado por las corrientes de convección natural cercanas a la superficie sólida y la agitación ocasionada por la formación de burbujas. El segundo sucede dentro de una corriente constituida por líquido y vapor fluyendo, donde la superficie caliente puede ser la pared del canal que confina al fluido. Un flujo en ebullición se compone de una mezcla de líquido y vapor, por lo cual se le conoce también como *flujo en dos fases*.

El proceso que se presenta durante la evaporación de amoníaco dentro del receptor tubular del concentrador parabólico compuesto es una ebullición en convección forzada, por lo cual el desarrollo del capítulo se enfocará sólo en este tipo de ebullición.

3.1.1 Flujo en Dos Fases

El flujo en dos fases se clasifica por la distribución de huecos o burbujas. Así, existen tres modos básicos de distribución de dichos huecos: burbujas de vapor suspendidas en la corriente líquida, gotas suspendidas en la corriente de vapor y, líquido y vapor coexistiendo intermitentemente. Las combinaciones típicas de estos modos desarrollados en los canales de flujo son llamadas *patrones de flujo*. Los diversos patrones de flujo ejercen efectos diferentes sobre las condiciones hidrodinámicas próximas a la pared caliente; ellos producen varias caídas de presión por fricción y modos diversos de transferencia de calor y de ebullición crítica.

Durante el proceso de ebullición en flujo en dos fases, se pueden presentar inestabilidades de naturaleza termodinámica combinada con hidrodinámica, este fenómeno es ocasionado por el gran cambio en la cantidad de movimiento introducido por el flujo en ebullición en dos fases [Tong, 1975].

3.2 HIDRODINÁMICA DEL FLUJO EN DOS FASES

Desde el punto de vista de ingeniería, el principal objetivo del estudio del flujo en dos fases es determinar la transferencia de calor y la caída de presión característicos de un flujo determinado. En un sentido general, el flujo en dos fases con adición de calor es un problema termohidrodinámico acoplado [Tong, 1975]. Por una parte, la transferencia de calor ocasiona un cambio de fase y una variación en el patrón de flujo y la distribución de fases y; por otro lado, el cambio en la hidrodinámica a causa de la disminución de presión a lo largo de la trayectoria del flujo, afecta las características de la transferencia de calor, ya que el estado del fluido continuamente cambia y afecta la distribución de fases y el patrón de flujo.

Estas observaciones ofrecen un panorama general de la alta complejidad inherente al flujo diabático en dos fases, donde una descripción local o puntual del fenómeno es insuficiente si no se conoce la "historia" previa del flujo. Las inestabilidades hidrodinámicas y la desviación ocasional del equilibrio termodinámico entre las fases introducen complejidades adicionales.

A pesar de las dificultades mencionadas anteriormente, muchas simplificaciones analíticas y estudios experimentales han sido realizados con éxito. Tales estudios están basados frecuentemente en la suposición de patrones de flujo completamente desarrollados y sin adición de flujo de calor. Así, está disponible una gran cantidad de información en patrones de flujo, distribución de fases, y caída de presión en flujos diabáticos, con mayor frecuencia para mezclas líquido/gas de dos componentes [Tong, 1975].

3.2.1 Métodos de Análisis

Los métodos utilizados para analizar un flujo en dos fases son extensiones de aquellos que aplican bien para flujo en una fase simple. El procedimiento invariable es escribir las ecuaciones básicas gobernantes de conservación de masa, momentum y energía, frecuentemente en forma unidimensional, y tratar de resolverlas aplicando algunas simplificaciones [Collier, 1981]. Existen tres tipos principales de métodos de análisis:

Modelo de flujo homogéneo; es la forma más simple de atacar el problema, el flujo en dos fases se supone como un flujo en una fase que tiene pseudopropiedades derivadas de las propiedades de las fases individuales.

Modelo de flujo separado; las dos fases del flujo se consideran segregadas artificialmente. Así, se pueden escribir dos series de ecuaciones básicas, una para cada fase. Alternativamente, las ecuaciones pueden combinarse. En cada caso la información debe corresponder al área del canal ocupada por cada fase (o, a las velocidades de cada fase) y a la interacción por fricción con la pared del canal.

Modelo de patrón de flujo; las dos fases se consideran arregladas en una de tres o cuatro geometrías prescritas. Estas geometrías están basadas en varias configuraciones o patrones de flujo encontrados cuando un gas y un líquido fluyen a través de un canal. Las ecuaciones básicas se resuelven dentro del marco de cada una de estas representaciones idealizadas. Para poder aplicar estos patrones es necesario conocer cuando ocurre cada uno y ser capaces de predecir la transición entre uno y otro.

3.2.2 Patrones de Flujo en Flujos Diabáticos

El análisis del flujo en una sola fase es más sencillo si se puede establecer si el flujo es laminar o turbulento y si ocurre algún efecto de flujo secundario o separación. Esta información es igualmente útil en el estudio del flujo gas/líquido. Sin embargo, tal vez lo más importante en el caso de flujo bifásico es determinar la topología o geometría del flujo. Cuando un líquido es vaporizado en un canal con flujo de calor, el líquido y el vapor generado toman una gran variedad de configuraciones conocidas como patrones de flujo. El patrón de flujo particular a cada caso depende de las condiciones de presión, flujo másico, flujo de calor y la geometría del canal [Collier, 1981]. Una descripción hidrodinámica completa del patrón de flujo requiere conocimientos de varios aspectos: distribución de huecos, distribución de velocidad y distribución de esfuerzos del campo de flujo. Tal información no está disponible para todos los tipos de flujo. Sin embargo, desde un punto de vista macroscópico, el nivel de entendimiento que se ha obtenido del proceso que siguen los patrones de flujo es bastante adecuado.

La evaporación dentro de tubos inclinados y horizontales frecuentemente se ve afectada por la estratificación, la cual se caracteriza porque la mayoría del líquido fluye en el fondo del tubo, y se encuentra separado del vapor por una interfase relativamente lisa. Este fenómeno puede ocasionar problemas durante la evaporación si la película de líquido en el fondo del tubo se seca, lo cual se presenta a velocidades de flujo bajas, con calidad de la mezcla vapor/líquido baja y en condiciones subenfriadas [Laher, Jr., 1992].

Debido a que el nombre dado a un determinado patrón de flujo es subjetivo, existen en la literatura una multitud de términos propuestos para describir las distribuciones posibles de flujo. Los patrones característicos de flujo para sistemas diabáticos que se pueden distinguir claramente y que, en general, se reconocen en canales tubulares horizontales e inclinados son [Collier, 1981]:

Flujo burbujeante; la fase líquida es continua y la fase vapor es discontinua, es decir, el vapor está distribuido como burbujas discretas dentro del líquido. En flujo horizontal, el flujo de burbujas tiende a viajar en la mitad superior del tubo; a velocidades moderadas de las dos fases, la sección transversal entera contiene burbujas mientras que a velocidades más altas se desarrolla un modelo de flujo equivalente a un patrón anular con volutas de gas aglomerado. Este patrón de flujo ocurre con fracciones bajas de vacío.

Flujo tapón; aparecen lodos de líquido en el flujo como resultado del inicio de la aglomeración de las burbujas de vapor, las cuales adoptan un diámetro aproximadamente igual al del tubo. Este tipo de patrón ocurre con fracciones de vacío moderadas y velocidades de flujo relativamente bajas. En flujo horizontal, las burbujas de gas tienden a viajar en la sección superior del tubo.

Flujo estratificado; las dos fases fluyen separadamente con una interfase relativamente uniforme o lisa. Sólo ocurre cuando existen velocidades de líquido y de vapor muy bajas.

Flujo ondulante; debido a que la velocidad del vapor se incrementa, la interfase se perturba por las ondas que viajan en la dirección del flujo.

Flujo pesado; un incremento ulterior en la velocidad del vapor ocasiona que las ondas en la interfase se aceleren hasta formar un lodo espumoso que se propaga a lo largo del canal a una velocidad alta. La superficie superior del tubo detrás de la onda se moja por una película

residual que gotea en la masa de líquido. El patrón de flujo parece ocurrir en la transición entre los flujos burbujeante y anular (el momentum de la fase vapor no es suficientemente fuerte para romper la sección de líquido y formar una película anular de líquido) y, generalmente, no se desarrolla con flujos de calor altos en canales cortos [Tong, 1975]. El líquido y las burbujas permanecen juntos y pueden dar lugar a inestabilidades de agitación debido a las diferencias seccionales en la densidad y compresibilidad.

Flujo anular, la fase líquida forma un anulo a lo largo de la pared y la fase vapor es continua en el núcleo. La película de líquido alrededor del perímetro de tubo puede o no ser continua alrededor de la circunferencia entera pero, por supuesto, será más delgada en la base del tubo. Una fase líquida discontinua se presenta en el centro en forma de gotas, mientras una fase vapor discontinua aparece como burbujas en el anulo. En general, el término "flujo anular" se aplica a varias clases de patrones de flujo, que incluyen el anular, el anular de rocío, el disperso, la niebla, y la neblina, ya que todos poseen la característica común de tener una película de líquido como un anulo a lo largo de la superficie del canal.

Un caso especial de flujo anular es aquel donde existe una película de vapor a lo largo de la pared y un núcleo líquido en el centro. Este tipo de flujo anular inverso aparece sólo en la ebullición de película estable subenfriada.

3.3 EBULLICIÓN EN CONVECCIÓN FORZADA

La ebullición en convección forzada se distingue de la ebullición en recipientes por la presencia de un flujo de fluido causada por la circulación natural en un circuito o forzada por una bomba externa. A diferencia de la ebullición en recipientes, la ebullición forzada es más complicada, debido esencialmente a la variación continua de la temperatura global del fluido y de la calidad de la mezcla líquido/vapor a lo largo de la dirección del flujo [Cervantes, 1999].

3.3.1 Curva de Ebullición y Regímenes de Transferencia de Calor

Considere que un líquido inicialmente subenfriado fluye en forma ascendente por un tubo vertical con flujo uniforme de calor sobre las paredes, alimentado a una velocidad tal que el líquido estará totalmente evaporado a la salida del tubo. La figura 4.1 muestra, en forma esquemática, los diferentes patrones de flujo encontrados sobre la longitud del tubo, junto con las correspondientes regiones de transferencia de calor.

Mientras el líquido está siendo calentado hasta la temperatura de saturación y la temperatura de la pared permanece por debajo de la necesaria para la nucleación, el proceso de transferencia de calor es una *transferencia de calor por convección en fase simple hacia la fase líquida* (región A). En algún punto a lo largo del tubo, cuando el flujo de calor se incrementa hasta un cierto valor, la transferencia de calor convectiva no es suficientemente fuerte como para prevenir el crecimiento de la temperatura de la pared por encima de la temperatura de saturación del fluido circulante. La elevación en la temperatura de la pared ocasiona el sobrecalentamiento del líquido que está en contacto con la pared y crea sitios de nucleación, generando burbujas que inician el proceso de ebullición. Inicialmente, la nucleación ocurre únicamente en zonas localizadas a lo largo de la superficie caliente, mientras entre ellas persiste la convección forzada y la formación de vapor toma lugar en



presencia de líquido subenfriado (región B). Este régimen se conoce como *ebullición nucleada subenfriada o parcial*.

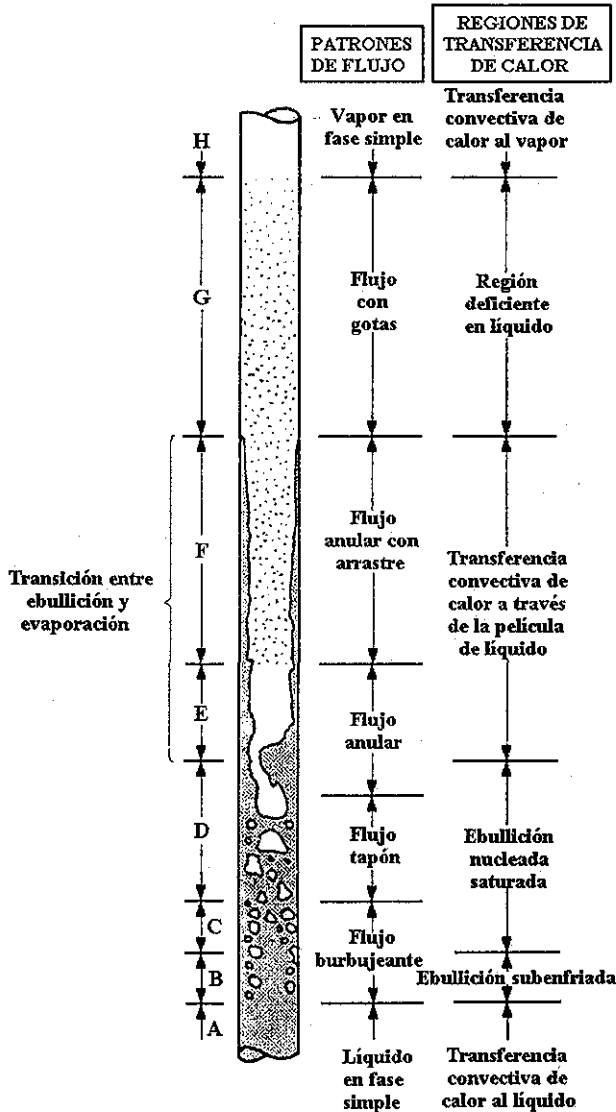


Figura 3.1 Regiones de transferencia de calor en ebullición por convección (adaptada de Collier, 1981)

En la región de ebullición subenfriada, B, la temperatura de la pared permanece casi constante a pocos grados sobre la temperatura de saturación. La cantidad por la cual la temperatura de la pared excede la temperatura de saturación es conocida como *grado de*

sobrecalentamiento, ΔT_{SAT} , y la diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura local del fluido es el grado de subenfriamiento, ΔT_{SUB} [Collier, 1981].

A medida que el flujo de calor aumenta, se forman más sitios de nucleación y el número de superficies de ebullición se incrementa hasta que toda la superficie está en ebullición nucleada, a esta fase se le conoce como etapa de *ebullición nucleada saturada o completamente desarrollada*. La transición entre las regiones B y C, es decir, la región de ebullición nucleada subenfriada y la región de ebullición nucleada saturada, está claramente definida desde el punto de vista termodinámico. Es el punto en el cual el líquido alcanza la temperatura de saturación que se encuentra sobre la base de un balance simple de calor. Sin embargo, el líquido subenfriado puede subsistir en el centro de líquido incluso en la región de nucleación saturada. El vapor generado en la región subenfriada está presente en la transición entre las regiones B y C, por lo cual parte del líquido debe estar subenfriado para asegurar que la entalpía media del líquido mezclado sea igual a la del líquido saturado. Este efecto ocurre como resultado del perfil radial de temperatura en el líquido, ya que el líquido subenfriado fluyendo en el centro del canal sólo alcanzará la temperatura de saturación a cierta distancia del punto donde inicia la ebullición nucleada subenfriada.

En las regiones C a G, la variable que caracteriza el mecanismo de transferencia de calor es la "*calidad*" másica termodinámica del fluido o *fracción peso de vapor*, X , la cual representa la razón entre el flujo másico del vapor con respecto al flujo másico total. La "calidad" de la mezcla vapor/líquido a una distancia x , termodinámica está dada por:

$$X(x) = \frac{i(x) - i_{i,sat}}{\lambda} \quad (3.3.1)$$

A medida que la "calidad" aumenta a través de la región de ebullición nucleada saturada, se alcanza un punto donde toma lugar una transición fundamental en el mecanismo de transferencia de calor. Cualquier otro incremento en el flujo de calor activa más sitios de nucleación hasta que se alcanza el flujo crítico. Más allá del flujo de calor crítico se ocasiona una región de transferencia de calor inestable llamada *evaporación de película parcial o ebullición de transición*. Ésta gradualmente se convierte en *evaporación de película estable* mientras la temperatura de la superficie incrementa por encima del *punto de Leidenfrost* [Tong, 1975]. El fenómeno conocido como punto de "Leidenfrost" o "estado esferoidal", se caracteriza porque la superficie de transferencia está tan caliente que el momentum del vapor formado rápidamente entre la gota de líquido y la superficie caliente forma un colchón de vapor para soportar el goteo y prevenir la formación de líquido que moje la superficie.

La diferencia entre la ebullición de película parcial y la estable depende de la magnitud de la temperatura de la superficie que resulta de la velocidad del flujo y de su calidad. A temperaturas de superficie relativamente bajas, las gotas de líquido dentro del flujo todavía son capaces de "humedecer" la superficie de calentamiento cuando la tocan y, por lo tanto, pueden evaporarse por contacto directo con la misma, lo cual repercute en el valor del coeficiente de transferencia de calor, que alcanza valores superiores al triple del valor esperado para vapor seco circulando bajo las mismas condiciones de operación. Por otro lado, si la superficie está a una temperatura relativamente alta, las gotas de líquido ya no logran "humedecerla" y el coeficiente de transferencia de calor toma un valor casi idéntico al del vapor seco, incluso aunque exista una cantidad considerable de gotas de líquido.

Así, el proceso de “ebullición” es reemplazado por el proceso de “evaporación”. Esta transición está precedida por un cambio en el patrón de flujo, de flujo burbujeante o lento a flujo anular (región E y F). En las últimas regiones el espesor de la película de líquido sobre la superficie de calentamiento frecuentemente es tal que la conductividad térmica efectiva es suficiente para evitar que el líquido en contacto con la pared sea sobrecalentado a una temperatura a la que permitiría la nucleación de burbujas. El calor es extraído de la pared por convección forzada en la interfase líquido/vapor, donde ocurre la evaporación. Dado que la nucleación se suprime completamente, el proceso de transferencia de calor ya no puede ser llamado “ebullición”. La región fuera de la transición ha sido referida como la *región de convección forzada en dos fases* de la transferencia de calor (región E y F).

Al alcanzar cierto valor crítico de la calidad, el cual depende del fluido, ocurre la evaporación completa de la película de líquido. Esta transición es conocida como *secado* y, si el flujo de calor sobre la superficie está controlado, se acompaña por un aumento en la temperatura de la pared del canal. El área entre el punto de secado y la transición a vapor seco saturado (región H) ha sido nombrada como la *región deficiente de líquido* (correspondiente al patrón de flujo de goteo y a la región G). Esta condición de secado frecuentemente impone un límite efectivo sobre la cantidad de evaporación que puede permitirse en un tubo con un valor determinado de flujo de calor.

3.3.2 Ebullición Nucleada en Convección Forzada

Durante la ebullición nucleada, el calor es transferido desde la superficie calentada hacia el líquido a través de varios mecanismos:

1. Transporte de calor por el calor latente de las burbujas.
2. Transporte de calor por evaporación continua en el centro de la burbuja y condensación en la capa externa de la misma, mientras la burbuja está aún unida a la pared.
3. Transporte de calor por intercambio líquido/vapor ocasionado por la agitación de las burbujas en la capa límite (micro convección).
4. Transporte de calor por convección en fase simple entre nacimientos de burbujas.

3.3.3 Vaporización en Convección Forzada

Durante la ebullición nucleada en un flujo anular alto, es decir, un flujo que tiene un centro de vapor y un anillo de líquido, la velocidad del centro de vapor puede ser tan alta y la turbulencia en la frontera líquido/vapor tan fuerte que el carácter del mecanismo de transferencia de calor cambia. El calor es conducido a través de la película de líquido delgada y la evaporación toma lugar en la interfase de la capa de líquido y el centro de vapor. Esto se hace evidente al comprobar que el coeficiente de transferencia de calor es de naturaleza convectiva.

Normalmente, durante la evaporación en convección forzada de mezclas binarias en flujo anular, la concentración de cada componente en la interfase será diferente de sus concentraciones en la fase vapor, de tal forma las concentraciones en la interfase deberán ser tales que permitan la difusión del componente más volátil hacia el vapor, esto produce un efecto de resistencia en la transferencia de masa y, por lo tanto, la temperatura de la interfase se incrementa con respecto al valor de equilibrio [Barbosa y Hewitt, 2001].

En una mezcla no azeotrópica, de acuerdo con el equilibrio de fases, el componente más volátil del líquido se evapora más rápidamente que los componentes menos volátiles. Así, la concentración del componente más volátil en la masa de líquido es mayor que en la fase líquida en la interfase líquido/vapor, mientras que la concentración del componente menos volátil en la interfase vapor/líquido es mayor que en la masa de líquido. Consecuentemente, en la fase líquida, los componentes más volátiles se difunden hacia la interfase y el exceso de componente volátil se difunde desde la interfase hacia la masa de líquido. Entonces, la velocidad de crecimiento de las burbujas de vapor es una función de la capacidad del componente más volátil para difundirse hacia la interfase líquido/vapor y de la velocidad a la que el calor latente de vaporización puede ser suplido a la superficie de la burbuja. Y, dado que la velocidad de difusión másica usualmente es mucho menor que la velocidad de difusión de calor, la transferencia másica se convierte en el proceso físico que limita la ebullición de la mezcla [Aprea et al., 2000].

Para valores pequeños del factor de Martinelli, X_{tt} , el coeficiente de transferencia de calor depende fuertemente del flujo. Dado que esto es una característica de la transferencia de calor sin ebullición, puede suponerse que la ebullición nucleada se suprime en esta región. Este tipo de mecanismo de transferencia de calor se conoce como *vaporización en convección forzada*. Para valores altos de X_{tt} , el espesor de capa de líquido se incrementa y la ebullición nucleada no es completamente suprimida por la convección. Así, el efecto de la velocidad de flujo sobre el valor del coeficiente de transferencia de calor en dos fases es despreciable durante la ebullición nucleada completamente desarrollada.

Es importante conocer el punto donde el mecanismo de transferencia de calor se convierte de ebullición nucleada a vaporización en convección forzada. En general, para sistemas a baja presión, el mecanismo de convección forzada se ve favorecido por velocidades de la mezcla altas y flujos bajos de calor.

3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN

El mecanismo de ebullición es tan complicado que aún no se ha obtenido una expresión puramente analítica para la transferencia de calor, derivada de relaciones básicas. Por lo tanto, es necesario aplicar un análisis dimensional, que dará una descripción cualitativa de los diferentes mecanismos de ebullición y facilita la correlación empírica de los datos de transferencia de calor. Algunos de los grupos adimensionales más aplicados en el análisis de la transferencia de calor por ebullición son [Tong, 1975]:

Número de ebullición (Bo); razón del flujo másico de vapor generado en la superficie de calentamiento con respecto al flujo másico total paralelo a la superficie del canal [Rivera y Best, 1999]. La velocidad del vapor se evalúa en términos de la transferencia de calor por transporte de calor latente. Este número representa el efecto de la generación de vapor durante el proceso de ebullición sobre la perturbación de la capa límite y el mejoramiento de la transferencia de calor. La velocidad del vapor es evaluada basándose en la transferencia de calor por transporte de calor latente.

$$Bo = \frac{q}{G\lambda} \quad (3.4.1)$$

Número de convección (Co); relación empírica derivada del factor de Martinelli, cuando se desprecian los efectos viscosos.

$$Co = \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho'_v}{\rho'_l} \right)^{0.5} \quad (3.4.2)$$

Número de Froude (Fr); razón de la fuerza inercial con respecto a la fuerza gravitacional del líquido.

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l'^2 g D_i} \quad (3.4.3)$$

Número de Jakob (Ja); razón entre el calor sensible contenido por una gota de líquido y el calor latente de una burbuja del mismo volumen. El valor de este número indica la efectividad relativa del intercambio líquido/vapor.

$$Ja = \frac{C_p \rho_l' (T_a - T_l)}{\lambda \rho_v'} \quad (3.4.4)$$

Número de Prandtl del líquido (Pr_l); razón entre la viscosidad cinemática y la difusividad térmica del líquido.

$$Pr_l = \frac{\nu}{\alpha'} = \frac{C_p \mu_l}{k_l} \quad (3.4.5)$$

Número de Reynolds (Re); razón entre la fuerza inercial y la fuerza viscosa. Este número indica la intensidad de la agitación del líquido.

$$Re = \frac{\rho' V D_i}{\mu_l} \quad (3.4.6)$$

Número de Nusselt (Nu); razón entre el flujo de calor por convección forzada y la transferencia de calor por conducción.

$$Nu = \frac{h_f D_i}{k_f} \quad (3.4.7)$$

3.4.1 Correlaciones para Calcular el Coeficiente de Transferencia de Calor en Flujo en Ebullición en Tubos

Existe un gran número de correlaciones para flujo en ebullición disponible en la literatura. Éstas pueden, en general, clasificarse en dos categorías: *individuales* y *generales* [Kandlikar, 1990]. Dentro de las individuales están las correlaciones desarrolladas por investigadores experimentales para representar sus propios datos, y en algunos casos, algunas otras fuentes de datos para el mismo fluido o mezcla. Después de averiguar la exactitud de sus experimentos, estas correlaciones individuales pueden ser aplicadas por el diseñador dentro del mismo rango de parámetros de diseño. Las correlaciones generales están desarrolladas basándose en un mayor número de datos que involucran a varios fluidos dentro de un rango considerable de parámetros. Estas correlaciones son más valiosas debido a que ellas

representan una base de datos mayor que cubre un rango mucho más amplio de condiciones de operación.

En general, se han propuesto un gran número de correlaciones para flujo en ebullición, aunque muchas de ellas están restringidas para fluidos simples o de un solo componente. Algunas de estas correlaciones generales son para ebullición saturada, y algunas otras para ebullición subenfriada [Gungor y Winterton, 1986].

Una correlación muy utilizada para el coeficiente de transferencia de calor en la región de evaporación por convección forzada puede expresarse como [Tong, 1975]:

$$\frac{h_{df}}{h_l} = A \left(\frac{I}{X_{tt}} \right)^n, \quad (3.4.8)$$

donde X_{tt} es el coeficiente de Lockhart y Martinelli:

$$X_{tt} = \left[\frac{1-\chi}{\chi} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho'_v}{\rho'_l} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^{0.1}. \quad (3.4.9)$$

Otra correlación para evaluar la ebullición nucleada junto con la vaporización por convección forzada con flujos altos de calor, sugerida por Schrock y Grossman [Tong, 1975], es:

$$\frac{h_{df}}{h_l} = B \left[\frac{q}{G\lambda} + A \left(\frac{I}{X_{tt}} \right)^n \right]. \quad (3.4.10)$$

3.4.1.1 Correlación de Chen (1966)

Una correlación general para ebullición saturada ($Fr > 0.04$) es la de Chen [Gungor y Winterton, 1986], desarrollada para flujo vertical y los siguientes fluidos: agua, metanol, ciclohexano y pentano; sobre la base de seis fuentes de datos diferentes, con un total de 600 puntos y una desviación media de 12% [Kandlikar, 1990]. Chen estudió la contribución de la variación en las condiciones de flujo para velocidades de flujo altas, donde es de esperarse que la supresión en el crecimiento de burbujas y el aumento en la turbulencia convectiva afecte la transferencia de calor por ebullición y por convección forzada [Tong, 1975]. Esta correlación divide la transferencia de calor en dos partes: una contribución microconvectiva (ebullición nucleada) basada en la ecuación de Foster y Zuber para ebullición en recipientes; y una contribución macroconvectiva (convección forzada sin ebullición) basada en la ecuación de Dittus-Boelter para fase simple, es decir, sólo líquida. Chen obtuvo empíricamente los valores de dos funciones adimensionales, s y f , que corresponden a las variaciones de los componentes por ebullición y por convección forzada, respectivamente. Estas dos contribuciones fueron combinadas para obtener un coeficiente de transferencia de calor global:

$$h_{df} = fh_l + sh_{rec}. \quad (3.4.11)$$

El factor $f (>1)$ refleja las velocidades más altas y, por tanto, la transferencia de calor por convección forzada en flujo en dos fases, comparado con el de una fase líquida única. El

factor f está correlacionado con el parámetro de Martinelli. El factor s (factor de supresión, <1) refleja el sobrecalentamiento efectivo disponible en convección forzada opuesto a la ebullición nucleada, debido a la capa límite. El factor de supresión está correlacionado con un número de Reynolds en dos fases.

El coeficiente de transferencia para líquido, h_l , se calcula mediante la correlación de Dittus-Boelter, suponiendo que la fracción de líquido llena el tubo:

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} k_l / D_i, \quad (3.4.12)$$

donde [Barbosa y Hewitt, 2001]:

$$Re_l = \frac{m_l D_i}{\mu_l} \quad Pr_l = \frac{\mu_l C_{p_l}}{k_l}, \quad (3.4.13)$$

$$f = \begin{cases} 1 & \text{si } \frac{1}{X_u} > 0.1, \\ 2.35 \left[\frac{1}{X_u} + 0.213 \right]^{0.736} & \text{si } \frac{1}{X_u} \leq 0.1, \end{cases} \quad (3.4.14)$$

$$h_{rec} = 0.00122 \frac{k_l^{0.79} C_{p_l}^{0.45} \rho_l^{0.49} \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \rho_v^{0.24} \lambda}, \quad (3.4.15)$$

$$s = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} Re_{df}^{1.17}}, \quad (3.4.16)$$

$$\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat}, \quad \Delta P_{sat} = P_{sat}(T_p) - P_{sat}(T_{sat}), \quad (3.4.17)$$

$$Re_{df} = Re_l f^{1.25}. \quad (3.4.18)$$

Los métodos de predicción del coeficiente de transferencia de calor para ebullición de fluidos de un solo componente son la base para desarrollar los métodos para mezclas y, en general, la correlación más frecuentemente usada para este caso es la de Chen [Barbosa y Hewitt, 2001].

3.4.1.2 Correlación de Shah (1982)

Una correlación más reciente para ebullición saturada en flujo vertical y horizontal, que ofrece un buen ajuste a un gran número de datos, es la de Shah [Gungor y Winterton, 1986]. Esta correlación fue desarrollada para los siguientes fluidos: agua, R-11, R-12, R-22, R-113 y ciclohexano, donde el 90% de los datos tiene una desviación estándar menor al 30% [Kandlikar, 1990]. Nuevamente dos mecanismos distintos son considerados—ebullición nucleada y convección forzada—pero, en lugar de adicionar las dos contribuciones, se escoge la mayor de ellas para calcular el coeficiente de transferencia de calor.

La correlación de Shah se propone en términos de tres números adimensionales:

$$\frac{h_{df}}{h_l} = \Psi(Co, Bo, Fr_l) \quad (3.4.19)$$

El número de convección, Co , reemplaza al parámetro de Martinelli debido a que los efectos viscosos se desprecian. El número de ebullición, Bo , representa el término de ebullición nucleada, mientras que la ebullición por convección forzada se caracteriza por medio del número de convección. Para tubos verticales el valor del número de Froude se ignora. Shah separa el régimen de flujo en ebullición en tres regiones distintas [Aprea et al., 2000]: un régimen dominante de ebullición nucleada, un régimen de supresión de burbujas, y un régimen dominante de convección forzada. En el régimen de supresión de burbujas ambas, la ebullición nucleada y la ebullición por convección forzada, son importantes.

Para flujo estratificado ($Fr < 0.04$), el coeficiente de transferencia de calor está dado por [Odeh et al., 1998]:

$$\frac{h_{df}}{h_l} = 3.9 Fr^{0.24} \left(\frac{\chi}{1-\chi} \right)^{0.64} \left(\frac{\rho'_l}{\rho'_v} \right)^{0.4} \quad (3.4.20)$$

Al igual que en la correlación de Chen, el coeficiente de transferencia para líquido, h_l , se calcula mediante la correlación de Dittus-Boelter.

3.4.1.3 Correlación de Kandlikar (1983, 1990)

Kandlikar y Thakur propusieron una correlación aditiva con las contribuciones de la ebullición nucleada y la convectiva [Kandlikar, 1990], la cual se puede aplicar a flujo vertical y a horizontal, y fue desarrollada para agua, R-11, R-12, R-114, nitrógeno y neón, con una base de datos de 1100 puntos y una desviación promedio de 17.1%. En el desarrollo de la correlación fueron usados los mismos datos utilizados por Shah, posteriormente fue refinada para incluir los efectos de la naturaleza del fluido mediante un parámetro de dependencia del fluido, F_{fi} , introducido en el término de ebullición nucleada. La correlación para flujo horizontal con velocidades de flujo bajas es [Kandlikar, 1990]:

$$\frac{h_{df}}{h_l} = D_1 (Co)^{D_2} (25Fr_l)^{D_3} + D_3 (Bo)^{D_4} (25Fr_l)^{D_5} F_{fi} \quad (3.4.21)$$

Donde el número de Froude se introduce para reflejar el efecto de la estratificación, $Fr < 0.04$, debido a la velocidad de flujo baja.

Para extender la correlación a otros fluidos, Kandlikar describe un método para determinar F_{fi} utilizando ciertos datos disponibles de ebullición por convección forzada.

En su trabajo de 1990, Kandlikar propone una modificación a la ecuación (3.4.21), en donde la constante D_6 se aproxima a cero y, por lo tanto, el término $(25Fr_l)^{D_6}$ se iguala con 1.

3.4.1.4 Correlación de Gungor y Winterson (1986)

Esta correlación es relativamente nueva y se caracteriza por ser lo suficientemente simple como para aplicarse en ebullición subenfriada o saturada, es válida para flujo vertical u horizontal en tubos y ánulos, no requiere valores de propiedades complicadas, y proporciona

un buen ajuste a los datos experimentales obtenidos para seis refrigerantes diferentes [Gungor y Winterton, 1986].

La forma básica de la correlación utilizada, para ebullición saturada, es:

$$h_{df} = eh_l + sh_{rec} \quad (3.4.22)$$

El coeficiente de transferencia de calor para fase líquida, h_l , se calcula mediante la ecuación de Dittus-Boelter para un líquido fluyendo por un ducto.

El factor de mejoramiento e se escribe como:

$$e = f(X_{tt}, Bo) = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (3.4.23)$$

este factor incrementa el nivel del coeficiente de transferencia de calor del flujo de líquido en fase simple (del mismo flujo másico que el flujo total) debido a que, en flujo en dos fases, incluso para calidades de vapor pequeñas, las velocidades son altas, la fracción de vacío es alta y la capa límite contigua a la superficie de transferencia de calor es delgada.

El coeficiente de transferencia de calor para ebullición en recipientes, h_{rec} , lo calculan mediante la ecuación de Cooper:

$$h_{rec} = 55P_{red}^{0.12} (-\log_{10} P_{red})^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (3.4.24)$$

El factor de supresión s se escribe como:

$$s = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} e^2 Re_l^{1.17}} \quad (3.4.25)$$

el factor s toma en cuenta el hecho de que la capa límite de líquido sobrecalentado, donde las burbujas de vapor crecen, es delgada.

Si el tubo es horizontal y el Número de Froude es menor de 0.05, e debe multiplicarse por:

$$e_2 = Fr^{(0.1-2Fr)} \quad (3.4.26)$$

y s debe multiplicarse por:

$$s_2 = \sqrt{Fr} \quad (3.4.27)$$

En ebullición subenfriada, las diferencias de temperatura para ebullición nucleada y convección forzada son diferentes, así que la ecuación (3.4.22) es reemplazada por:

$$q = h_l(T_p - T_{bi}) + sh_{rec}(T_p - T_{sat}) \quad (3.4.28)$$

En la última ecuación, no existe el factor de mejoramiento debido a que, durante la ebullición subenfriada, no hay generación neta de vapor.

3.4.1.5 Correlación de Mishra et al. (1981)

Mishra et al. (1981), realizaron una serie de experimentos utilizando una mezcla de refrigerantes R12 y R22, con el fin de evaluar el coeficiente de transferencia de calor en ebullición por convección forzada al interior de un tubo horizontal. Sus resultados revelaron

un coeficiente de transferencia de calor menor para mezclas binarias que el relativo a la interpolación lineal entre los coeficientes de transferencia de calor de los componentes puros.

Posteriormente, la correlación de Mishra et al. fue validada por Celata et al. (1993), quien la utilizó para correlacionar los coeficientes de transferencia de calor locales de varias mezclas refrigerante/absorbente. Aunque esta correlación presenta una mayor desviación media comparada con otras, tiene la ventaja de que requiere un menor número de propiedades físicas y termodinámicas para evaluar el coeficiente de transferencia de calor en ebullición por convección forzada de mezclas. Esta característica representa una gran ventaja sobre otras correlaciones más exactas, cuando existe una carencia de información sobre las propiedades físicas de la mezcla.

Basándose en los dos trabajos antes mencionados, Rivera y Best seleccionaron el modelo propuesto por Mishra et al. [Rivera y Best, 1999] con el fin de correlacionar los datos experimentales de los coeficientes locales de transferencia de calor para las mezclas amoníaco/agua y amoníaco/nitrato de litio, en ebullición por convección forzada en un tubo vertical con flujo de calor uniforme. El rango de concentraciones para la mezcla amoníaco/agua fue de 38 - 48 % en peso y la presión varió de 9.4 hasta 12.4 bares. Para la mezcla amoníaco/nitrato de litio el rango de concentración fue el mismo que el anterior y la presión varió de 8.7 a 14.8 bares. Los coeficientes de transferencia de calor promedio fueron obtenidos adicionando los coeficientes de transferencia de calor locales a lo largo de la sección de prueba:

$$h_{df, prom} = \frac{h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6}{6} \quad (3.4.29)$$

La correlación de Mishra et al. [Rivera y Best, 1999] es:

$$h_{df} = Ch_l \left(\frac{1}{X_{II}} \right)^m Bo^n, \quad (3.4.30)$$

donde h_l puede estimarse mediante la ecuación de Dittus-Boelter. Los valores de la constante C y de los exponentes para dos diferentes composiciones de la mezcla fueron publicados en el artículo de Mishra et al. (1981). Esta correlación fue capaz de predecir los datos experimentales para las mezclas de refrigerantes R12 y R22 con una desviación de 30%.

Con respecto al trabajo de Rivera y Best (1999), los valores específicos reportados de la constante C y de los exponentes m y n , para la mezcla de amoníaco/nitrato de litio son: $C = 25$, $m = 0.1$ y $n = 0.2$; y para la mezcla de amoníaco/agua: $C = 65$, $m = 0.5$ y $n = 0.15$. Las ecuaciones obtenidas y correlacionadas con los datos experimentales reportaron una desviación media de ± 16 y $\pm 25\%$, respectivamente.

En el artículo de Rivera y Best (1999), a partir de una gráfica de la razón entre el coeficiente de transferencia de calor en dos fases con respecto al de fase simple contra el inverso del factor de Lockhart-Martinelli, se demuestra que para valores pequeños de $1/X_{II}$, existe alguna dispersión, pero que para valores mayores de $1/X_{II}$, todos los datos tienden a una línea recta, lo cual significa que la ebullición nucleada se suprime y el coeficiente de transferencia de calor depende sólo de la calidad o de $1/X_{II}$.

Sus resultados muestran que, para la mezcla amoníaco/nitrato de litio, el coeficiente local de transferencia de calor es muy dependiente del número de ebullición, lo cual implica que la ebullición nucleada domina, es decir, el flujo de calor es muy alto, así que el líquido cercano a la pared del tubo se sobrecalienta y tiende a evaporarse, formando burbujas, las burbujas transportan calor latente del cambio de fase e incrementan la transferencia de calor por convección agitando el líquido cercano a la superficie [Murata y Hashizume, 1993]. Para la mezcla amoníaco/agua, el coeficiente es más dependiente de la calidad y de $1/X_n$, es decir, el flujo de calor es menos significativo y la convección forzada en dos fases es la dominante [Murata y Hashizume, 1993].

3.4.1.6 Correlación de Choi, Kim y Ro (2000)

La forma básica de la correlación, para refrigerantes puros, aplicando un modelo de superposición, es [Choi et al., 2000]:

$$h_{df} = eh_{DB} + sh_{SA}, \quad (3.4.31)$$

donde h_{DB} representa el coeficiente de transferencia de calor calculado por la correlación de Dittus y Boelter para ebullición en recipientes, y h_{SA} es el coeficiente de transferencia de calor para fase simple obtenido mediante la correlación de Stephan y Abdelsalam [Choi et al., 2000]. h_{DB} y h_{SA} están expresados por:

$$h_{DB} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}, \quad (3.4.32)$$

$$h_{SA} = 207 \frac{k_l}{bd} \left(\frac{q \cdot bd}{k_l T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho'_v}{\rho'_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533}, \quad (3.4.33)$$

$$bd = 0.0146 \beta [2\sigma'/g(\rho'_l - \rho'_v)]^{0.5} \quad \text{con } \beta = 35^\circ. \quad (3.4.34)$$

Donde β es el ángulo de contacto de las burbujas de vapor, con respecto a la superficie de transferencia de calor, dicho ángulo es función de la temperatura y del material de la superficie [Stephan y Abdelsalam, 1980].

El factor de mejoramiento, e , está representado en la ecuación (3.4.35), y el factor de supresión, s , es seleccionado como en la ecuación (3.4.36).

$$e = 49.971 Bo^{0.383} X_n^{-0.758}, \quad (3.4.35)$$

$$s = 0.909 Co^{0.301}. \quad (4.4.36)$$

Las constantes en las ecuaciones (3.4.35) y (3.4.36) minimizan los errores entre los coeficientes de transferencia de calor calculados y los obtenidos por los resultados experimentales [Choi, et al., 2000].

Los coeficientes de transferencia de calor para mezclas de refrigerantes zeotrópicas o azeotrópicas son calculados por la siguiente ecuación:

$$h_{df} = eh_{DB} + F_M sh_{SA}, \quad (3.4.37)$$

$$F_M = \frac{1}{1 + 0.039 \left\{ \left[C_{p_l} (T_{roc} - T_{bur}) \right] / \lambda \right\}} \quad (3.4.38)$$

El factor de corrección para mezclas, F_M , es siempre menor que 1 y representa, para mezclas zeotrópicas de refrigerante, la disminución en el efecto la transferencia de calor. La ecuación (3.4.38) puede aplicarse también a refrigerantes puros, ya que las temperaturas del punto de rocío y del punto de burbuja son iguales con la temperatura de saturación a una determinada presión y, por lo tanto, F_M se vuelve 1.

3.5 CONCLUSIÓN

En la revisión bibliográfica realizada para el presente trabajo, no se encontró ninguna referencia que considere el uso de mezclas refrigerante/absorbente como fluido de trabajo en colectores o concentradores solares, para aplicaciones de refrigeración por absorción en operación por un periodo continuo de tiempo. En el presente trabajo, se realiza el análisis del comportamiento de la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ en un concentrador solar del tipo parabólico compuesto, donde directamente se realiza la evaporación del amoníaco. Así, es necesario seleccionar la correlación adecuada para modelar el proceso de evaporación en el concentrador/generador del refrigerador solar por absorción.

Como se menciona con anterioridad, existen varias correlaciones para flujo en ebullición. Entre las referidas en este capítulo, se eligió la correlación de Mishra et al. con las constantes para la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ obtenidas por Rivera y Best (1999), para adaptarla en el modelo del concentrador solar. Se optó por esta correlación debido a que, en la bibliografía consultada, es la única que se refiere directamente a la mezcla amoníaco/agua y, aun cuando las constantes se obtuvieron para flujo vertical, reúne las condiciones para suponer que el proceso y, por lo tanto, las constantes propuestas para la correlación, no se ven afectados por la posición horizontal del tubo donde se realiza el proceso de evaporación.

En el capítulo 4 se hace un desarrollo detallado del modelo térmico del concentrador parabólico compuesto y se incorpora al mismo el ajuste de la correlación de Mishra et al. para calcular el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla en ebullición. El modelo se enfoca solamente al generador de vapor de amoníaco de un sistema de refrigeración por absorción. Dicho generador consiste en un tubo de sección transversal circular que se encuentra instalado en el eje focal de un concentrador parabólico compuesto. Así, mediante la radiación solar concentrada en el tubo receptor, se obtiene una ganancia de calor útil que se aplica a una mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ con ciertas características iniciales de temperatura, concentración y presión. La ganancia mencionada se utiliza primero como calor sensible hasta alcanzar la temperatura de saturación de la mezcla a la presión y concentración establecidas como valores de entrada y, a partir de ese instante, todo el calor se aplica como calor latente hasta alcanzar la concentración y la temperatura de salida deseadas para la aplicación específica establecida.

4 MODELO TÉRMICO DE UN CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO DE RECEPTOR TUBULAR

4.1 INTRODUCCIÓN

Inicialmente, los modelos desarrollados para describir el desempeño térmico y óptico de los concentradores parabólicos compuesto estaban restringidos sólo para absorbedores de placa plana [Eames y Norton, 1993a]. Estos modelos suponían que la transferencia de calor por convección podía ser representada apropiadamente mediante coeficientes de película de placa plana. Rabl (1976) propuso un modelo para calcular la transferencia de calor por convección, conducción y radiación en un concentrador parabólico compuesto de absorbedor plano, él desarrolló una técnica analítica para estimar el número promedio de reflexiones de la radiación que llega al absorbedor y describió los efectos del truncamiento del reflector.

Para CPC de receptor cilíndrico, los modelos más simples no consideran la absorción de radiación solar de longitud de onda larga sobre las superficies reflectivas [Eames y Norton, 1993a]. Hsieh (1981) desarrolló las formulaciones matemáticas para estudiar los procesos térmicos en un colector tipo CPC; predijo el intercambio de calor entre los componentes del sistema, su simulación indicó que el desempeño del colector es completamente estable y es casi independiente de muchos de los parámetros probados. Prapas (1987) consideró algunas configuraciones de CPC donde el reflector absorbe energía; con respecto a la transferencia convectiva de calor, aplicó una correlación que supone que la geometría del sistema puede ser aproximada a un par de cilindros concéntricos. Ambos autores proponen correlaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección como una función del radio del receptor y la diferencia de temperatura entre la superficie del receptor y el ambiente; dichas correlaciones no consideraron los efectos de la inclinación del ángulo del colector sobre la transferencia de calor por convección; por otra parte, éstos suponen que el reflector, el absorbedor y la cubierta tienen temperatura constante. Chew et al. (1989) desarrolló un modelo de elemento finito para un CPC de receptor tubular, considerando que el receptor y la cubierta eran isotérmicos, mientras que los reflectores se sugirieron como fronteras adiabáticas.

Eames y Norton (1993a) desarrollaron un modelo validado de simulación rigurosa para predecir el comportamiento óptico y térmico de un CPC de eje lineal, en estado estacionario y en un análisis bidimensional, por medio de una técnica de trazado de rayos y un análisis de elemento finito de la transferencia de calor por convección. El análisis óptico consideró las componentes directa y difusa de la radiación solar, supuso irradiación y absorción uniforme y que la energía era completamente absorbida cuando tocaba el receptor. Para determinar la transferencia de calor por convección dentro de la cavidad formada entre los reflectores y la cubierta de vidrio, aplicaron ecuaciones de Navier-Stokes para flujo incompresible en tres dimensiones. El estudio incluyó conducción en los reflectores, intercambio radiativo de onda larga y remoción de calor en el absorbedor.

En otro trabajo, Eames y Norton (1993b) analizaron los efectos de la inclinación angular y del ángulo de aceptación del CPC en el proceso de convección natural al interior de la cavidad. Determinaron la variación circunferencial del número de Nusselt local en el

absorbedor y obtuvieron una correlación para la transferencia de calor convectiva para un número de Nusselt promedio con respecto al número de Grashof. La correlación obtenida se extendió a colectores tipo CPC truncados.

Tchinda et al. (1998) analizó el intercambio de calor en el colector CPC, incluyendo la transferencia axial de calor en el receptor. Desarrollaron una expresión explícita de la temperatura del fluido de trabajo como función del espacio coordinado en la dirección del flujo y de la intensidad solar dependiente del tiempo.

En el presente trabajo, el modelo térmico se obtiene aplicando un análisis de transferencia de calor, el cual incluye radiación y convección en el reflector, y su interacción con los otros componentes. Además, se aplican algunas ecuaciones empíricas para predecir los coeficientes de pérdidas de los diferentes componentes del CPC, así, el modelo desarrollado es capaz de predecir las temperaturas que permiten determinar estos coeficientes de pérdidas.

4.2 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN CPC

En cada componente del concentrador parabólico compuesto hay diferentes mecanismos de transferencia de calor [Eames y Norton, 1993a]. En la figura 4.1 se presenta un diagrama de la sección transversal de un concentrador parabólico compuesto lineal con receptor cilíndrico y se muestran los mecanismos posibles de transferencia de energía.

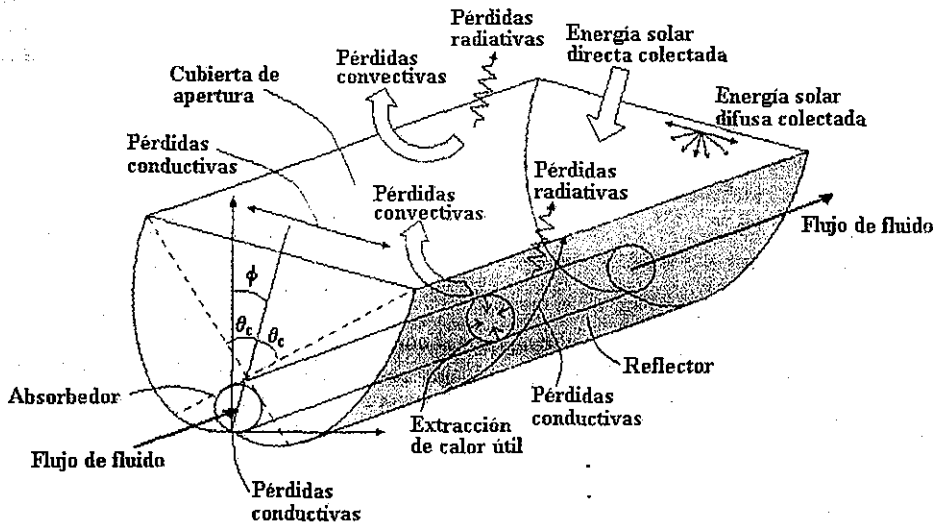


Figura 4.1 Sección transversal de un CPC lineal. Se muestran los posibles mecanismos de transferencia de calor.

4.3 MODELO MATEMÁTICO

La configuración del sistema que se consideró para este estudio es un absorbedor cilíndrico con un reflector y una cubierta de vidrio, como se muestra en la figura 4.1.

4.3.1 Balance de Energía en Estado Transitorio para los Componentes del CPC

Considere el circuito térmico mostrado en la figura 4.2 para un concentrador parabólico compuesto de receptor tubular. En algún punto típico del receptor tubular, donde la temperatura es T_a , se absorbe una cierta cantidad de energía solar S , donde S es igual a la radiación solar incidente, reducida por las pérdidas ópticas del concentrador. La energía absorbida S se distribuye en forma de ganancia útil y de pérdidas térmicas a través de la cubierta, el reflector y el tubo absorbedor.

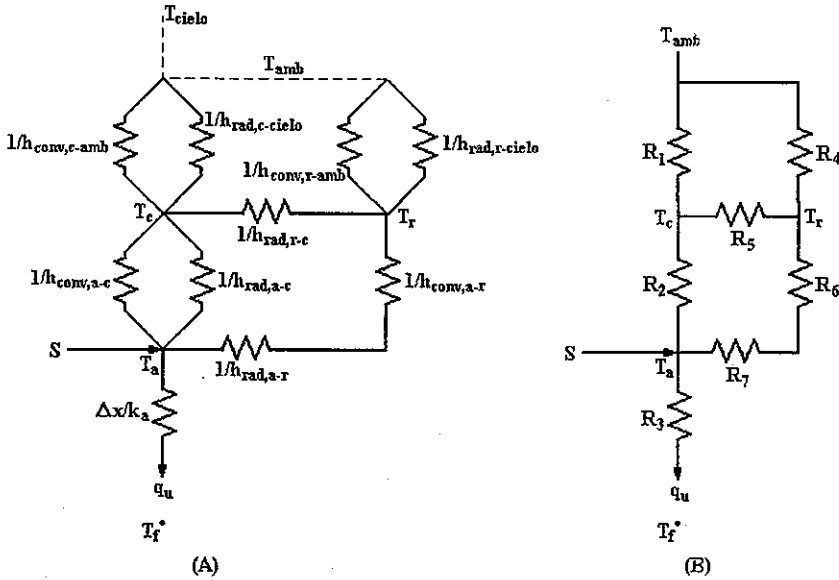
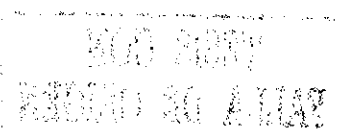


Figura 4.2 Circuito de analogía eléctrica para el CPC.
 (A) en términos de las resistencias térmicas a la conducción, convección y radiación;
 (B) en términos de las resistencias térmicas entre los componentes.

La cubierta interactúa con el ambiente perdiendo calor por convección y radiación, con coeficientes de pérdidas iguales a $h_{conv,c-amb}$, $h_{rad,c-cielo}$; así mismo, gana calor del reflector por radiación y del absorbedor por convección y radiación, con los coeficientes de transferencia de calor correspondientes: $h_{rad,r-c}$, $h_{conv,a-c}$, y $h_{rad,a-c}$, respectivamente. El reflector, además, intercambia calor por convección y radiación con el medio ambiente, con coeficientes de pérdidas de $h_{conv,r-amb}$ y $h_{rad,r-cielo}$, y gana calor por radiación y convección del absorbedor, con coeficientes de $h_{rad,a-r}$ y $h_{conv,a-r}$. El absorbedor transfiere el calor ganado al fluido de trabajo circulante, con una resistencia térmica de $\Delta x/k_a$.

Con el fin de simplificar el análisis, se realizaron algunas suposiciones:

1. El CPC tiene una curvatura perfecta y está libre de errores de fabricación, el polvo y la suciedad sobre el concentrador son despreciables.
2. La reflexión de la radiación en el reflector es especular y puede analizarse por medio de ρ_m^n , donde n y m son constantes.



- Las propiedades ópticas de los materiales de construcción son independientes de la temperatura.

Basándose en el diagrama de analogía eléctrica que se muestra en la figura 4.2 y, con las suposiciones hechas previamente, las ecuaciones de balance de energía de cada componente del CPC tubular pueden escribirse como se menciona en las siguientes secciones:

4.3.1.1 Flujo de fluido

En la figura 4.3 se presenta un diagrama de la sección transversal del absorbedor tubular. El fluido se mueve a una velocidad constante m , y la transferencia de calor por convección ocurre en la superficie interna del tubo. Típicamente, los cambios en la energía cinética y potencial del fluido, así como la transferencia de energía por conducción en la dirección axial, son despreciables.

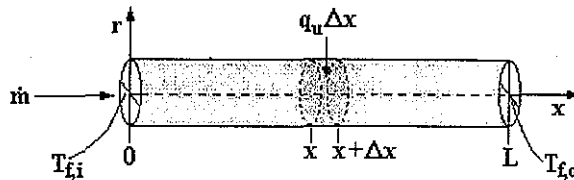


Figura 4.3 Sección transversal del absorbedor tubular

Refiriéndose a esta figura, el balance de energía se escribe como:

$$\dot{E}_e + \dot{E}_{gen} = \dot{E}_s + \dot{E}_{alm}. \quad (4.3.1)$$

Considerando que no existe generación de energía, la ecuación 4.3.1 se escribe como:

$$\Delta t \Delta x P' q_u + \Delta t (mCp)_f T_f \Big|_x = \Delta t (mCp)_f T_f \Big|_{x+\Delta x} + (mCp)_f T_f \Big|_{t+\Delta t} - (mCp)_f T_f \Big|_t, \quad (4.3.2)$$

pero:

$$m = \pi r^2 \rho \Delta x, \quad (4.3.3)$$

entonces:

$$\Delta t \Delta x P' q_u + \Delta t (mCp)_f [T_f \Big|_x - T_f \Big|_{x+\Delta x}] = (\pi r^2 \rho \Delta x Cp_f) [T_f \Big|_{t+\Delta t} - T_f \Big|_t], \quad (4.3.4)$$

dividiendo por $\Delta t \Delta x$ y aplicando el límite cuando $\Delta t \rightarrow 0$, $\Delta x \rightarrow 0$:

$$P' q_u - (mCp)_f \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial x} = \pi r^2 \rho Cp_f \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial t}. \quad (4.3.5)$$

Así, la ecuación 4.3.5 representa la ecuación fundamental del modelo, donde el subíndice f se refiere al fluido, P' es el perímetro del tubo y el término $(mCp)_f$ es la capacitancia térmica del fluido circulante.

4.3.1.2 Absorbedor.

$$q_{abs,a} - q_{rad,a-c} - q_{rad,a-r} - q_{conv,a-c} - q_{conv,a-r} = q_u + \frac{m_a C p_a}{A_a} \frac{\partial T_a}{\partial t} \quad (4.3.6)$$

Donde $q_{abs,a}$ es el calor absorbido por el absorbedor, $q_{rad,a-c}$ es el calor irradiado entre el absorbedor y la cubierta, $q_{rad,a-r}$ es el calor irradiado entre el absorbedor y el reflector, $q_{conv,a-c}$ es el calor convectivo entre el absorbedor y la cubierta, $q_{conv,a-r}$ es el calor convectivo entre el absorbedor y el reflector, q_u es el calor útil extraído del colector tipo CPC, todos en $W \cdot m^{-2}$. ($m_a C p_a$) es la capacitancia térmica de la cubierta, en $J \cdot K^{-1}$, A_a es el área del tubo absorbedor en m^2 y, $(\partial T_a / \partial t)$ es la variación de la temperatura de la cubierta con respecto al tiempo, en $K \cdot s^{-1}$.

Las expresiones de todas las cantidades restantes están dadas por:

Calor absorbido por el absorbedor

$$q_{abs,a} = G(t) \tau_c \rho_r^n p' \left[\alpha_a + \alpha_a \rho_a \rho_c \rho_r^{2n} \frac{A_a}{A_c} \right] \cdot \frac{A_c}{A_a} \quad (4.3.6a)$$

siendo:

$$A_c = WL \quad A_a = 2\pi rL.$$

Donde W es el ancho del concentrador, L es la longitud del colector y r es el radio del absorbedor, todos en metros.

El segundo término dentro del paréntesis representa la fracción que es reflejada desde el absorbedor, reflejada otra vez por la cubierta y, finalmente, absorbida por el absorbedor. El factor (A_a/A_c) corrige el factor de configuración. El factor p' es [Hsieh, 1981]:

$$p' = 1 - \frac{g'}{2\pi r} \quad (4.3.6b)$$

Este término corrige las pérdidas de la brecha, es decir, la separación lineal perpendicular entre el absorbedor y el punto de unión de los dos brazos del reflector. Donde g representa la brecha total y está en metros.

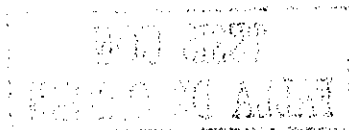
En todas las ecuaciones, el subíndice c es relativo a la cubierta y el subíndice a está relacionado con el absorbedor, $G(t)$ es la radiación solar en $W \cdot m^{-2}$, α es la absorptancia, τ es la transmitancia, ρ es la reflectancia y n es el número promedio de reflexiones. Todas estas variables son adimensionales. A se refiere al área y está en m^2 .

Calor neto por intercambio radiactivo entre el absorbedor y la cubierta

$$q_{rad,a-c} = h_{rad,a-c} (T_a - T_c) \quad (4.3.6c)$$

Calor neto por intercambio radiactivo entre el absorbedor y el reflector

$$q_{rad,a-r} = h_{rad,a-r} (T_a - T_r) \quad (4.3.6d)$$



Calor neto por intercambio convectivo entre el absorbedor y la cubierta

$$q_{conv,a-c} = h_{conv,a-c}(T_a - T_c), \quad (4.3.6e)$$

Calor neto por intercambio convectivo entre el absorbedor y el reflector

$$q_{conv,a-r} = h_{conv,a-r}(T_a - T_r), \quad (4.3.6f)$$

4.3.1.3 Cubierta transparente.

$$q_{abs,c} + q_{rad,a-c} + q_{rad,r-c} - q_{rad,c-cielo} + q_{conv,a-c} - q_{conv,c-amb} = \frac{m_c C p_c}{A_c} \frac{\partial T_c}{\partial t}. \quad (4.3.7)$$

Donde $q_{abs,c}$ es el calor absorbido por la cubierta, $q_{rad,r-c}$ es el calor convectivo entre el reflector y la cubierta, $q_{rad,c-cielo}$ es el calor radiado desde la cubierta hacia el cielo, $q_{conv,c-amb}$ es el intercambio convectivo entre la cubierta y el ambiente, todos ellos en $W \cdot m^{-2}$. ($m_c C p_c$) es la capacitancia térmica de la cubierta, en $J \cdot K^{-1}$, A_c es el área de la cubierta en m^2 y, $(\partial T_c / \partial t)$ es la variación de la temperatura de la cubierta con respecto al tiempo, en $K \cdot s^{-1}$.

Las expresiones para las cantidades restantes están dadas como:

Calor absorbido por la cubierta

$$q_{abs,c} = G(t) \left[\alpha_c + \alpha_c \tau_c \rho_a \rho_r^{2n} \right] \frac{A_c}{A_a}. \quad (4.3.7a)$$

El segundo término, dentro del paréntesis de la ecuación (4.3.7a), representa la porción de radiación directa que es transmitida a través de la cubierta, es reflejada por el absorbedor y, es absorbida por la superficie interna de la cubierta. La cantidad (A_c/A_a) corrige el área para la cual está basado el flujo de calor.

Calor neto por intercambio radiactivo entre el reflector y la cubierta

$$q_{rad,r-c} = h_{rad,r-c}(T_c - T_r). \quad (4.3.7b)$$

Calor neto por intercambio radiactivo hacia el cielo

$$q_{rad,c-cielo} = h_{rad,c-cielo}(T_c - T_{cielo}). \quad (4.3.7c)$$

Calor neto por intercambio convectivo entre la cubierta y el ambiente

$$q_{conv,c-amb} = h_{conv,c-amb}(T_c - T_{amb}). \quad (4.3.7d)$$

En esta ecuación el subíndice *amb* se refiere al ambiente.

4.3.1.4 Reflector.

$$q_{abs,r} + q_{rad,a-r} - q_{rad,r-c} + q_{conv,a-r} - q_{conv,r-amb} - q_{rad,r-amb} = \frac{m_r C p_r}{A_r} \frac{\partial T_r}{\partial t}. \quad (4.3.8)$$

Donde el subíndice r está relacionado con el reflector, $q_{abs,r}$ es el calor absorbido por el reflector, $q_{conv,r-amb}$ es el calor por convección entre el reflector y los alrededores y, $q_{rad,r-amb}$ es el calor irradiado desde el reflector hacia el ambiente, todos ellos en $W \cdot m^{-2}$. (m, Cp_r) es la capacitancia térmica del reflector, en $J \cdot K^{-1}$, A_r es el área del reflector en m^2 y, $(\partial T_r / \partial t)$ es la variación de la temperatura del reflector con respecto al tiempo, en $K \cdot s^{-1}$.

Los balances de estas cantidades están dados por:

Calor absorbido por el reflector

$$q_{abs,r} = G(t) \left[\alpha_r + \alpha_r \tau_c \rho_a \rho_r^{2n} \right] \frac{A_c}{A_a} \quad (4.3.8a)$$

Calor neto por intercambio convectivo entre el reflector y el ambiente

$$q_{conv,r-amb} = h_{conv,r-amb} (T_r - T_{amb}) \quad (4.3.8b)$$

Calor neto por intercambio radiativo entre el reflector y el cielo

$$q_{rad,r-cielo} = h_{rad,r-cielo} (T_r - T_{cielo}) \quad (4.3.8c)$$

4.4 SOLUCIÓN MATEMÁTICA

Con el fin de cuantificar el efecto del tiempo en el proceso de generación de vapor al interior del tubo, se decidió resolver la ecuación fundamental, 4.3.5, en estado transitorio considerando un flujo de calor constante en la pared del tubo absorbedor.

A partir de los resultados obtenidos de la simulación en estado transitorio, presentados en el capítulo 5, se decidió realizar el análisis paramétrico considerando estado estacionario, lo cual se justifica debido a que el periodo de tiempo que toma el sistema en llegar al estado estacionario es muy corto.

4.4.1 En Estado Transitorio

Tenemos que la ecuación 4.3.5 se puede resolver mediante un método numérico, considerando el flujo de calor útil constante:

$$\begin{aligned} i &= 0, 1, \dots, I \quad , \quad n = 0, 1, \dots, N, \\ x &= i \Delta x \quad , \quad t = n \Delta t, \\ T_f &= T_f(x, t) = T_f(i \Delta x, n \Delta t) = T_{f_i}^n. \end{aligned} \quad (4.4.1)$$

entonces:

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{T_{f_i}^n - T_{f_{i-1}}^n}{\Delta x} \quad , \quad \frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{T_{f_i}^{n+1} - T_{f_i}^n}{\Delta t} \quad , \quad q_u = q_u^n \quad (4.4.2)$$

sustituyendo en la ecuación fundamental, (4.3.5):

$$P'q_u^n - (mCp)_f \left[\frac{T_{f_i}^n - T_{f_{i-1}}^n}{\Delta x} \right] = \pi r^2 \rho Cp \left[\frac{T_{f_i}^{n+1} - T_{f_i}^n}{\Delta t} \right], \quad (4.4.3)$$

despejando $T_{f_i}^{n+1}$:

$$T_{f_i}^{n+1} = T_{f_i}^n \left[1 - \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{m}{\pi r^2 \rho} \right] + \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{m}{\pi r^2 \rho} T_{f_{i-1}}^n + \frac{P' \Delta t}{\pi r^2 \rho Cp} q_u^n \quad (4.4.5)$$

donde el criterio de estabilidad está definido por el término:

$$\gamma \equiv \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{m}{\pi r^2 \rho} < 0.25. \quad (4.4.6)$$

4.4.2 En Estado Estacionario

Si consideramos estado estacionario en el sistema, la ecuación fundamental, 4.3.5, queda como:

$$P'q_u(x) - (mCp)_f \frac{\partial T_f(x)}{\partial x} = 0. \quad (4.4.7)$$

Para poder resolver esta ecuación, se requiere conocer el valor de la ganancia útil por unidad de área de absorbedor, la cual se calcula a través de un balance en el tubo absorbedor en términos de la temperatura local del absorbedor y la radiación solar absorbida por unidad de área de apertura, S :

$$q_u(x) = \frac{A_c}{A_a} S - U_L (T_a(x) - T_{amb}). \quad (4.4.8)$$

El coeficiente de pérdidas térmicas totales del colector, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, U_L , se define como:

$$U_L = \left[\frac{I}{h_{tot,c-ext}} + \frac{h_{tot,a-c}^{-1} (h_{tot,r-ext}^{-1} + (h_{rad,r-c} + h_{tot,a-r})^{-1})}{h_{tot,a-c}^{-1} + h_{tot,r-ext}^{-1} + (h_{rad,r-c} + h_{tot,a-r})^{-1}} \right]^{-1}, \quad (4.4.9)$$

donde:

$$h_{tot,c-ext} = h_{conv,c-amb} + h_{rad,c-cielo}, \quad (4.4.9a)$$

$$h_{tot,r-ext} = h_{conv,r-amb} + h_{rad,r-cielo}, \quad (4.4.9b)$$

$$h_{tot,a-c} = h_{conv,a-c} + h_{rad,a-c}, \quad (4.4.9c)$$

$$h_{tot,a-r} = h_{conv,a-r} + h_{rad,a-r}. \quad (4.4.9d)$$

La ecuación 4.4.8 relaciona el calor útil con la temperatura local del tubo absorbedor, pero para poder resolver la ecuación 4.4.7 es necesario ponerla en términos de la temperatura local del fluido, así, se requiere un balance de la transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo absorbedor:

$$q_u(x) = U_{L/a} (T_a(x) - T_f(x)). \quad (4.4.10)$$

El coeficiente de pérdidas térmicas totales del absorbedor, $U_{L/a}$, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, considera la conducción a través de la pared del absorbedor y la convección del fluido dentro del tubo. Esta cantidad se calcula mediante:

$$U_{L/a} = \left[\frac{r_o}{h_f r_i} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} \right]^{-1}. \quad (4.4.11)$$

Donde los subíndices i y o se refieren, respectivamente, a la parte interna y la externa del tubo. Además, h_f , es el coeficiente convectivo de transferencia de calor del fluido hacia la pared del tubo, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, el cual se calcula mediante la correlación de Mishra et al. (1981).

Si se elimina T_a de las ecuaciones 4.4.8 y 4.4.10, tenemos:

$$q_u = F' \left[\frac{A_c}{A_a} S - U_L (T_f - T_{amb}) \right]. \quad (4.4.12)$$

Donde el factor de eficiencia del colector, F' , adimensional, se define como:

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{1}{U_{L/a}}}. \quad (4.4.12a)$$

Así, sustituyendo la ecuación 4.4.12 en la ecuación fundamental en estado estacionario, tenemos:

$$\boxed{(mCp)_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = P' F' \left[\frac{A_c}{A_a} S - U_L (T_f - T_{amb}) \right]}. \quad (4.4.13)$$

Si suponemos que F' y U_L son independientes de la temperatura local del fluido, la solución para la temperatura del fluido, T_f , con la condición de entrada de que la temperatura de entrada del fluido es T_{fi} , es:

$$\frac{(T_f - T_{amb}) - \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right]}{(T_{fi} - T_{amb}) - \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right]} = \exp \left\{ - \frac{P' U_L}{mCp_f} F' x \right\}. \quad (4.4.14)$$

Entonces, se puede conocer el valor de la temperatura del fluido en cualquier posición x , despejando en la última ecuación el valor de T_f :

$$\boxed{T_f = \left\{ (T_{fi} - T_{amb}) - \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right] \right\} \exp \left\{ - \frac{P' U_L}{mCp_f} F' x \right\} + \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right] + T_{amb}}. \quad (4.4.15)$$

4.4.3 Cálculo del Coeficiente Total de Pérdidas de Calor

Para resolver la ecuación 4.4.15, es necesario calcular el coeficiente de pérdidas totales de calor, que es función de la posición x y depende de todos los coeficientes de transferencia de calor en los componentes del concentrador, los cuales derivan de las temperaturas locales de la cubierta, del reflector o del tubo absorbedor, por lo cual es necesario resolver las ecuaciones de balance de energía de cada componente en cada posición x y calcular sus temperaturas locales.

Si se considera que las capacitancias de todos los componentes son pequeñas, los términos temporales de las ecuaciones 4.3.6 a 4.3.8 se pueden despreciar. Ahora bien, la absorptancia de la cubierta y la del reflector son insignificantes, por lo cual los términos que se refieren al calor absorbido en estos dos componentes, que corresponden a las ecuaciones 4.3.6a y 4.3.7a, son iguales con cero y se pueden eliminar de los balances totales de energía. Con estas suposiciones tenemos, de la ecuación (4.3.6):

$$\begin{aligned} q_{abs,a} - h_{rad,a-c}(T_a - T_c) - h_{rad,a-r}(T_a - T_r) - \\ h_{conv,a-c}(T_a - T_c) - h_{conv,a-r}(T_a - T_r) = q_u \end{aligned} \quad (4.4.16)$$

de la ecuación (4.3.7):

$$\begin{aligned} h_{rad,a-c}(T_a - T_c) + h_{rad,r-c}(T_c - T_r) - h_{rad,c-cielo}(T_c - T_{cielo}) + \\ h_{conv,a-c}(T_a - T_c) - h_{conv,c-amb}(T_c - T_{amb}) = 0 \end{aligned} \quad (4.4.17)$$

y de la ecuación (4.3.8):

$$\begin{aligned} h_{rad,a-r}(T_a - T_r) - h_{rad,r-c}(T_c - T_r) + h_{conv,a-r}(T_a - T_r) - \\ h_{conv,r-amb}(T_r - T_{amb}) - h_{rad,r-cielo}(T_r - T_{cielo}) = 0 \end{aligned} \quad (4.4.18)$$

donde la ganancia térmica útil extraída por el fluido es calculada mediante la ecuación 4.4.10.

Encontrando el valor local de T_r , T_c y T_a de las ecuaciones 4.4.16 a 4.4.18 se obtiene:

$$T_a(x) = \frac{(h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c})T_c + (h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r})T_r + q_{abs,a} - q_u}{h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c} + h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r}} \quad (4.4.19)$$

$$T_c(x) = \frac{(h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c})T_a + h_{rad,c-cielo}T_{cielo} + h_{conv,c-amb}T_{amb} - h_{rad,r-c}T_r}{h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c} + h_{rad,c-cielo} + h_{conv,c-amb} - h_{rad,r-c}} \quad (4.4.20)$$

$$T_r(x) = \frac{(h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r})T_a + h_{conv,r-amb}T_{amb} + h_{rad,r-cielo}T_{cielo} - h_{rad,r-c}T_c}{h_{rad,a-r} + h_{conv,a-r} + h_{conv,r-amb} + h_{rad,r-cielo} - h_{rad,r-c}} \quad (4.4.21)$$

Dado que las temperaturas en x de los componentes dependen de los coeficientes de transferencia de calor locales y éstos, a su vez, dependen de la temperatura local de los componentes, es necesario recurrir a un método iterativo para resolver el sistema formado por las ecuaciones 4.4.19 a 4.4.21 junto con los siguientes coeficientes de transferencia de calor:

El coeficiente radiativo entre absorbedor y cubierta, $h_{rad,a-c}$, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$:

$$h_{rad,a-c} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_c^2)(T_a + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \left(\frac{A_c}{A_a}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_a} - 1\right)}$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzman en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$, y ε es la emitancia, adimensional.

El coeficiente radiativo entre el absorbedor y el reflector, $h_{rad,a-r}$, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, es:

$$h_{rad,a-r} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_r^2)(T_a + T_r)}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{a-r}} + \frac{(1 - \varepsilon_a)}{\varepsilon_a} \left(\frac{A_r}{A_a}\right)}$$

siendo:

$$F_{a-r} = \frac{A_r}{2A_a} \left[1 - \frac{A_c}{A_r} \frac{(1 - \text{sen } \theta)(1 + 2 \text{sen } \theta)}{\text{sen } \theta} \right],$$

$$A_r = \frac{L}{2} \left[\sqrt{4h'^2 + W^2} + \frac{W^2}{2h'} \ln \left(\frac{2h' + \sqrt{4h'^2 + W^2}}{W} \right) \right],$$

$$W = \frac{\pi D_o}{\text{sen } \theta},$$

$$h' = \frac{W + D_o [\text{sen}(\pi/2 + \theta) - (\pi/2 + \theta) \cos(\pi/2 + \theta)]}{2 \tan \theta}$$

El coeficiente convectivo entre el absorbedor y la cubierta, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, $h_{conv,a-c}$, puede expresarse por medio de la siguiente ecuación empírica [Hsieh, 1981]:

$$h_{conv,a-c} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_a - T_c)}{4r_o}$$

El coeficiente convectivo entre el absorbedor y el reflector, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, $h_{conv,a-r}$, puede expresarse por medio de la siguiente ecuación empírica [Hsieh, 1981]:

$$h_{conv,a-r} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_a - T_r)}{4r_o}$$

El coeficiente radiativo entre el reflector y la cubierta, $h_{rad,r-c}$, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, es:

$$h_{rad,r-c} = \frac{\sigma(T_c^2 + T_r^2)(T_c + T_r)}{\frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-r}} + \frac{(1 - \varepsilon_r)}{\varepsilon_r} \left(\frac{A_c}{A_r}\right)} \cdot \frac{A_r}{A_a}$$

donde:

$$F_{c-r} = \frac{1}{2} \left[\frac{A_r}{A_c} - \frac{(1 - \text{sen } \theta)(1 + 2 \text{sen } \theta)}{\text{sen } \theta} \right]$$

El coeficiente radiativo entre la cubierta y el cielo, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, $h_{rad,c-cielo}$, es:

$$h_{rad,c-cielo} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2) (T_c + T_{cielo}) \frac{A_c}{A_a}$$

$h_{conv,c-amb}$, el coeficiente convectivo entre la cubierta y el ambiente, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ [Duffie y Beckman, 1991] es:

$$h_{conv,c-amb} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_c}{A_a},$$

donde V es la velocidad del aire en $m \cdot s^{-1}$.

$h_{conv,r-amb}$, el coeficiente convectivo entre el reflector y el ambiente, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, es:

$$h_{conv,r-amb} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_r}{A_a}$$

El coeficiente radiativo entre el reflector y el cielo, $h_{rad,r-cielo}$, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, es:

$$h_{rad,r-cielo} = \varepsilon_c \sigma (T_r^2 + T_{cielo}^2) (T_r + T_{cielo}) \frac{A_r}{A_a}$$

siendo:

$$T_{cielo} = T_{amb} - 4^\circ C$$

4.4.4 Cálculo de la Ganancia Útil

El otro factor que se hace necesario para resolver la ecuación 4.4.15, es la ganancia útil, S , calculada por medio de [Duffie y Beckman, 1991]:

$$S = \left[\begin{array}{l} G(t)_{CPC,b} \tau_{c,b} \tau_{CPC,b} \alpha_{a,b} + G(t)_{CPC,d} \tau_{c,d} \tau_{CPC,d} \alpha_{a,d} + \\ G(t)_{CPC,g} \tau_{c,g} \tau_{CPC,g} \alpha_{a,g} \end{array} \right], \quad (4.4.22)$$

donde:

$$G(t)_{CPC,b} = FG(t)_{bn} \cos \theta, \quad (4.4.22a)$$

$$G(t)_{CPC,d} = \begin{cases} G(t)_d / C & \text{si } (\beta + \theta_c) < 90^\circ \\ G(t)_d / 2 (1/C + \cos \beta) & \text{si } (\beta + \theta_c) > 90^\circ \end{cases}, \quad (4.4.22b)$$

$$G(t)_{CPC,g} = \begin{cases} 0 & \text{si } (\beta + \theta_c) < 90^\circ \\ G(t)_g / 2 (1/C - \cos \beta) & \text{si } (\beta + \theta_c) > 90^\circ \end{cases} \quad (4.4.22c)$$

Dentro del paréntesis de la ecuación 4.4.22, el primer término es la contribución de la radiación directa a S , el segundo es la contribución de la radiación difusa a S y el tercero es la contribución de la Tierra a S . En el primer término, $G(t)_{CPC,b}$ representa la radiación directa sobre el área de apertura que está dentro del ángulo de aceptación. El factor $\tau_{CPC,b}$ es una

"transmitancia" del CPC, que simboliza las pérdidas por reflexión y es función del número promedio de reflexiones. Los factores en los términos para radiación difusa y terrestre son similares a los de la radiación directa. El ángulo β es la inclinación del colector y θ es el ángulo de incidencia de la radiación. El subíndice n se refiere a la normal al colector. F es una función de control que toma el valor de 1 si satisface la ecuación 4.4.22d y, el valor de 0 si no la cumple.

$$(\beta - \theta_c) \leq \tan^{-1}(\tan \theta_c \cos \gamma_c) \leq (\beta + \theta_c). \quad (4.4.22d)$$

4.4.5 Coeficiente de Transferencia de Calor del Fluido al Interior del Tubo Receptor

Recientemente, se inició la aplicación experimental de colectores solares planos en bombas de calor por expansión directa, las cuales utilizan un refrigerante que fluye en dos fases como alternativa para los sistemas que aplican colectores con fluidos de trabajo convencionales y que se usan como medios intermedios de intercambio de calor entre el colector y el evaporador [Aziz et al., 1999]. En este tipo de aplicación directa del colector como evaporador, el fluido de trabajo sufre una transformación líquido/vapor, y la energía solar absorbida se manifiesta como calor latente de vaporización.

Ahora bien, en los sistemas de refrigeración por absorción, se utiliza una mezcla refrigerante/absorbente para mantener la diferencia de presión entre el lado de baja presión (absorbedor y evaporador) y el de alta (generador y condensador). Este hecho complica la aplicación de los colectores solares como medio de calentamiento para la generación de vapor refrigerante en el ciclo de refrigeración por absorción, ya que el proceso de evaporación de mezclas binarias difiere sustancialmente del de fluidos puros debido a factores como el efecto de la composición sobre la nucleación, el cambio significativo en las propiedades físicas de la mezcla con la composición, y el retardo del intercambio líquido/vapor y los mecanismos evaporativos [Rivera y Best, 1999] que, además, se ven afectados por el carácter transitorio de la energía solar.

El coeficiente de transferencia de calor de las mezclas generalmente es menor que el de un fluido puro equivalente en condiciones similares [Rivera y Best, 1999]. A pesar de las ventajas potenciales de utilizar mezclas refrigerante/absorbente para mejorar el desempeño de sistemas de refrigeración o bombas de calor, la capacidad de un determinado sistema puede variar, así, se hace necesario modelar el comportamiento de una determinada mezcla para clarificar su potencial como fluido de trabajo en un sistema de evaporación directo.

El concentrador/generador utilizado en el presente estudio es parte de un refrigerador por absorción. La mezcla refrigerante/absorbente de NH_3 y H_2O entra a los tubos del panel solar concentrador/generador a una presión y temperatura dadas (estado 1). La mezcla refrigerante/absorbente de dos componentes, inicialmente en estado subenfriado, es calentada mediante la energía solar colectada dentro de los tubos del generador hasta alcanzar el punto de saturación y después es evaporada hasta que la mezcla alcanza un estado de vapor saturado y líquido saturado a la salida del colector (estado 2). Así, el proceso de generación de vapor de amoníaco se realiza al interior del tubo absorbedor. Enseguida, la mezcla líquido/vapor pasa a un separador donde se disocian las corrientes de líquido (estado 3) y de vapor (estado 4), el vapor pasa a un rectificador donde se concentra (estado 5) y se envía a un condensador donde transfiere calor al agua de enfriamiento (estado 6).

En el colector/generador, al inicio del proceso de transferencia de calor, la mezcla líquida está subenfriada y el calor absorbido por la superficie del tubo absorbedor solamente se utiliza como calor sensible hasta alcanzar la temperatura de saturación a la presión y concentración iniciales dadas. Durante este periodo del proceso, la mezcla se encuentra en estado líquido y el coeficiente de transferencia de calor del fluido al interior del tubo se puede calcular mediante la ecuación de Dittus-Boelter:

$$h_f = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} k/D_i . \quad (3.4.12)$$

La cual es válida para las siguientes condiciones [Incropera y DeWitt, 1996]:

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Después de llegar al estado de saturación, el calor útil absorbido por el tubo del concentrador solar se utiliza como calor latente de vaporización para evaporar el refrigerante a la presión de operación del generador, lo cual implica un aumento de la concentración de la fase líquida de la mezcla. Entonces, a partir del punto donde se inicia el proceso de evaporación, el comportamiento de la mezcla refrigerante/absorbente debe modelarse utilizando alguna correlación para calcular el coeficiente de transferencia de calor por ebullición.

Con el fin de cuantificar el efecto del proceso de evaporación en la transferencia de calor del fluido en el tubo absorbedor, se simuló el concentrador solar de dos maneras diferentes: Primero, se resolvió el modelo matemático del colector suponiendo que el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor durante todo el proceso no se altera una vez que inicia la evaporación del refrigerante, es decir, no existe distinción desde el punto de vista térmico entre la mezcla bifásica y la mezcla en una fase líquida simple y, por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor se calcula mediante la ecuación 3.4.12. En el segundo caso, se hace la distinción entre las dos etapas del proceso de transferencia de calor; mientras el fluido, inicialmente en estado subenfriado, alcanza la temperatura de saturación, se aplica la ecuación 3.4.12 para calcular el coeficiente de transferencia de calor y, una vez que inicia la generación de vapor, se aplica la correlación de Mishra et al. para el cálculo del coeficiente.

4.4.6 Predicción del Coeficiente Convectivo de la Mezcla Refrigerante/Absorbente en Ebullición

Para realizar el modelado del comportamiento de la mezcla refrigerante/absorbente durante el proceso de evaporación, es necesario determinar la temperatura local del fluido, la concentración de NH_3 en la fase líquida y en la fase vapor, y la relación vapor/líquido de la mezcla en dos fases. Esto se puede resolver suponiendo equilibrio termodinámico local entre las fases líquida y vapor; ya que la temperatura cambia con la posición, las condiciones de equilibrio también lo hacen.

La fracción del vapor con respecto a la cantidad de líquido en cualquier punto del tubo es:

$$\chi = \frac{X_e - X}{Y - X} \quad (4.4.23)$$

Donde X_e es la concentración de entrada de la mezcla. Los valores de X y Y pueden calcularse a una temperatura y presión de fluido dadas, mediante las ecuaciones reportadas por Pátek y Klomfar (1995):

$$T(P, X) = T_0 \sum_i a_i (1 - X)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P} \right) \right]^{n_i} \quad (4.4.24)$$

$$Y(P, X) = 1 - \exp \left[\ln(1 - X) \sum_i a_i \left(\frac{P_0}{P} \right)^{m_i} X^{n_i/3} \right] \quad (4.4.25)$$

Los coeficientes a_i , m_i y n_i respectivos de las ecuaciones 4.4.24 y 4.4.25 [Pátek y Klomfar, 1995] están referidos a $T_0 = 100$ K y $P_0 = 2$ MPa.

La predicción del coeficiente de transferencia de calor se realiza mediante la correlación de Mishra et al., que depende del factor de Lockhart-Martinelli, X_{ll} , y del número de ebullición, Bo , y definida por la ecuación 3.4.30, con las constantes reportadas por Rivera y Best (1999) para amoníaco/agua.

$$h_{df} = 65 h_l \left(\frac{l}{X_{ll}} \right)^{0.5} Bo^{0.15}, \quad (3.4.30)$$

con:

$$X_{ll} = \left[\frac{1 - \chi}{\chi} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho'_v}{\rho'_l} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^{0.1} \quad (3.4.9)$$

$$Bo = \frac{q}{G \lambda} \quad (3.4.1)$$

Ya que X_{ll} depende de las relaciones de densidad y de viscosidad entre fases (ecuación 3.4.9), es necesario determinar las propiedades termodinámicas de la mezcla refrigerante/absorbente en varias localizaciones al interior del tubo absorbedor. La densidad de la mezcla líquida se puede calcular mediante la siguiente relación [Rivera, 1996]:

$$\rho'_l = (890 - T_f) + 4(40 - 100X) \quad (4.4.26)$$

Dado que el valor de la viscosidad de la mezcla afecta directamente el valor del factor de Martinelli, se desarrollaron varias ecuaciones para estimar la viscosidad dinámica de la mezcla en la fase líquida, en kp s m^{-2} , a partir de datos gráficos y con una exactitud mayor al 93%, para el rango de temperatura de operación más común en el generador de un refrigeración por absorción $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$:

$$\mu_l|_{T=60^\circ\text{C}} = -78.545X + 78.627,$$

$$\mu_l|_{T=70^\circ\text{C}} = -68X + 67.473,$$

$$\mu_l|_{T=90^\circ C} = -45.091X + 48.636, \quad (4.4.27)$$

$$\mu_l|_{T=110^\circ C} = -20.788X + 32.642,$$

$$\mu_l|_{T=130^\circ C} = -13.69X + 25.014,$$

$$\mu_l|_{T=150^\circ C} = -13.333X + 20.273.$$

Rivera (1996) reporta una ecuación para calcular la viscosidad dinámica de la mezcla en fase vapor:

$$\mu_v = -0.8064 + 0.00687245T_f - 1.93571 \times 10^{-5} T_f^2 + 1.83333 \times 10^{-8} T_f^3. \quad (4.4.28)$$

Con respecto al factor de ebullición, Bo , es necesario conocer el flujo de calor al tubo generador de vapor, en este caso el calor útil que se obtiene en el concentrador, el valor del calor latente de vaporización, el cual, para las condiciones del sistema, se consideró constante, y el flujo másico por unidad de sección, también constante.

Debido a que en el modelo matemático se tienen como variables el calor útil y la temperatura del fluido, fue necesario realizar un método iterativo para poder cerrar el cálculo, así, para la resolución numérica se tomaron incrementos pequeños de longitud del tubo y se consideró que, entre un punto y otro, el cambio en el valor del calor útil es sumamente pequeño.

4.5 PROCEDIMIENTO NUMÉRICO EN ESTADO TRANSITORIO

Para resolver la ecuación central en estado transitorio, 4.4.5, se requirió definir la magnitud de los incrementos en longitud y en tiempo, mediante el criterio de estabilidad, ecuación 4.4.6, que depende del radio del tubo absorbedor, el flujo másico de solución y la densidad de la mezcla.

Así, después de definir las dimensiones del tubo absorbedor, el flujo másico de la solución y la densidad de la mezcla a la temperatura promedio del fluido, se calcularon ambos incrementos y se definió un valor constante de flujo de calor en la pared del tubo.

La longitud del tubo absorbedor se dividió en N segmentos y la ecuación se resolvió generando un vector para cada tiempo y calculando la temperatura de cada nodo, después se tomó el siguiente incremento de tiempo, hasta que finaliza el programa cuando el sistema alcanza la temperatura de salida.

4.6 PROCEDIMIENTO NUMÉRICO EN ESTADO ESTACIONARIO

Se adoptó un método iterativo para incorporar el efecto de la dependencia de la temperatura sobre los diferentes coeficientes de transferencia de calor.

4.6.1 Modelo Simplificado

Para el primer caso, cuando se desprecia el efecto de la transferencia de calor en dos fases, el procedimiento de cálculo se puede resumir de la siguiente manera (en la figura 4.4 se presenta un diagrama de flujo que ilustra el procedimiento):

1. Se seleccionan los valores de entrada del sistema, como flujo másico de la mezcla refrigerante/absorbente, diámetro del tubo, incidencia solar, ángulo de apertura del concentrador, temperatura de entrada y de salida del fluido y temperatura ambiental. Así mismo, se escoge la fecha y hora en que se desea evaluar al concentrador.
2. Se calculan ciertos parámetros de diseño, como los ángulos que describen la posición del Sol con respecto al plano del colector, el factor de corrección p' , la razón de concentración, C , el número promedio de reflexiones, n , y la radiación solar absorbida, S .
3. Ya que se desconoce la dimensión longitudinal del tubo, se toman incrementos de longitud, así, se establece un valor de x .
4. Se calculan las áreas de cada componente, el calor absorbido por el absorbedor, el coeficiente de transferencia de calor del fluido mediante la ecuación 3.4.12 y, el coeficiente de pérdidas totales en el absorbedor.

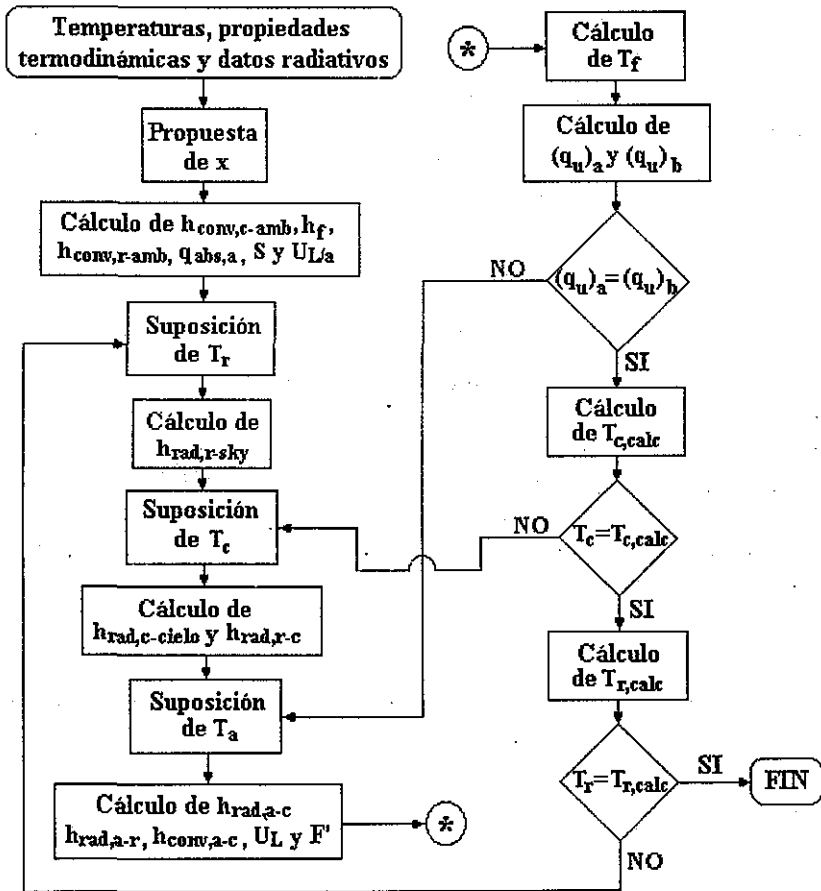


Figura 4.4 Diagrama de flujo simplificado del procedimiento numérico, considerando despreciable el efecto de la transferencia de calor en dos fases.

5. Se proponen las temperaturas del reflector, de la cubierta y del absorbedor.
6. Se calculan los coeficientes de transferencia de calor de todos los componentes, el coeficiente de pérdidas totales y el factor de eficiencia del concentrador.
7. Se calcula la temperatura del fluido en la posición x .
8. Con el valor calculado de T_f se evalúa el calor útil mediante dos balances de energía diferentes y se comparan los resultados de ambos balances, hasta que el valor del error sea menor de 0.1%.
9. Se repiten los pasos 5 al 8 hasta que todos los valores de temperatura coincidan y se finaliza cuando la temperatura de salida es igual a la que se fijó inicialmente, con un error máximo de 0.1%.

4.6.2 Modelo Desarrollado

Para el segundo caso, en donde se toma en cuenta el efecto del cambio de fase en la transferencia de calor del fluido, el procedimiento se modifica de la siguiente manera (en la figura 4.5 se presenta un diagrama de flujo que ilustra el procedimiento):

1. Se seleccionan los valores de entrada del sistema, y se escoge la fecha y hora en que se desea evaluar al concentrador.
2. Se establece el valor inicial de x , el incremento de longitud, y la temperatura de entrada del fluido de trabajo.
3. Se calculan los ángulos que describen la posición del Sol con respecto al plano del colector, el factor de corrección p' , la razón de concentración, C , el número promedio de reflexiones, n , y la radiación solar absorbida, S .
4. Si la temperatura del fluido es mayor que la temperatura de saturación, se calcula la concentración en la fase líquida y en la fase vapor.
5. Se determinan las propiedades de las fases, como densidad y viscosidad.
6. Se calculan las áreas de cada componente, el calor absorbido por el absorbedor y el coeficiente de pérdidas totales en el absorbedor.
7. Se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor durante el proceso de evaporación mediante el modelo de Mishra et al., considerando, para calcular Bo , que el valor del calor útil es igual al del incremento anterior.
8. Se siguen los puntos 5 a 8 del modelo anterior.
9. Se repiten los pasos 4 al 8 hasta que todos los valores de temperatura coincidan y se finaliza cuando la temperatura de salida es igual a la que se fijó inicialmente.

Los programas de cómputo, desarrollados para resolver ambos modelos, se encuentran listados en el capítulo 6, referente al apéndice.

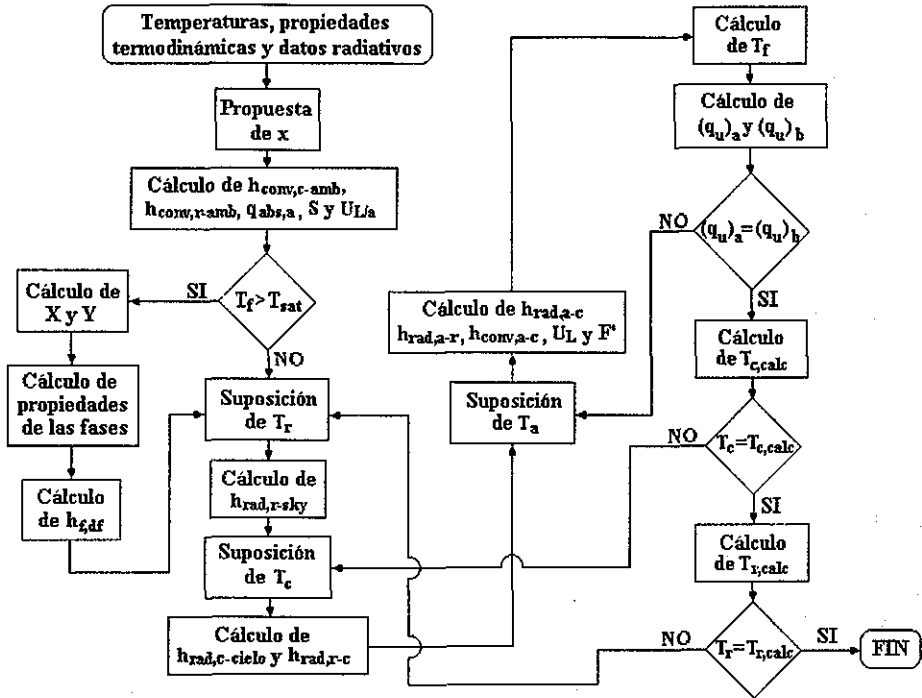


Figura 4.5 Diagrama de flujo simplificado del procedimiento numérico, considerando el efecto de la transferencia de calor en dos fases.

5 SIMULACIÓN DEL PROCESO DE GENERACIÓN DE VAPOR EN UN COLECTOR TIPO CPC

5.1 DESEMPEÑO DEL COLECTOR TIPO CPC

5.1.1 Condiciones del sistema de refrigeración

Dado que en esta etapa sólo se está realizando un ejemplo de cálculo de resolución del modelo, la simulación del proceso de generación de vapor se realizó para un sistema de refrigeración por absorción con ciertas características representativas, que se definieron considerando los valores típicos para la generación de vapor en aplicaciones de refrigeración por absorción, pero no para una aplicación específica: temperatura de generación de 108 °C, presión de condensación de 1.1 MPa, temperatura de evaporación de -10 °C, presión de evaporación de 0.3 MPa, temperatura de absorción de 60°C, concentración a la salida del absorbedor de 38.7% en peso y concentración a la salida del generador de 28.8% en peso. Con estas condiciones, se lograrían producir alrededor de 350 kg de hielo por día, considerando que el refrigerador funcionaría 6 horas continuas por día.

Especificaciones del colector
$\beta = 15^\circ$
$g' = 0.02 \text{ m}$
Condiciones ambientales
$V_{\text{aire}} = 0.143 \text{ m s}^{-1}$
Propiedades de los materiales
<i>Absorbedor (acero al carbón)</i>
$\alpha_a = 0.85$
$\varepsilon_a = 0.80$
$\rho_a = 0.15$
$\tau_a = 0.05$
$k_a = 16.3 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
<i>Cubierta (vidrio)</i>
$\alpha_c = 0.05$
$\varepsilon_c = 0.85$
$\rho_c = 0.05$
<i>Reflector (aluminio altamente pulido)</i>
$\alpha_r = 0.10$
$\varepsilon_r = 0.03$
$\rho_r = 0.85$
<i>Datos para el fluido circulante (38.7% amoníaco)</i>
$C_{p_f} = 4270 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
$\mu_f = 0.0004 \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$

Tabla 5.1 Datos para el CPC

Así, para el análisis numérico, el cálculo del comportamiento térmico del concentrador/generador de vapor de amoniaco, para el ejemplo de diseño seleccionado, se realizó para elevar la temperatura de la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ de 60 a 108°C, con un cambio de concentración en peso de la fase líquida de 38.7% a 28.8%, con una presión constante de 1.1 MPa.

En cuanto a las condiciones ambientales, los cálculos se realizaron con valores de temperatura ambiente y radiación global ajustados a los días de mayor y de menor radiación solar en la ciudad de Temixco, Morelos (18°50.36' N, 99°14.07' W, 1219 msnm).

Las propiedades y especificaciones del colector tipo CPC de control están enlistadas en la tabla 5.1. En este punto, aún no se ha definido el diámetro del tubo absorbedor, el flujo másico de la solución y la relación de concentración solar del concentrador/generador de vapor, definida por la ecuación 2.4.1. Dado que el procedimiento numérico del modelo desarrollado que incluye el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en dos fases es complicado, se decidió simular primero el concentrador/generador mediante el modelo simplificado y así disminuir el tiempo de cómputo y, a partir de dichos resultados, definir el diámetro del tubo absorbedor, el flujo másico de la solución y la relación de concentración solar del concentrador.

5.1.2 Modelo en Estado Transitorio

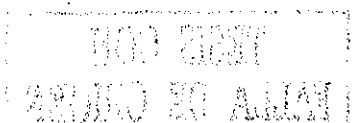
Para realizar el cálculo del comportamiento del sistema en estado transitorio se definió una temperatura de entrada de 60°C y de salida de 108°C, así, la temperatura media de la mezcla es de 84°C, a la que le corresponde una densidad de 834 kg m^{-3} . Se decidió realizar el cálculo para un tubo de diámetro de 0.0525 m, con un flujo másico de solución igual a 0.0483 kg s^{-1} y un flujo de calor constante sobre la pared del tubo de 1850 W m^{-2} . Así, para que el factor de estabilidad sea menor de 0.015, se requiere de un incremento en longitud de 0.1 m y en tiempo de 0.5 s.

Al obtener los resultados con estos datos de entrada, se corroboró que la etapa transitoria es muy pequeña, ya que para alcanzar la temperatura de 108°C, se requieren 32.5 metros de tubo y el estado estacionario se alcanza en 22 minutos, aproximadamente.

5.1.3 Modelo Simplificado en Estado Estacionario

Los datos del fluido de transferencia de calor, en este caso una mezcla amoniaco/agua con una concentración inicial de 38.7% de amoniaco en peso, una temperatura de entrada de 60 °C y una temperatura de salida de 108 °C, corresponden a la temperatura de entrada y de salida en la fase de generación de vapor, para una presión de condensación predeterminada, basados en las propiedades termodinámicas de la mezcla. Para realizar el cálculo se consideró constante la conductividad térmica de la mezcla, con un valor de $0.41 \text{ W (m K)}^{-1}$.

Estos datos de concentración, temperatura de entrada y temperatura de salida del fluido fueron utilizados como valores iniciales; y se variaron el diámetro del tubo absorbedor, el flujo másico y la relación de concentración solar con el fin de evaluar el comportamiento del colector, el cual se modeló en términos de su longitud, el coeficiente de pérdidas totales, la ganancia de calor útil y la eficiencia térmica.



Se seleccionaron tres diámetros internos diferentes de tubo, de 0.027, 0.041 y 0.053 m, que corresponden a los diámetros nominales de tubo de acero al carbón, con cédula 40, de 0.5, 1.0 y 1.5 pulgadas. Además, se escogieron tres razones de concentración solar: 1.56, 2.00 y 3.84, y cuatro flujos másicos de solución distintos: 0.024, 0.048, 0.072 y 0.097 kg s⁻¹.

La resolución del modelo se enfocó sólo a obtener los resultados correspondientes a la longitud total requerida para alcanzar la temperatura de salida de la mezcla NH₃/H₂O, siendo analizado para las 36 combinaciones entre diámetro de tubo absorbedor, concentración solar y flujo másico de solución. Para cada combinación, al definir el diámetro de tubo y la razón de concentración solar, se realizaron los cálculos de las dimensiones del concentrador.

De las 36 combinaciones, se seleccionó una, después de comparar los resultados de longitud requerida de tubo absorbedor, coeficiente de pérdidas totales, ganancia de calor útil y eficiencia térmica. Esta configuración se utilizó entonces para modelar el comportamiento detallado del proceso de generación de vapor a lo largo del tubo absorbedor.

5.1.4 Modelo Desarrollado en Estado Estacionario

Una vez definida la configuración final del concentrador tipo CPC, se procedió a modelar el comportamiento de dicho dispositivo con las condiciones reales del sistema de refrigeración, es decir, se estableció una temperatura de entrada de 60 °C y una temperatura de salida del tubo absorbedor de 108 °C; y se aplicó el modelo que considera el efecto sobre la transferencia de calor debido al proceso de evaporación de la mezcla NH₃/H₂O.

Los cálculos se realizaron para dos días representativos, para una configuración con las siguientes características: $\theta_c = 15^\circ$, $m = 0.0483 \text{ kg s}^{-1}$ y $D_i = 0.0525 \text{ m}$, ésta se eligió a partir de los resultados del análisis simplificado. Para el día de mejor radiación (15 de marzo) se hizo un análisis variando la hora de inicio del proceso, a las 10:00 h, a las 12:00 h y a las 14:00 h, todas en tiempo solar verdadero. Este análisis se realizó para comparar el comportamiento de la mezcla al interior del tubo absorbedor durante el proceso de generación con tres condiciones diferentes de temperatura ambiente y radiación solar.

Para realizar los cálculos, se tomó en cuenta la variación durante el día de la temperatura ambiente y de la radiación solar (en el apéndice B se reportan los datos de temperatura ambiental y radiación solar). Además, se consideraron valores constantes de la conductividad térmica del fluido, igual con $0.41 \text{ W (m K)}^{-1}$, que corresponde a un valor promedio en el rango de temperatura de operación del concentrador/generador, calor específico del fluido de $4.27 \text{ kJ (kg K)}^{-1}$ y calor latente de vaporización de 1346 kJ kg^{-1} .

El análisis se enfocó en el cálculo de la temperatura del fluido y de la pared del tubo absorbedor, el coeficiente de transferencia de calor del fluido en fase líquida simple y en dos fases, la concentración de NH₃ en la fase líquida y en la fase vapor, la relación másica vapor/líquido, la ganancia en calor útil, la eficiencia térmica del concentrador y el coeficiente de pérdidas totales, para cada incremento de longitud.

5.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

En las figuras 5.1 y 5.2 se presentan los resultados obtenidos con el modelo en estado transitorio, considerando flujo de calor constante. De la figura 5.3 a la figura 5.14, se muestran los resultados obtenidos mediante el modelo simplificado en estado estacionario, es

decir, despreciando el efecto del proceso de evaporación sobre el coeficiente de transferencia de calor al interior del tubo absorbedor. A partir de la figura 5.15, se presentan los resultados aplicando el modelo desarrollado en estado estacionario.

5.2.1 Resultados aplicando el Modelo en Estado Transitorio

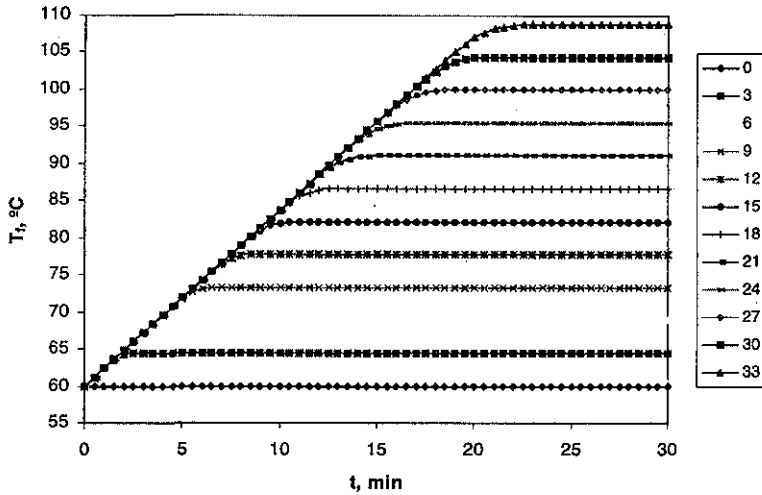


Figura 5.1. Variación de la temperatura del fluido con respecto al tiempo, para x constantes

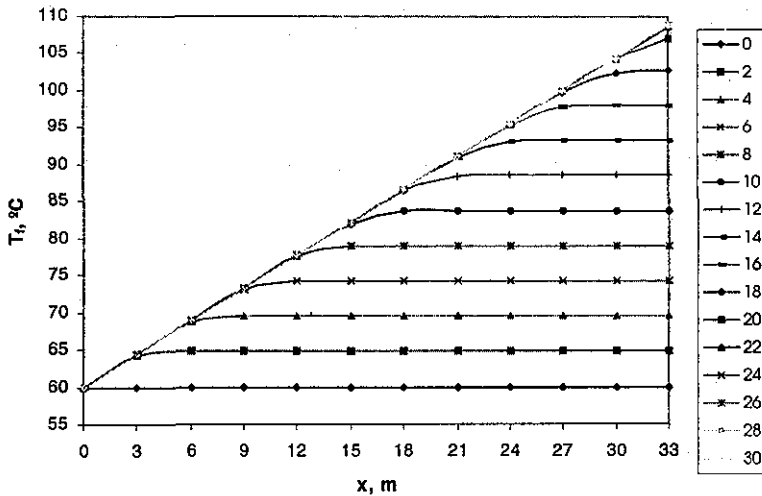


Figura 5.2. Variación de la temperatura del fluido con respecto a x , para tiempos constantes

En la figura 5.1 se presenta la variación de la temperatura del fluido con respecto al tiempo para diferentes x , considerando un flujo de calor constante de 1850 W m^{-2} . Como puede observarse, para una longitud de 33 m, se llega al estado estacionario en 22 minutos. En la figura 5.2 se muestra la dependencia de la temperatura del fluido con la posición, para diferentes tiempos constantes. En esta gráfica es más claro el momento en que se inicia el estado estacionario. Dado que la etapa transitoria es muy corta, se justifica que el análisis paramétrico del concentrador se realice considerando estado estacionario.

5.2.2 Resultados aplicando el Modelo Simplificado en Estado Estacionario

$D_i = 0.053 \text{ m}$

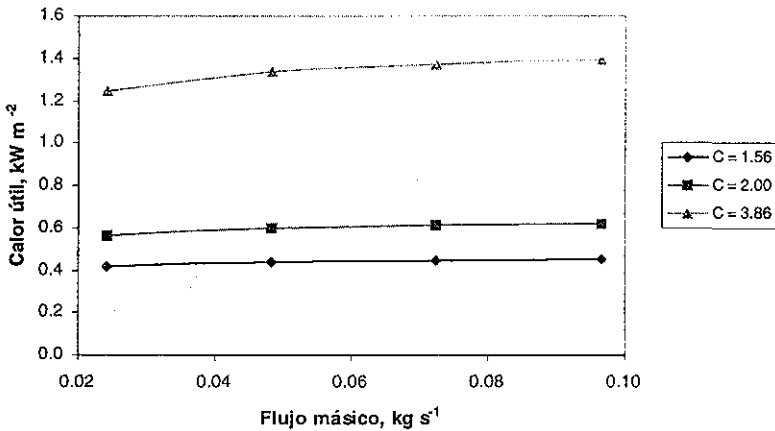


Figura 5.3 Variación del calor útil con respecto al flujo másico para varias razones de concentración y diámetro de tubo constante.

En la figura 5.3 se muestra la variación de la ganancia útil como una función del flujo másico, para tres relaciones de concentración diferentes y un diámetro de tubo de 0.053 m. Como puede observarse, la tendencia para las tres concentraciones es la misma pero, al aumentar C desde 1.56 hasta 2.00 hay un aumento de 43.7% en el calor útil que puede obtenerse y, para $C=3.86$ el calor útil es mayor en aproximadamente un 221%. Así, con el fin de maximizar la ganancia útil que se obtiene en el colector, se seleccionó una razón de concentración óptima de 3.86.

La dependencia del calor útil con respecto al flujo másico, con razón de concentración 3.86, se presenta en la figura 5.4. Como puede observarse, el calor útil aumenta con el flujo másico, aunque el efecto es diferente para cada diámetro; para un diámetro de 0.027 m, el calor útil varía sólo un 4.5% y, para la curva correspondiente a un diámetro de 0.053 m, la que más varía con respecto al flujo másico, presenta una diferencia de 10.7% en ganancia de calor útil entre el menor y el mayor flujo. También se nota que existen una intersección entre la línea de $D_i = 0.053 \text{ m}$ y la tendencia de $D_i = 0.041 \text{ m}$; así, en términos de diseño, para

velocidades de flujo menores de 0.026 kg s^{-1} no existe diferencia entre un diámetro de tubo de 0.041 m y uno de 0.053 m .

$C = 3.86$

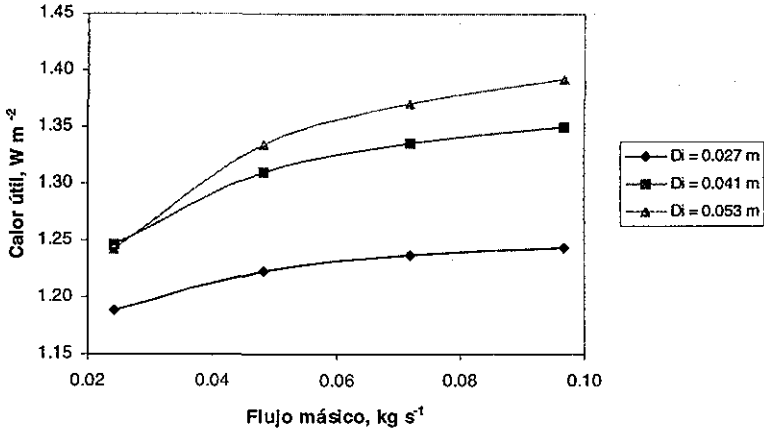


Figura 5.4 Variación del calor útil con respecto al flujo másico para varios diámetros de tubo y razón de concentración constante.

$D_i = 0.053 \text{ m}$

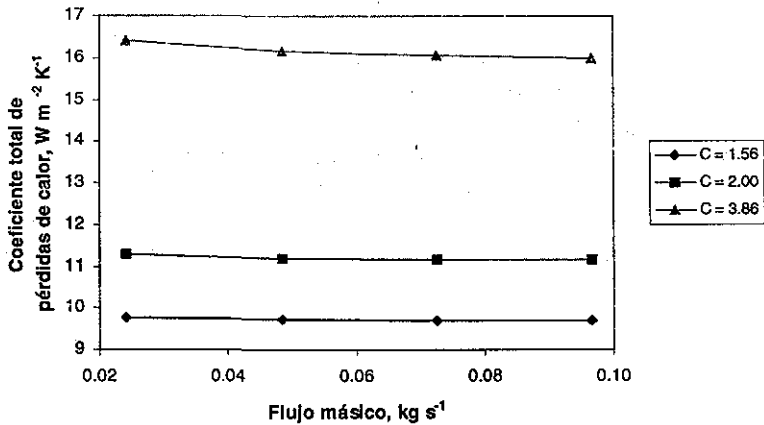


Figura 5.5 Variación del coeficiente total de pérdidas de calor con respecto al flujo másico para varias razones de concentración y diámetro de tubo constante.

En las figuras 5.5 y 5.6 se observa que la variación del coeficiente total de pérdidas de calor con el flujo másico es insignificante, para una relación de concentración dada con un

determinado diámetro de tubo o para un diámetro de tubo con una determinada relación de concentración solar. Dicho coeficiente es directamente proporcional a la concentración e inversamente proporcional con el diámetro de tubo, es decir, se tiene un mayor coeficiente a mayor concentración o a menor diámetro de tubo absorbedor, para un flujo másico específico.

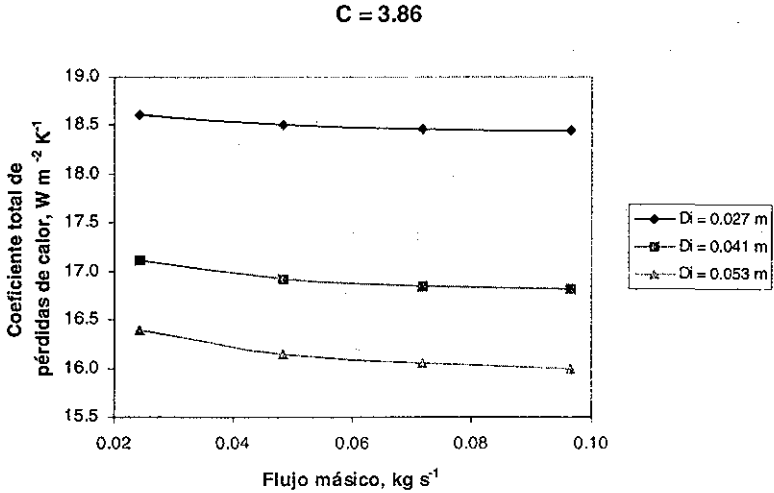


Figura 5.6 Coeficiente total de pérdidas de calor con respecto al flujo másico para varios diámetros de tubo y razón de concentración constante.

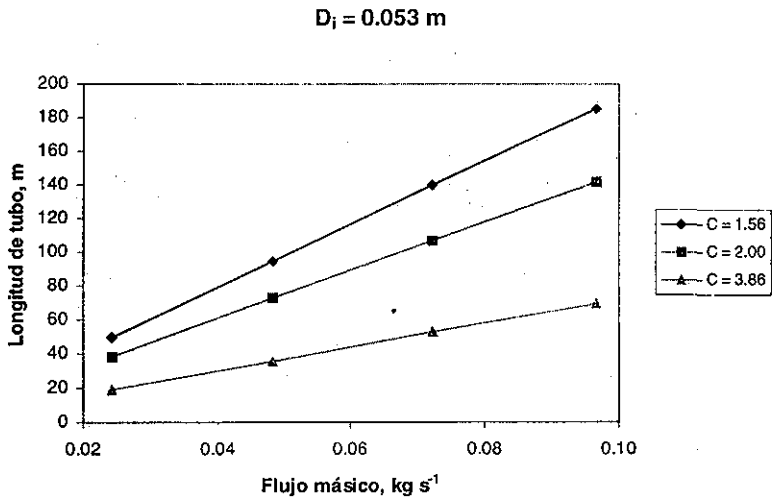


Figura 5.7 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto al flujo másico para varias razones de concentración y diámetro de tubo constante.

Para un concentrador con diámetro de tubo absorbedor igual a 0.053 m, la variación en el coeficiente total de pérdidas entre una concentración de 1.56 y 3.86, para los flujos máscicos considerados es de aproximadamente 65%. Para una concentración solar de 3.86, la diferencia en el coeficiente total de pérdidas entre un diámetro de tubo absorbedor de 0.027 y 0.053 m es cerca de 14%. Así, se puede concluir que el efecto de la razón de concentración sobre el coeficiente total de pérdidas es superior al del diámetro del tubo.

En la figura 5.7 y en la figura 5.8 se grafica la longitud del tubo absorbedor como una función del flujo máscico. La tendencia es una línea recta, para cada razón de concentración con un diámetro específico o cada diámetro de tubo con una concentración solar dada. Se muestra que a mayor razón de concentración se requiere menor longitud de tubo. Así, para un flujo de 0.048 m s⁻¹, la longitud disminuye de 94.9 a 36.0 m, para una razón de concentración correspondiente de 1.56 y 3.86, respectivamente, lo cual representa una disminución del 62%. Por otra parte, a mayor diámetro menor longitud de tubo; así, para un flujo de 0.048 m s⁻¹ y diámetros de 0.027 y 0.053 m, la longitud disminuye en un 51%. Así, la concentración solar presenta mayor influencia en la longitud del tubo absorbedor que el diámetro de tubo.

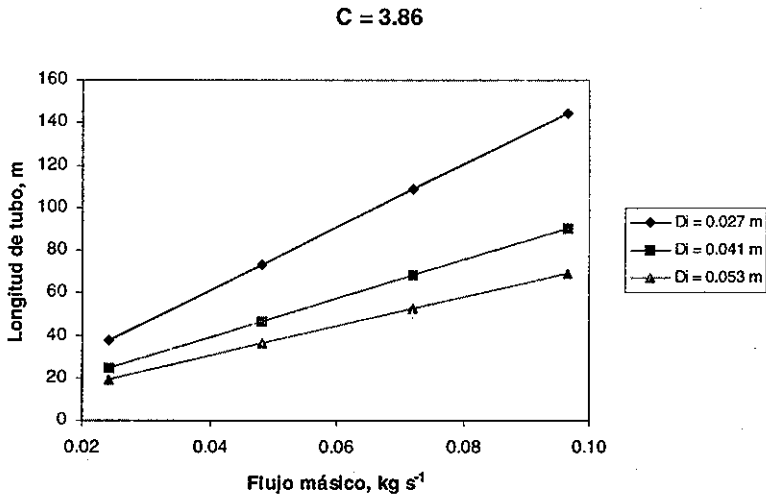
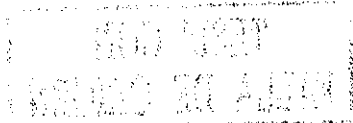


Figura 5.8 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto al flujo máscico para varios diámetros de tubo y razón de concentración constante.

En las figuras 5.9 y 5.10 se presenta la variación del calor útil con respecto a la razón de concentración, para diferentes flujos y diámetros, respectivamente. En la primera figura se nota que la ganancia útil es mayor cuando aumenta el flujo máscico presentándose, para una razón de concentración de 3.86, una diferencia de 7.4% entre flujos de 0.024 y 0.048 kg s⁻¹, y de 4.3% entre 0.048 y 0.097 kg s⁻¹. En la segunda gráfica no hay diferencia en la ganancia útil para diámetros de 0.041 y 0.053 m y, además, la ganancia en calor útil para un CPC con C=2.0 contra uno de C=1.56 es de 25%. La diferencia promedio en calor útil entre un diámetro de tubo de 0.027 y de 0.053 m es aproximadamente de 8.5%.



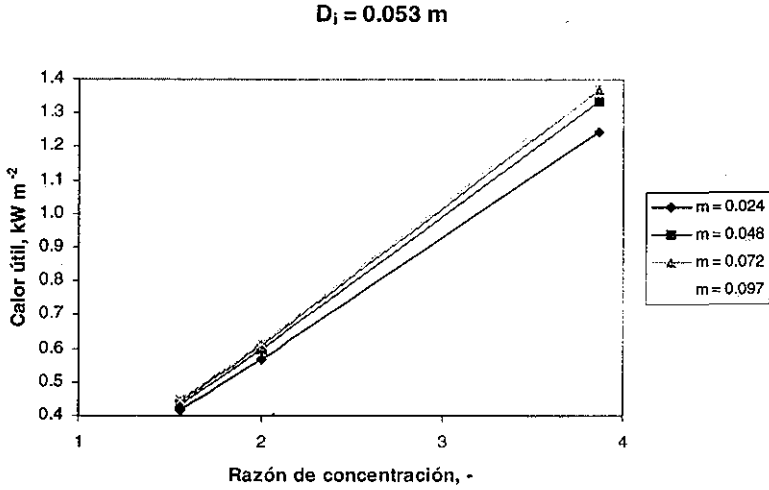


Figura 5.9 Variación del calor útil con respecto a la razón de concentración para varios flujos másicos y diámetro de tubo constante.

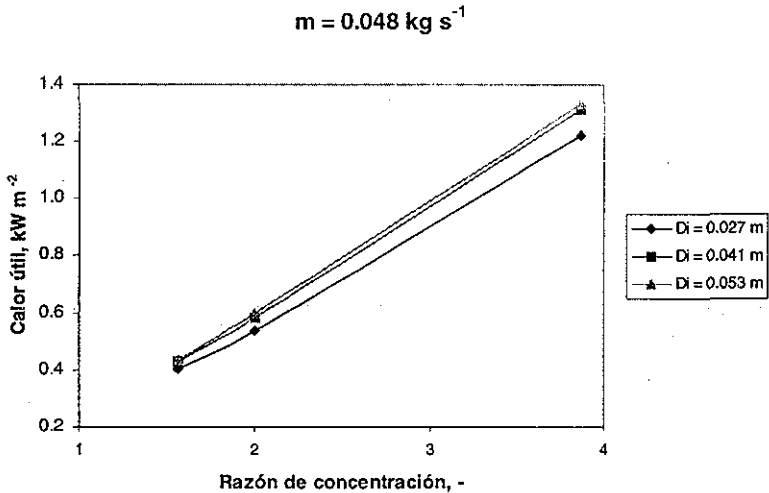


Figura 5.10 Variación del calor útil con respecto a la razón de concentración para varios diámetros de tubo y flujo másico constante.

El coeficiente total de pérdidas de calor aumenta con la razón de concentración y es independiente del flujo másico, para un diámetro y razón de concentración específicos, como se observa en la figura 5.11. Por ejemplo, para una razón de concentración de 3.86, la disminución del coeficiente es menos de 2.5% si se varia el flujo de 0.024 a 0.097 m s^{-1} .

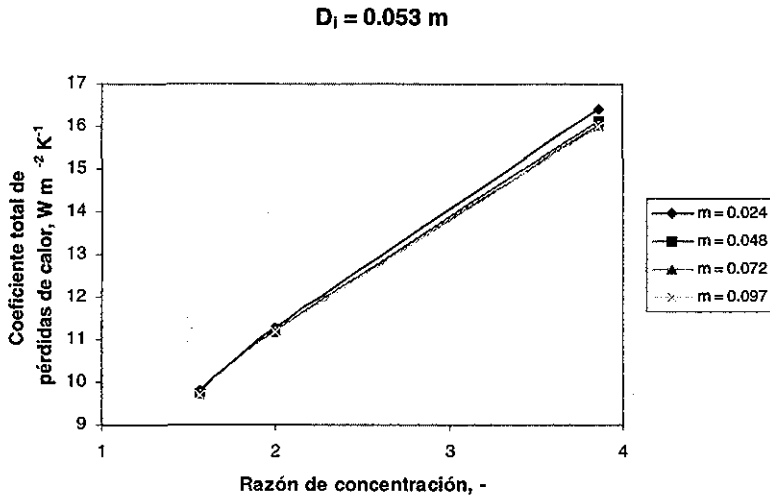


Figura 5.11 Variación del coeficiente total de pérdidas de calor con respecto a la razón de concentración para varios flujos mássicos y diámetro de tubo constante.

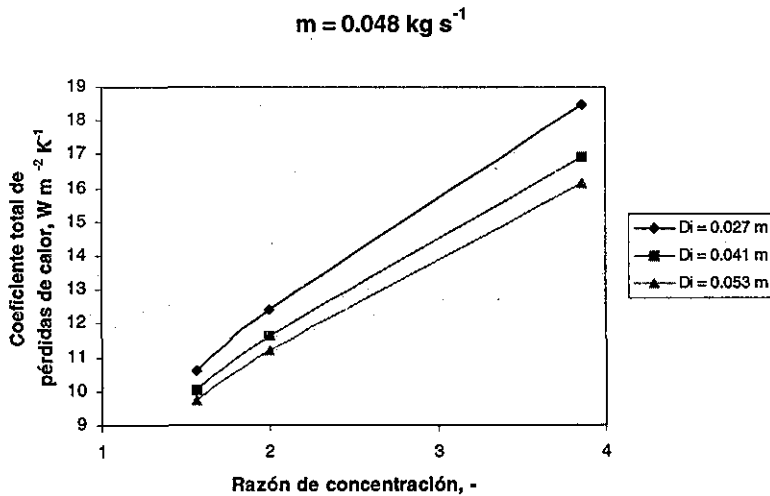
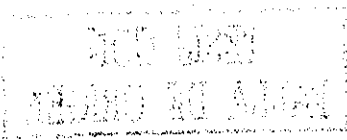


Figura 5.12 Variación del coeficiente total de pérdidas de calor con respecto a la razón de concentración para varios diámetros de tubo y flujo mássico constante.

La dependencia del coeficiente total de pérdidas con respecto a la concentración, para un flujo mássico predeterminado y tres diámetros de tubo diferentes, se muestra en la figura 5.12. Al igual que en la gráfica anterior, se observa que el coeficiente de pérdidas aumenta con la concentración. Para un diámetro de tubo de 0.053 m, el coeficiente de pérdidas totales de



calor aumenta un 66% entre una razón de concentración solar de 1.56 y 3.86. Además, el coeficiente es inversamente proporcional al diámetro de tubo, es decir, a menor diámetro de tubo mayor coeficiente de pérdidas de calor. Así, para $C = 3.86$ y diámetros de 0.027 y 0.053 m, la disminución en el coeficiente de pérdidas es del 12.7%.

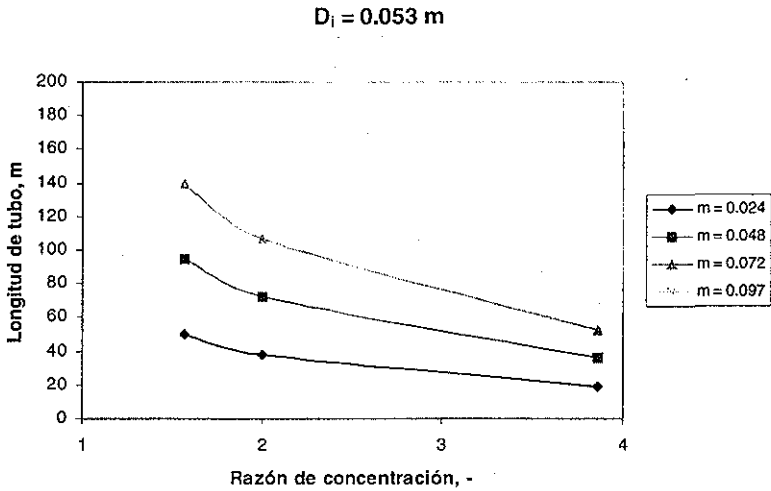


Figura 5.13 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto a la razón de concentración para varios flujos máxicos y diámetro de tubo constante.

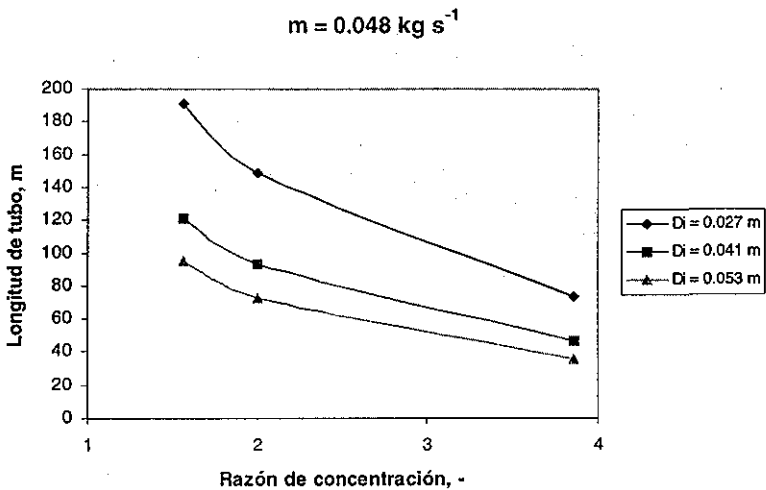


Figura 5.14 Variación de la longitud del tubo absorbedor con respecto a la razón de concentración para varios diámetros de tubo y flujo máxico constante.

En la figura 5.13 y 5.14 se presenta la dependencia de la longitud de tubo con respecto a la concentración para varios flujos másicos de solución con un diámetro determinado de tubo absorbedor y, para diferentes diámetros de tubo con un flujo másico de solución específico. En ambas gráficas se distingue que la longitud del tubo disminuye con la razón de concentración en aproximadamente un 62% entre la menor y la mayor razón de concentración solar. El efecto del flujo másico sobre la variación en la longitud del tubo, para cualquiera de las tres razones de concentración dadas, entre un flujo másico de 0.024 y 0.097 kg s⁻¹, es de 72%, y el efecto del diámetro del tubo, entre un diámetro de 0.027 y de 0.053 m, es de alrededor del 51%.

Resumiendo entonces los resultados, si se compara el efecto del flujo másico sobre el calor útil, el coeficiente de pérdidas totales y la longitud del tubo absorbedor, reportados por la mezcla NH₃/H₂O que circula a través del tubo absorbedor del concentrador, se observa que no tiene caso aumentar el flujo másico más allá de 0.048 kg s⁻¹, ya que para flujos mayores, la variación en calor útil es menor del 4% y en el coeficiente total de pérdidas del 0.5%; además, la longitud del tubo aumenta un 48%, entre un flujo de 0.027 y 0.097 kg s⁻¹.

Ahora bien, un sistema con flujo másico de 0.048 kg s⁻¹ y razón de concentración solar de 3.86, reporta un 67% más de ganancia en calor útil que las otras dos concentraciones, un coeficiente de pérdidas totales mayor en 40% y una disminución en longitud del 62%. Y, para un sistema con flujo másico de 0.048 kg s⁻¹ y diámetro del tubo absorbedor de 0.053 m, garantiza, con respecto al menor diámetro, un aumento en ganancia útil del 9.2%, una disminución en el coeficiente total de pérdidas de calor de 12.7% y en la longitud de 51%.

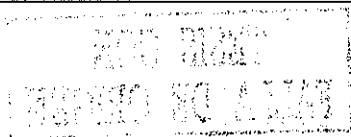
Así, el diámetro de tubo seleccionado es de 0.053 m, ya que la longitud del tubo requerida para alcanzar la temperatura de salida del generador es la menor. Para dicho diámetro, el flujo másico más recomendable es 0.024 kg s⁻¹, pero se prefirió uno de 0.048 kg s⁻¹ porque la ganancia útil difiere muy poco (6.9%) y las caídas de presión se disminuyen.

Con el aumento del diámetro de tubo, para un flujo másico y una razón de concentración dadas, la longitud disminuye. Además, el coeficiente de pérdidas totales disminuye y la eficiencia térmica aumenta. Así, cuando la concentración solar aumenta y el diámetro del tubo y el flujo másico permanecen constantes, puede observarse que la eficiencia térmica aumenta y la longitud requerida del tubo absorbedor disminuye, pero el coeficiente de pérdidas totales se incrementa. Esto se debe al incremento en la cantidad de energía que alcanza el tubo absorbedor, incluso cuando las pérdidas ópticas y térmicas son mayores.

Así, a partir del modelo simplificado en estado estacionario, al comparar el comportamiento mostrado por la mezcla para las diferentes opciones de diseño, se puede concluir que la mejor configuración para esta aplicación específica de refrigeración por absorción, es un CPC con diámetro de 0.053 m, flujo másico de 0.048 kg s⁻¹ y relación de concentración de 3.86, la cual tiene la mayor ganancia útil y el menor tamaño.

5.2.3 Resultados aplicando el Modelo Desarrollado en Estado Estacionario

Con el modelo desarrollado, en la figura 5.15 se muestra, para la configuración seleccionada, una comparación entre las temperaturas de reflector, cubierta, tubo absorbedor y mezcla NH₃/H₂O para el 15 de marzo, cuando se inicia la operación del sistema a las 12:00 h. Como se observa, la diferencia de temperatura entre la pared del tubo absorbedor y la mezcla refrigerante/absorbente varía desde 14.8 °C hasta 10 °C antes de iniciar el proceso de



evaporación, y alcanza un valor de 0.7 °C a la salida del tubo. Este resultado es consistente con el aumento significativo del coeficiente de transferencia de calor desde la entrada hasta la salida del tubo.

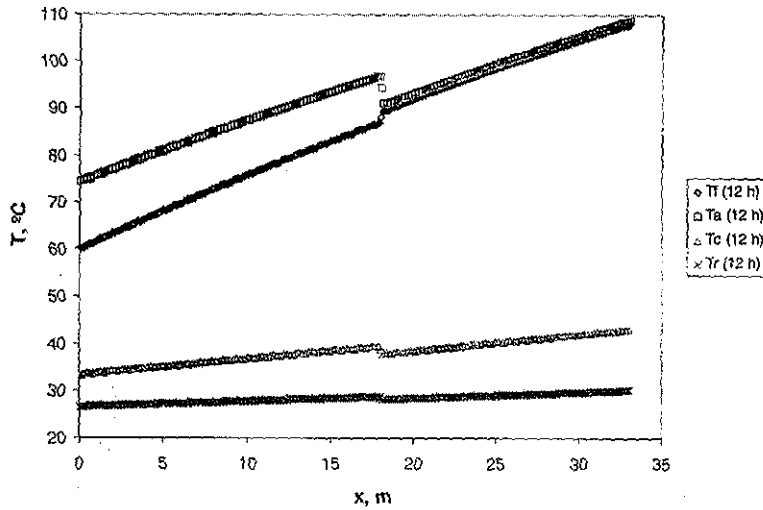


Figura 5.15 Variación con respecto a x, de la temperatura de la mezcla refrigerante/absorbente y de los componentes para el 15 de marzo, iniciando operación al mediodía solar

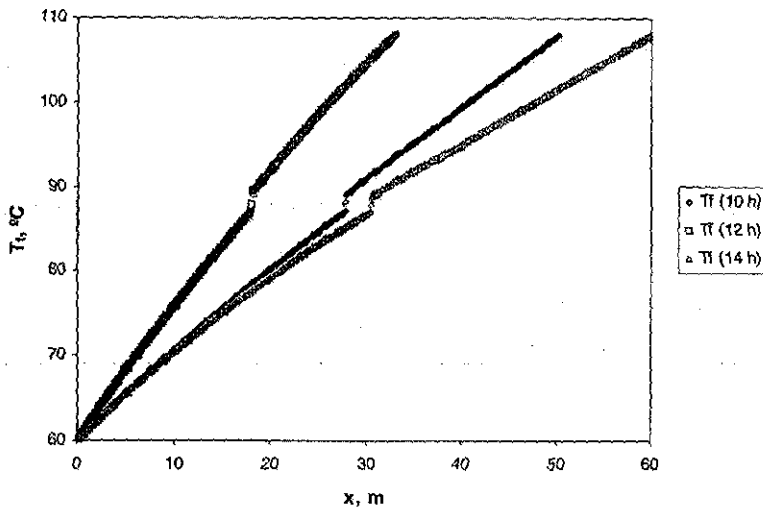


Figura 5.16 Variación de la temperatura del fluido con respecto a la posición para el 15 de marzo

En la figura 5.16 se observa la variación de la temperatura del fluido con referencia a la posición, x . En ella, se nota que la temperatura cambia más rápidamente si el concentrador inicia su operación durante el mediodía solar, lo cual es de esperarse debido a que a esa hora se alcanza el máximo de radiación instantánea y, por lo tanto, la longitud del concentrador se minimiza para obtener la temperatura de salida especificada. Además, se observa un salto brusco en la temperatura para las tres corridas, el cual corresponde al momento en que se inicia el proceso de evaporación.

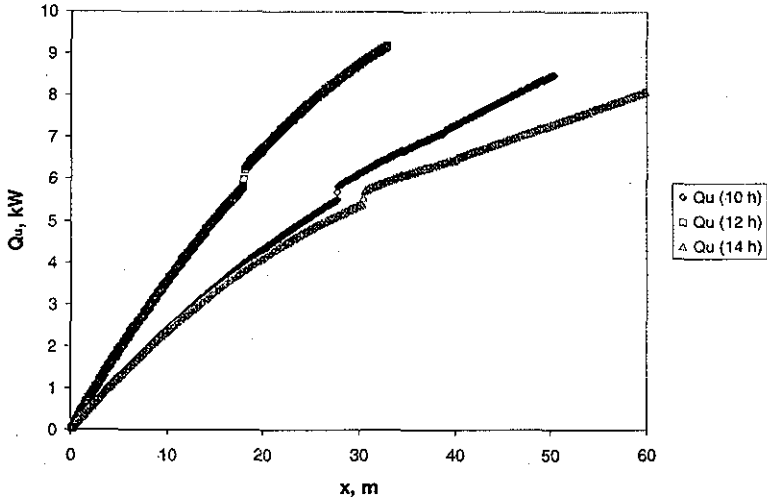


Figura 5.17 Variación del calor útil con respecto a la posición para el 15 de marzo

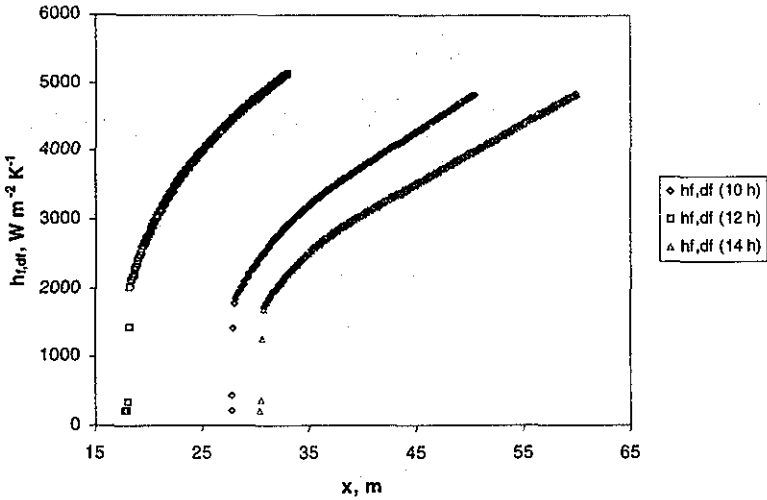


Figura 5.18 Variación del coeficiente de transferencia de calor en dos fases con respecto a x

En la figura 5.17 se presenta el comportamiento del calor útil con respecto a la posición. En ella, se muestra como aumenta el calor útil con x , y se observa que la corrida que inicia a las 12:00 h ofrece un valor final de ganancia en calor útil superior en más de un 8% al de las otras dos corridas; y también se nota el punto de desviación que corresponde al inicio del proceso de vaporización.

En la figura 5.18 se presenta el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor del fluido en dos fases, al inicio del proceso de calentamiento la mezcla está en fase líquida, por lo cual el coeficiente en dos fases es igual con cero, cuando se alcanza la temperatura de saturación de la mezcla, el coeficiente aumenta en una proporción mucho mayor que el coeficiente de la fase líquida. Así, el coeficiente de las 12:00 h se alcanza con un 45% menos de longitud de tubo absorbedor que a las 14 h y, un 34.4% menos que a las 10:00 h.

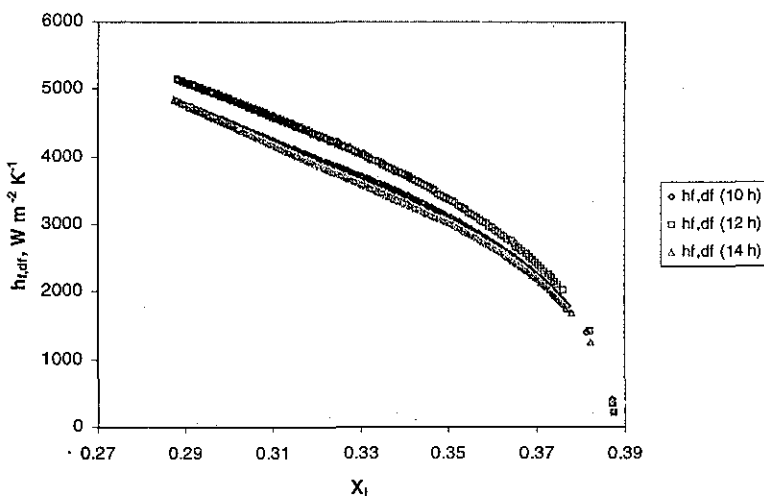


Figura 5.19 Variación del coeficiente de transferencia de calor del fluido con respecto a la fracción de NH_3 en el líquido para el 15 de marzo

En la figura 5.19 se indica el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor con la fracción de NH_3 en la fase líquida, durante el proceso de evaporación de la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Se puede advertir que el coeficiente de transferencia de calor en dos fases es inversamente proporcional a la fracción de NH_3 en la fase líquida y, por lo tanto, directamente proporcional a dicha fracción en la fase vapor, ya que a medida que se desarrolla el proceso de evaporación del refrigerante, la cantidad de NH_3 disminuye en la fase líquida y aumenta en la fase vapor. Además, el coeficiente de la corrida que inicia al mediodía solar es ligeramente mayor, en un 5.8%, que el de las corridas que inician a las 10:00 h y a las 14:00 h; mientras éstas últimas tienen una tendencia equivalente.

Como puede observarse en la figura 5.20, la cual grafica el coeficiente de transferencia de calor como una función de la fracción vapor/líquido, el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla refrigerante/absorbente es directamente proporcional a la calidad de la mezcla

bifásica, esto es congruente con la idea de que la fase vapor incrementa el valor del coeficiente de transferencia de calor de una mezcla en dos fases. El coeficiente aumenta significativamente en un rango de 0-0.016 de la fracción líquido/vapor, a partir de 0.016 el coeficiente aumenta sostenidamente pero en una proporción menor.

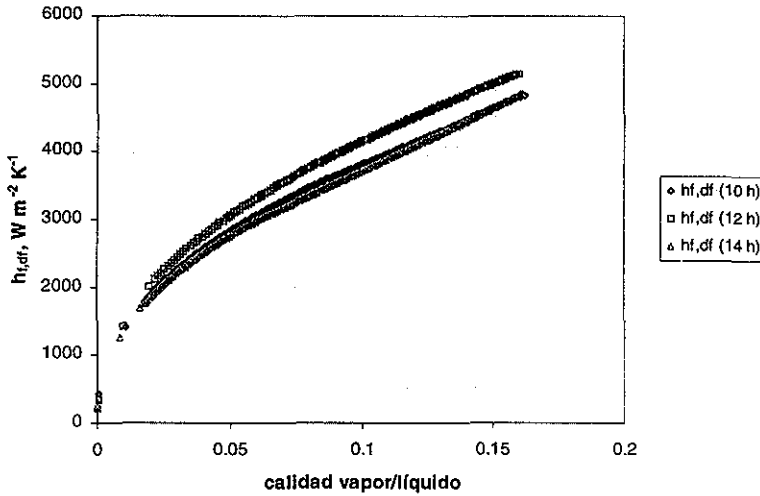


Figura 5.20 Variación del coeficiente de transferencia de calor del fluido con respecto a la calidad de la mezcla vapor/líquido, para el 15 de marzo

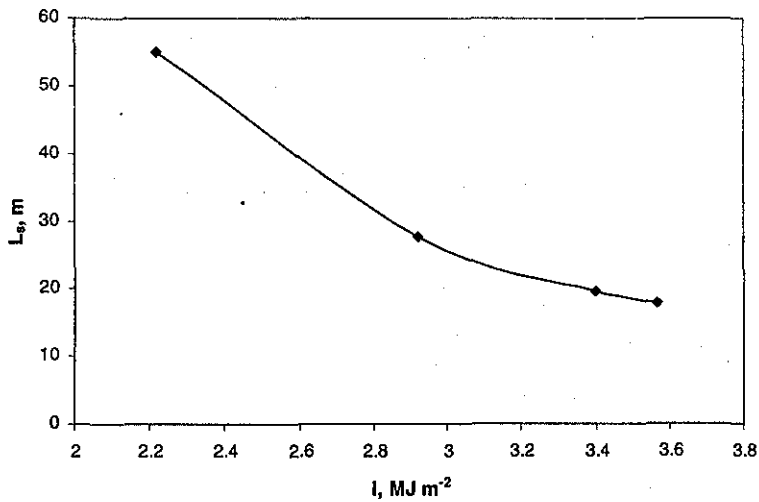


Figura 5.21 Longitud de saturación con respecto a la radiación solar

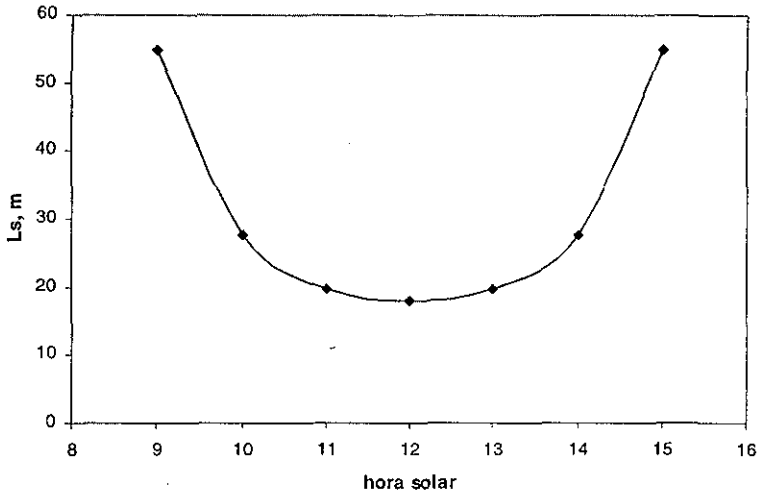


Figura 5.22 Longitud de saturación contra hora solar

En las figuras 5.21 y 5.22 se presenta la variación de la longitud de saturación con respecto a la radiación solar, correspondiente a determinadas horas del día solar. Dicha longitud se refiere a la longitud necesaria para alcanzar la temperatura de saturación de la mezcla amoníaco/agua, para este caso, 87 °C. Como se observa, la longitud de saturación disminuye cuando la radiación solar es mayor, alcanzando su valor mínimo al mediodía solar.

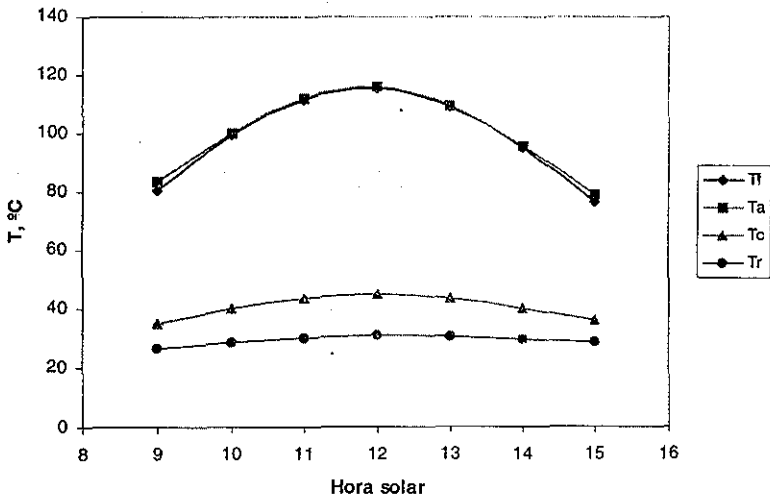


Figura 5.23 Temperatura del fluido y de los componentes con respecto a la hora solar, considerando una longitud total del tubo absorbedor de 40 m

En la figura 5.23 se muestra el comportamiento de la temperatura de salida del fluido y de los componentes del concentrador, como función de la hora solar. Para realizar esta gráfica, se fijó una longitud total del tubo absorbedor de 40 m. Se observa que, de las 11:00 h a las 13 h, se rebasa la temperatura de salida del generador, por lo cual se requeriría de almacenamiento.

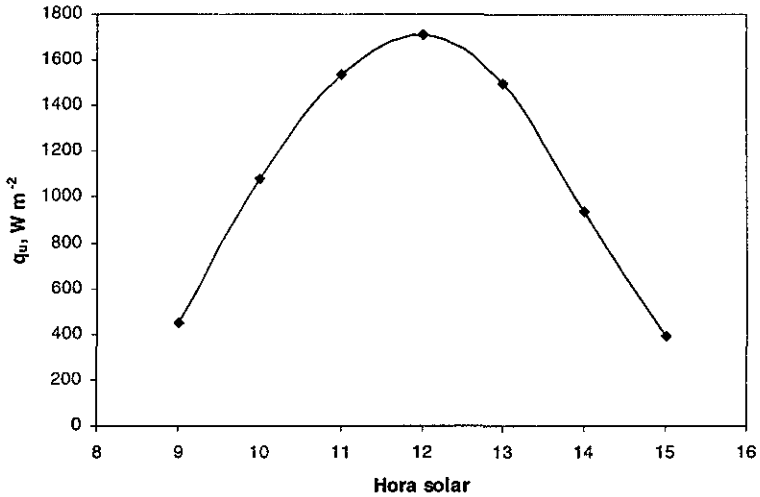


Figura 5.24 Calor útil con respecto a la hora solar

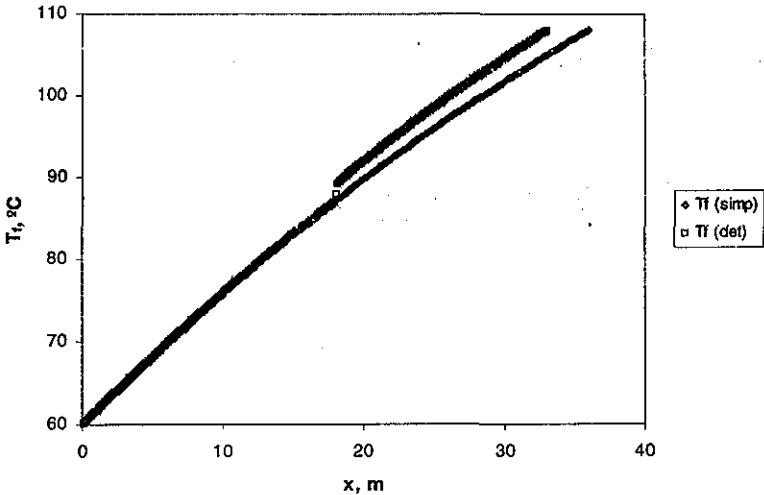


Figura 5.25 Temperatura del fluido con respecto a la posición x , calculada con el modelo simplificado y detallado en estado estacionario

En la figura 5.24 se presenta la variación del calor útil por unidad de área de tubo absorbedor, con respecto a la hora solar. Dicha gráfica presenta un máximo en el mediodía solar.

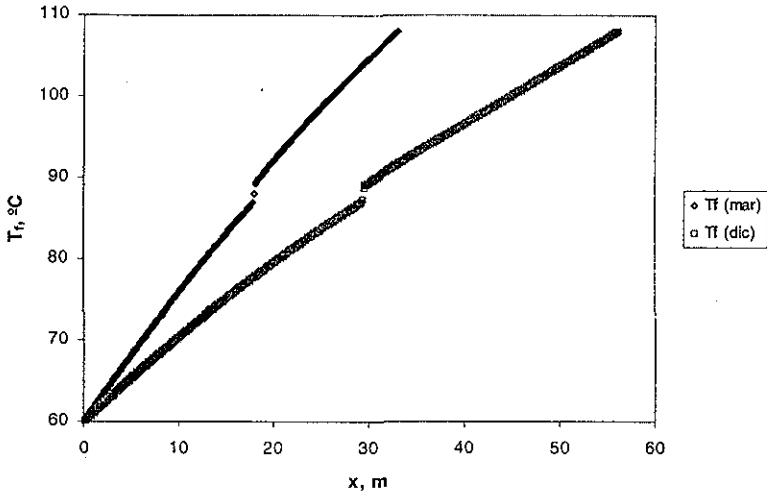


Figura 5.26 Temperatura del fluido contra longitud del tubo en dos días representativos

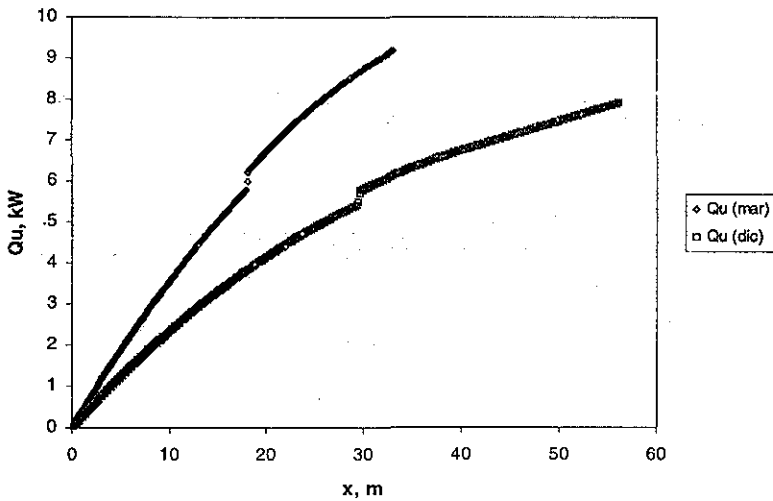


Figura 5.27 Variación del calor útil a lo largo del tubo absorbedor, para el mejor día y el peor día de irradiación del año

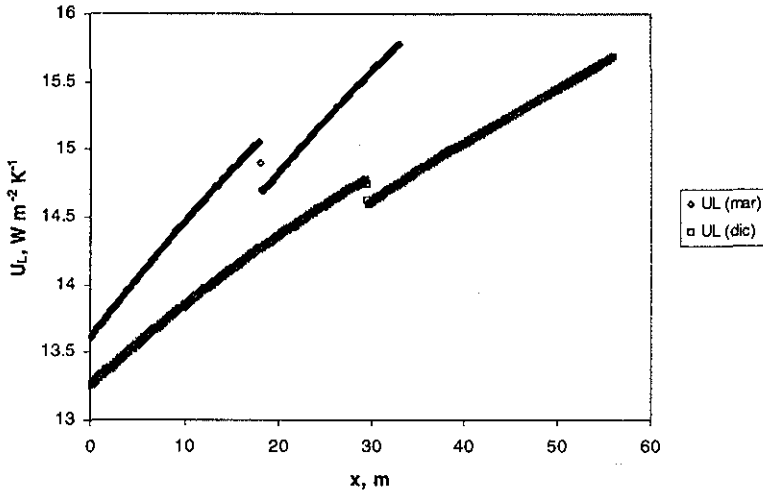


Figura 5.28 Coeficiente de pérdidas totales con respecto a x , para los dos días representativos

En la figura 5.25 se muestra una comparación entre los resultados reportados aplicando el modelo simplificado y el detallado, en estado estacionario. Así, se observa que se requiere una longitud de tubo absorbedor menor en tres metros si se considera el efecto del proceso de evaporación de amoniaco.

En la figura 5.26 se observa que son necesarios 23 metros más de tubo absorbedor el día de peor irradiación, para obtener la misma temperatura de salida que el mejor día, con 33 m. Esto representa un aumento del 41%. Así, si se define la longitud del tubo absorbedor a partir de los resultados del mejor día, en el peor día sólo se alcanzarán $91.7^{\circ}C$ a la salida del tubo y, será necesario utilizar un sistema de calentamiento auxiliar.

El comportamiento del calor útil con respecto a la posición para los dos días representativos se presenta en la figura 5.27. Así, el calor útil producido el 15 de marzo a las 12:00 h es 16% mayor que el obtenido el 15 de diciembre, a la misma hora.

La figura 5.28 presenta la variación del coeficiente de pérdidas totales del concentrador solar, como puede observarse, el coeficiente de pérdidas totales es ligeramente menor para el peor día de irradiación, esto se debe a que la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared del tubo absorbedor es menor que la del mejor día.

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el presente trabajo se desarrolló una metodología para obtener las temperaturas de la cubierta, el reflector y el absorbedor de un concentrador parabólico compuesto bidimensional, que trabaja como generador de vapor en un refrigerador solar por absorción que utiliza la mezcla amoníaco/agua. Dicha metodología toma en consideración el efecto de cambio de la temperatura asociado con la evaporación y el flujo en dos fases de la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, mediante el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y la calidad de la mezcla refrigerante/absorbente.

Para simular el comportamiento de la mezcla refrigerante/absorbente al interior del tubo absorbedor, inicialmente se modeló considerando estado transitorio y flujo de calor constante sobre el tubo absorbedor del concentrador, esta última suposición se justifica si el concentrador cuenta con un dispositivo de seguimiento solar; para resolver este modelo se aplicó un método numérico. A partir de los resultados obtenidos se decidió realizar el análisis paramétrico sin considerar el efecto del tiempo, ya que el periodo de tiempo que toma llegar al estado estacionario es relativamente corto y la solución de la ecuación fundamental se simplifica, de tal manera que se logra obtener una solución exacta.

Así, se aplicaron dos consideraciones diferentes en el modelo en estado estacionario del CPC; la primera supone que el proceso de calentamiento del fluido es independiente del proceso de evaporación; y la segunda distingue las dos etapas del proceso de transferencia de calor y las resuelve de forma independiente.

Mediante el modelo simplificado en estado estacionario, los cálculos fueron hechos para tres diferentes diámetros de tubo, cuatro velocidades de flujo másico y tres razones de concentración diferentes. Después de analizarlos, se concluyó que la longitud requerida en el arreglo de concentradores aumenta con el flujo másico para un diámetro fijo y una relación de concentración específica. Este incremento se debe al hecho de que, para alcanzar una temperatura de salida establecida, un crecimiento en el flujo másico implica que el calor es removido a mayor velocidad, lo cual significa un aumento en la eficiencia. También se observó que el coeficiente de pérdidas totales disminuye con el flujo másico.

Comparando los resultados del efecto del diámetro de tubo, para un flujo másico y una razón de concentración dadas, la longitud disminuye con el aumento de diámetro. Además, el coeficiente de pérdidas totales disminuye y la eficiencia térmica aumenta. Así, cuando la concentración solar aumenta y el diámetro del tubo y el flujo másico permanecen constantes, puede observarse que la eficiencia térmica aumenta y la longitud requerida del tubo absorbedor disminuye, pero el coeficiente de pérdidas totales se incrementa. Esto se debe al incremento en la cantidad de energía que alcanza el tubo absorbedor, incluso cuando las pérdidas ópticas y térmicas son mayores.

Mediante estos resultados, se decidió que la mejor configuración consiste en un concentrador con ángulo de aceptación de 15° , diámetro de tubo de 0.053 m y flujo másico de 0.0483 kg s^{-1} , ya que reporta la mayor eficiencia con la menor área de absorción solar.

Una vez establecida la configuración del concentrador y, a partir del modelo desarrollado en estado estacionario, que considera el efecto del proceso de evaporación de refrigerante

sobre la transferencia de calor, se realizó el análisis del comportamiento de la mezcla refrigerante/absorbente. Por medio de este modelo, se puede realizar la predicción de la distribución de la temperatura del fluido con respecto a la longitud del absorbedor, lo cual permite calcular el tamaño del tubo del CPC para una aplicación en refrigeración determinada.

En este caso, se producirían aproximadamente 350 kilogramos de hielo en un día solar de operación, sin considerar pérdidas térmicas en el sistema de refrigeración, en un sistema con presión de condensación de 1.1 MPa, presión de evaporación de 0.3 MPa, temperatura de entrada al generador de 60 °C, temperatura de salida del generador de 108 °C, concentración de NH_3 a la salida del absorbedor de 38.7% y concentración de NH_3 a la salida del generador de 28.8%.

Si se analizan los resultados reportados por el modelo desarrollado en estado estacionario, se muestra que al alcanzar la temperatura de saturación de la mezcla, en el caso de estudio, 87 °C, se presentan saltos bruscos en las temperaturas del fluido y de la pared del absorbedor, además del calor útil y el coeficiente de transferencia de calor. De tal manera, la temperatura del fluido aumenta súbitamente y la de la pared del tubo absorbedor disminuye, lo cual repercute en una disminución en la diferencia de temperatura entre ambos y mejora el proceso de transferencia de calor. Así mismo, el flujo de calor útil aumenta y el coeficiente de pérdidas totales disminuye, mejorando también la transferencia de calor entre la pared del tubo absorbedor y la mezcla refrigerante/absorbente.

Los resultados muestran, además, que existe un aumento sostenido del coeficiente de transferencia de calor durante la evaporación de refrigerante, lo cual repercute en una gran disminución en la diferencia de temperatura entre la pared del tubo absorbedor y el fluido de trabajo. Sin embargo, dicho aumento en el coeficiente de transferencia de calor del fluido, en realidad no reporta una disminución muy alta en la longitud requerida del concentrador; si se analizan los resultados de la figura 5.27, sólo hay un 9% de diferencia entre realizar el análisis del concentrador con el modelo simplificado o con el desarrollado, en estado estacionario.

A partir de los resultados correspondientes a la longitud de tubo absorbedor necesaria para alcanzar la temperatura de saturación de la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, se deduce que, si se seleccionara un área de concentración específica para el diseño, se tendría una longitud de tubo fija para realizar el proceso de generación de vapor de amoníaco. Entonces, el proceso de evaporación iniciará a una longitud específica, dependiendo de la hora y del día en que se opere el sistema, lo que repercutiría en la temperatura de salida de la mezcla, la razón vapor/líquido, y la concentración másica de la fase líquida y la de la fase vapor. Dado esto, se debe ser muy cuidadoso al momento de definir el área de colección solar, ya que si se selecciona una muy pequeña, no se garantizarán las condiciones de salida del generador/concentrador y, si es muy grande, las condiciones de salida serán superiores a las requeridas y, por lo tanto, se sobrecargará al sistema de refrigeración.

En el presente trabajo, el diseño del CPC propuesto no considera el truncado del mismo, por lo que el área del reflector es muy grande y el módulo requerirá una gran precisión en la orientación, lo cual implica un movimiento relativamente frecuente del colector. Así, será necesario analizar un posible truncado. Por ejemplo, para un concentrador tipo CPC con razón de concentración de 3.86, la relación altura/apertura es igual a 2.09, pero si se disminuye esta razón a 1.5, la razón de concentración se convierte en 2.91, la altura del CPC se reduce en un 46%, el ancho en un 24.5% y el área del reflector en un 40%.

Ahora bien, posteriormente será necesario realizar un análisis de caída de presión en el módulo y, en diferentes arreglos de interconexión entre ellos, para determinar el mejor para la aplicación en refrigeración por absorción, ya que se debe mantener una presión alta constante para no provocar problemas en el resto de los equipos de refrigeración.

También, con el fin de corroborar la validez del modelo desarrollado, se sugiere diseñar y construir un módulo de CPC. Aunque esta tecnología está muy difundida en algunos países, como Portugal e Israel, en México aún no se tiene una verdadera infraestructura de desarrollo en este ámbito, aunque ya se han realizado algunos prototipos. Así, debido al gran potencial de aplicación de este tipo de concentrador, se hace necesario contar con un módulo que posteriormente, podrá ser utilizado para diferentes pruebas de laboratorio, incluyendo un refrigerador por absorción continuo.

Otra propuesta es la inclusión de los modelos de los demás componentes del refrigerador solar continuo por absorción amoníaco/agua, es decir, el absorbedor, el condensador, el evaporador, las válvulas de expansión, la bomba y los intercambiadores de calor. Además de las ecuaciones para el equipo de almacenamiento y el sistema auxiliar de calentamiento. A partir de los resultados de la simulación del sistema completo, se podría determinar la fracción solar. Por último, se aconseja realizar el diseño del sistema auxiliar de calentamiento que garantice la operación continua durante cualquier época del año del sistema de refrigeración solar.

REFERENCIAS

Almanza, R. y Muñoz, F. (1994) *Ingeniería de la energía solar*, Primera edición, El Colegio Nacional.

Apra, C., de Rossi, F. and Greco, A. (2000) *Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant*, Int. J. Refrigeration, **23**, pp. 366-377.

Aziz, W., Chaturvedi, S.K. and Kheireddine A. (1999) *Thermodynamic analysis of two-component, two-phases flow in solar collectors with application to a direct-expansion solar-assisted heat pump*, Energy, **24**, pp. 247-259.

Barbosa Jr., J. R. and Hewitt, G. F. (2001) *Forced convective boiling of binary mixtures in annular flow. Part II: heat and mass transfer*, Int. J. Heat and Mass Trans., **44**, pp. 1475-1484.

Best, R. and Hernández, J. (1991) *Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling*, Trans IchemE, **69**, Part. A, pp. 153-160.

Best, R. and Ortega, N. (1999) *Solar refrigeration and cooling*, Renewable Energy, **16**, 1-4, pp. 685-690.

Carnoy, M., Castells, M., Cohen, S. S. and Cardoso, F. H. (1993) *The new global economy in the information age, reflections on our changing world*, First edition, Penn State Press.

Celata, G. P., Cumo, M. and Serato, T. (1993) *Forced convective boiling in binary mixtures*, Int. J. Heat and Mass Transfer, **36**, 13, pp. 3299-3309.

Cervantes, J. (1999) *Fundamentos de transferencia de calor*, Primera edición, Ediciones Científicas Universitarias, UNAM.

Chew, T. C., Tay, A. O. and Wijesundera, N. E. (1989) *A numerical study of natural convection in CPC solar collector cavities with tubular absorbers*, ASME J. Solar Energy Eng., **111**, pp. 16-23.

Choi, T. Y., Kim, Y. J., Kim, M. S. and Ro, S. T. (2000) *Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube*, Int. J. Heat and Mass Trans., **43**, pp. 3651-3660.

Collares-Pereira, M. (1995) *CPC type collectors and their potential for solar energy cooling applications*, 2nd. Munich Discussion Meeting '95.

Collier, J. (1981) *Convective boiling and condensation*, Second Edition, McGraw-Hill.

Duffie, J. A. and Beckman W. A. (1991) *Solar engineering of thermal processes*, Second edition, John Wiley & Sons, Inc.

Eames, P. C. and Norton, B. (1993a) *Validated, unified model for optics and heat transfer in line-axis concentrating solar energy collectors*, Solar Energy, **50**, 4, pp. 339-355.

Eames, P. C. and Norton, B. (1993b) *Detailed parametric analyses of heat transfer in CPC solar energy collectors*, Solar Energy, **50**, 4, pp. 321-338.

Fuentes Castellanos, C. (2001) *Las energías renovables en el contexto internacional*, Memorias de la Reunión Técnica de la XXV Semana Nacional de Energía Solar, San Luis Potosí, SLP, pp. 585-588.

Gordon, J. (1986) *Low-concentration CPC's for low-temperature solar energy applications*, Journal Solar Energy Engineering, **108**, pp. 49-54.

Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S. (1986) *A general correlation for flow boiling in tubes and annuli*, Int. J. Heat and Mass Trans., **29**, 3, pp. 351-358.

Gutiérrez, F. y Hernández, J. I. (1993) *Refrigeración por absorción líquido-gas*, Métodos de Producción de Frío, UNAM, pp. 5.1-5.91.

Herold, K. E., Radermacher, R. and Klein, S. A. (1996) *Absorption chillers and heat pumps*, CRC Press, Inc.

Hsieh, C. K. (1981) *Thermal analysis of CPC collectors*, Solar Energy, **27**, 1, pp. 19-29.

Hsieh, J. S. (1986) *Solar energy engineering*, First edition, Prentice-Hall, Inc.

Incropera, F. P. and DeWitt, D. P. (1996) *Fundamentals of heat and mass transfer*, Fourth edition, John Wiley & Sons, Inc.

Jennings, B. y Lewis, S. (1991) *Aire acondicionado y refrigeración*, Vigésima sexta reimpresión, Editorial CECOSA.

Joudi, K. A. and Al-tabbakh, A. A. (1999) *Computer simulation of a two phases thermosyphon solar domestic hot water heating system*, Energy Conversion & Management, **40**, pp. 775-793.

Kandlikar, S. G. (1990) *A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes*, Journal of Heat Transfer, **112**, pp. 119-228.

Khonkar, H. E. I. and Sayigh, A. A. M. (1995) *Optimization of the tubular absorber using a compound parabolic concentrator*, Renewable Energy, **6**, 1, pp. 17-21.

Lahey Jr., R. T. (1992) *Boiling heat transfer, modern development and advances*, Elsevier Science Publishers.

Márquez Mendoza, F. (2001) *Marco Regulatorio para las energías renovables: experiencias internacionales*, Memorias de la Reunión Técnica de la XXV Semana Nacional de Energía Solar, San Luis Potosí, SLP, pp. 589-595.

Mishra, M. P. H., Varma, K. and Sharma, C. P. (1981) *Heat transfer coefficients in forced convection evaporation of refrigerant mixtures*, Lett. in Heat and Mass Transfer, **8**, 1, pp. 127-136.

Moreno, A. (1997) *La energía*, Primera edición, Acanto Editorial.

Murata, K. and Hashizume, K. (1993) *Forced convective boiling of nonazeotropic refrigerant mixtures inside tubes*, Transactions of the ASME, **115**, pp. 680-689.

Odeh, S. D., Morrison, G. L. and Behnia, M. (1998) *Modelling of parabolic through direct steam generation solar collectors*, Solar Energy, **62**, 6, pp. 395-406.

Ortega, N. y Best, R. (1997) *Optimización del diseño de un sistema de absorción amoniaco/agua para enfriamiento solar*, Memoria SOMIM, pp. 272-276.

Pátek, J. and Klomfar, J. (1995) *Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system*, Int. J. Refrig., **18**, 4, pp. 228-234.

Prapas, D. E., Norton, B. and Probert, S. D. (1987) *Thermal design of compound parabolic concentrating solar-energy collectors*, ASME J. Solar Energy, **109**, 2, pp. 161-168.

Pilatowsky, I. Tanner, W., Haberda, F. y Obermair, F. (1992) *Proyecto Sonntlan: Investigación aplicada y desarrollo tecnológico para la utilización de la energía solar parte II. Proyecto urbano "Casas solares Mexicali", datos técnicos, resultados y experiencias*, Presentado en la Conferencia Internacional de Refrigeración, Climatización y Energía no Convencional, 25-30 junio, La Habana, Cuba, (no publicado).

Rabl, A. (1976) *Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators*, Solar energy, **18**, 6, pp. 497-511.

Rivera, W. (1996) *Heat transformer technology and steam generation*, Ph. D. Thesis, University of Salford, England.

Rivera, W. and Best, R. (1999) *Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures*, Int. J. Heat and Mass Trans., **42**, pp. 905-921.

Rohlin, P. (1997) *Heat transfer coefficients of zeotropic refrigerant mixtures and their pure components in horizontal flow boiling – and experimental study*, AES, Proceedings of the ASME, **37**, pp. 383-394.

Schweiger, H. et al. (2000) *The potential of solar heat in industrial processes, a state of the art review for Spain and Portugal*, EuroSun 2000.

Secretaría de Energía (2001)
<http://www.energia.gob.mx/secundario/boletines/2001/sep/f1323009.htm>

Stephan, R. and Abdelsalam, M. (1980) *Heat transfer correlation for natural convection boiling*, Int. J. Heat and Mass Trans., **23**, pp. 73.

Tchinda, R., Kaptouom, E. and Njomo, D. (1998) *Study of the CPC collector thermal behavior*, Energy Convers. Mgmt, **39**, 13, pp. 1395-1406.

Tong, L. S. (1975) *Boiling heat transfer and two-phase flow*, Reprint, Wiley & Sons.

Zhang, L., Hihara, E., Saito, T. and Oh, J. (1997) *Boiling heat transfer of a ternary refrigerant mixture inside a horizontal smooth tube*, Int. J. Heat and Mass Trans., **40**, 9, pp. 2009-2017.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Listado de Programas de Simulación Numérica

Modelo en Estado Transitorio

```

/* tiempo.c */
/* CALCULA LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN FLUJO INTERNO A LO LARGO
DE UN TUBO DE SECCIÓN CIRCULAR */

#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <math.h>

#define PI      3.141592654
#define XMAX   35
#define TMAX   10001
#define TE     60
#define m      0.0483
#define Di     0.0525
#define ro     832
#define Cp     4270
#define qu     1800
#define deltax 0.1
#define deltat 0.05
#define I      351

double t[I+1],tn[I+1];

main()
{
    FILE *fc;
    int i,a;
    double A=0.,beta=0.,gamma=0.,P=0.,x,n=0.;

    fc=fopen("a:\\tiempo2.dat","w");

    A = PI*pow(Di,2)/4;
    P = PI*Di;
    gamma = (deltat/deltax)*(m/(A*ro));
    beta = P*deltat*qu/(A*Cp*ro);

    fprintf(fc, "\t");
    for(x=0;x<=XMAX;x+=(5*deltax)) fprintf(fc, "%11f\t",x);
    fprintf(fc, "\n");

    for(i=0;i<=I;i++){
        t[i]=TE;
        tn[i]=TE;
    }
}

```

```

for(n=deltat;n<=TMAX;n+=deltat){
    for(i=1;i<I;i++){
        tn[i] = (1-gamma)*t[i]+gamma*t[i-1]+beta;
    }
    a = n/deltat;

    if(a%60==0){
        printf("%.1f\t",n);
        fprintf(fc,"%.1f\t",n);
        for(i=0;i<I;i++){
            if(i%5==0){
                fprintf(fc,"% .4lf\t",tn[i]);
                printf("% .4lf\t",tn[i]);
            }
        }
        fprintf(fc,"\n");
    }

    for(i=1;i<=I;i++) t[i]=tn[i];
}

fclose(fc);
}

```

Modelo Simplificado en Estado Estacionario

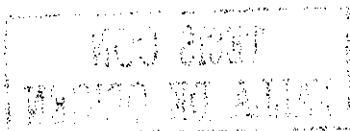
```

/* mod-sim1.c */
/* CALCULA LA TEMPERATURA DEL REFLECTOR, DE FLUIDO Y DE CUBIERTA DE UN
CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO CON FLUJO TURBULENTO */
/* 4-OCTUBRE-01 */
/* PROGRAMÓ: NAGHELLI ORTEGA AVILA */

#include <stdio.h>
#include <math.h>
#include <stdlib.h>
#include <time.h>

#define PI 3.141592654
#define DEC 23.45
#define NMAX 365
#define NMIN 284
#define SB 5.6697E-8 /* CTE. DE STEFAN-BOLTZMAN EN W/(m^2 K^4) */
#define FT 273.16 /* FACTOR DE CONVERSION A GRADOS CENTIGRADOS */
#define Ti 333.16 /* TEMPERATURA DE ENTRADA AL COLECTOR EN K */
#define To 381.16 /* TEMPERATURA DE SALIDA DEL COLECTOR EN K */
#define Tsky 292.16 /* TEMPERATURA DE CIELO EN K */
#define Do 0.060325 /* DIÁMETRO EXTERNO DEL TUBO ABSORBEDOR EN m */
#define Di 0.052502 /* DIÁMETRO INTERNO DEL TUBO ABSORBEDOR EN m */
#define conc 0.3873 /* CONCENTRACIÓN DE REFERENCIA EN PESO DE LA
MEZCLA AMONIACO-AGUA EN FASE LÍQUIDA */
#define ab_a 0.85 /* ABSORTANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define em_a 0.80 /* EMITANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define re_a 0.15 /* REFLECTANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define tr_a 0.05 /* TRANSMITANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define ab_c 0.05 /* ABSORTANCIA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
#define em_c 0.85 /* EMITANCIA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */

```



```

#define re_c 0.05 /* REFLECTANCIA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
#define ab_r 0.10 /* ABSORTANCIA DEL REFLECTOR, ADIMENSIONAL */
#define em_r 0.03 /* EMITANCIA DEL REFLECTOR, ADIMENSIONAL */
#define re_r 0.85 /* REFLECTANCIA DEL REFLECTOR, ADIMENSIONAL */
#define teta 15 /* APERTURA DEL COLECTOR EN ° */
#define beta 15 /* INCLINACIÓN DEL COLECTOR EN ° */
#define fi 18.35 /* LATITUD DE CUERNAVACA EN ° */
#define m 0.0483 /* FLUJO MÁSCO DE SOLUCIÓN EN kg/s */
#define V 0.143 /* VELOCIDAD DEL VIENTO EN m/s */
#define g 0.02 /* DISTANCIA ENTRE REFLECTOR Y ABSORBEDOR EN m */
#define k 16.3 /* CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL MATERIAL DEL
ABSORBEDOR EN W/(m K) */
#define kf 0.41 /* CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL FLUIDO EN W/(m K) */
#define Cp 4270 /* CALOR ESPECÍFICO DEL FLUIDO EN J/kgK */
#define lamda 1346 /* CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN DEL FLUIDO EN
kJ/kg */

```

```

double
ir[13][12]={0.000,0.000,0.000,0.115,0.198,0.278,0.223,0.184,0.038,0.000,0.0
00,0.000,0.262,0.368,0.624,0.733,0.721,0.863,0.731,0.824,0.600,
0.435,0.305,0.222,0.074,1.003,1.409,1.451,1.371,1.523,1.305,
1.560,1.262,1.075,0.935,0.813,1.563,1.969,2.216,2.177,1.912,
2.178,1.877,2.298,1.936,1.739,1.601,1.446,2.158,2.555,2.918,2.8
02,2.420,2.735,2.364,2.932,2.521,2.321,2.191,2.009,2.569,2.857,
3.397,3.226,2.763,3.110,2.691,3.360,2.918,2.718,2.596,2.397,2.7
15,3.560,3.566,3.376,2.884,3.243,2.807,3.511,3.058,2.860,2.741,
2.536,2.569,2.857,3.397,3.226,2.763,3.110,2.691,3.360,2.918,2.7
18,2.596,2.397,2.158,2.555,2.918,2.802,2.420,2.735,2.364,2.932,
2.521,2.321,2.191,2.009,1.563,1.969,2.216,2.177,1.912,2.178,1.8
77,2.298,1.936,1.739,1.601,1.446,0.892,1.003,1.409,1.451,1.317,
1.523,1.305,1.560,1.262,1.075,0.935,0.813,0.262,0.368,0.625,0.7
33,0.721,0.863,0.731,0.824,0.600,0.435,0.305,0.222,0.000,0.000,
0.000,0.115,0.198,0.278,0.223,0.184,0.038,0.000,0.000,0.000};

```

```
FILE *modelo;
```

```
main()
```

```

{
    int i,j,ci,cj,fj,n,c1,c2,c3;
    int mes[12],hora[13];

    double a,az,Aa,Ac,Ar,At,b,C,d,dt,e,ef,fc,fj1,FR1,F,Fef,Far,Fcr,
    Gd,Gg,Gbc,Gdc,Ggc,h,hc_ac,hc_camb,hf,hfL,hfr,hr_ac,hr_ar,hr_cs,hc_ar,
    hc_ramb,hr_rs,hr_rc,ht_cext,ht_rext,ht_ac,ht_ar;

    double mu,N,Nu,nji,P,P1,Pr,psi,pt,pt1,qabs_a,qu,qu_a,qu_b,rol,R1,
    R7,R9,Re,sa,S,T,Ta,Ta_c,Tamb,Tc,Tc_c,tete,Tf,Tf_c,tinc,tr_c,tr_cd,tr_
    cpc,Tr,Tr_c,u,U_La,UL,vel,w,W,wew,x,z;

    double min=0.0,Gbn=0.0;

    modelo = fopen("a:modsim1.dat","w");

    fprintf(modelo,"MODELO TÉRMICO DE UN CPC\nmodelo.c\n");
    fprintf(modelo,"\n");

```

```
/* INICIALIZACIÓN DE LOS CONTADORES Y LAS VARIABLES PARA LEER LA
```

```

RADIACIÓN Y LA TEMPERATURA AMBIENTE */
for(j=0;j<12;j++){
    for(fj=0;fj<13;fj++){
        mes[j] = 0;
        hora[fj] = 0;
    }
}

/* ENTRADA DE DATOS EXTERNOS */
printf("De el número de mes y presione ENTER: ");
scanf("%d",&j);
if(j>12){
    printf("el mes no existe, corroborarlo: ");
    scanf("%d",&j);
}
printf("De el número de día y presione ENTER: ");
scanf("%d",&i);
if(i<0 || i>31){
printf("el día no existe, corroborarlo: ");
    scanf("%d",&i);
}
printf("De la hora solar (sin minutos) y presione ENTER: ");
scanf("%d",&fj);
printf("De los minutos y presione ENTER: ");
scanf("%lf",&min);

fprintf(modelo,"mes=\t%d\ndia=\t%d\nhora=\t%d\nminutos=\t%.2lf\n",j,i
,fj,min);
fprintf(modelo,"\n");

fprintf(modelo,"Do=\t%.4lf\nDi=\t%.4lf\nm=\t%.4lf\nteta=\t%d\n",Do,Di
,m,teta);
fprintf(modelo,"\n");

/* ESTABLECIMIENTO DE x, LA COORDENADA EN DIRECCIÓN DEL FLUJO EN m */
x = 0;
dt = 0;

printf("x\t\t\t\tTamb\t\tXi\t\tYi\t\tfr\t\tthfL\t\tFR\t\tthfr\t\tU_La\t\tUL\t\tPef\t\tqu\t\t
Tf\t\tTa\t\tTc\t\tTr\t\t\t\t\t");
fprintf(modelo,"x\t\t\t\tTamb\t\tXi\t\tYi\t\tfr\t\tthfL\t\tFR\t\tthfr\t\tU_La\t\tUL\t\tPef\t\t
qu\t\tTf\t\tTa\t\tTc\t\tTr\t\t\t\t\t");

/* ESTABLECIMIENTO DE LA TEMPERATURA DE FLUIDO, EN °C */
Tf_c = Ti;
Ta = Ti;
Tc = Tamb;
Tc_c = Tamb;
Tr = Tamb;
Tr_c = Tamb;
qu = 0.;

do{
    x = x + 0.1;
    min = min + dt;
    Tf = Tf_c;
}

```

```

hFL = 0.0;
U_La = 0.0;

/* CÁLCULO DE LA DENSIDAD DE LA MEZCLA LÍQUIDA EN kg/m3 */
rol = (890 - (Tf- FT)) + 4*(40 - 100*Xi);

/* CÁLCULO DE LA RELACIÓN DISTANCIA - TIEMPO */
At = PI*pow(Di,2)/4; /* ÁREA TRANSVERSAL DEL TUBO
                      ABSORBEDOR */
vel = m/(rol*At); /* VELOCIDAD DEL FLUIDO DENTRO
                  DEL TUBO */
dt = 0.1/(60*vel); /* DIFERENCIAL DE TIEMPO EN
                   UNCIÓN DE LA VELOCIDAD
                   CORRESPONDIENTE A LA
                   DENSIDAD EN MINUTOS */

/* CÁLCULO DE LA VISCOSIDAD DINÁMICA DE LA MEZCLA EN FASE LÍQUIDA EN kPa s
(kg/ms) */
if (0<=(Tf-(60+FT))&&(Tf-(60+FT))<=10){
    mu1 = (-78.545*Xi + 78.627)*(9.80665/1E6); /* PARA 60
                                                °C */
    mu2 = (-68*Xi + 67.473)*(9.80665/1E6); /* PARA 70
                                                °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (60 + FT))/10 + mu1;
}

if (0<(Tf-(70+FT))&&(Tf-(70+FT))<=20){
    mu1 = (-68*Xi + 67.473)*(9.80665/1E6); /* PARA 70
                                                °C */
    mu2 = (-45.091*Xi + 48.636)*(9.80665/1E6); /* PARA 90
                                                °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (70 + FT))/20 + mu1;
}

if (0<(Tf-(90+FT))&&(Tf-(90+FT))<=20){
    mu1 = (-45.091*Xi + 48.636)*(9.80665/1E6); /* PARA 90
                                                °C */
    mu2 = (-20.788*Xi + 32.642)*(9.80665/1E6); /* PARA 110
                                                °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (90 + FT))/20 + mu1;
}

if (0<(Tf-(110+FT))&&(Tf-(110+FT))<=20){
    mu1 = (-20.788*Xi + 32.642)*(9.80665/1E6); /* PARA 110
                                                °C */
    mu2 = (-13.69*Xi + 25.014)*(9.80665/1E6); /* PARA 130
                                                °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (110 + FT))/20 + mu1;
}

if (0<(Tf-(130+FT))&&(Tf-(130+FT))<=20){
    mu1 = (-13.69*Xi + 25.014)*(9.80665/1E6); /* PARA 130
                                                °C */
    mu2 = (-13.333*Xi + 20.273)*(9.80665/1E6); /* PARA 150
                                                °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (130 + FT))/20 + mu1;
}

```

```

/* CÁLCULO DE LA RADIACIÓN NORMAL A LA CUBIERTA */
if (min >= 0 && min < 60){
    Gbn = (ir[fj-6][j-1])*(1e6/3600);
}

if (min >= 60){
    Gbn = (ir[fj-5][j-1])*(1e6/3600);
}

/* DETERMINACIÓN DEL DÍA DEL AÑO Y CÁLCULO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE EN
°C */
fj1 = fj + min/60;

if (j==1){
    n=i; /* ENERO */
    Tamb=-0.2426*fj1*fj1+7.5051*fj1-29.317+FT;
}
if (j==2){
    n=31+i; /* FEBRERO */
    Tamb=-0.1753*fj1*fj1+5.7197*fj1-14.817+FT;
}
if (j==3){
    n=59+i; /* MARZO */
    Tamb=0.0165*fj1*fj1+0.4034*fj1+20.336+FT;
}
if (j==4){
    n=90+i; /* ABRIL */
    Tamb=0.016*fj1*fj1+0.2754*fj1+23.346+FT;
}
if (j==5){
    n=120+i; /* MAYO */
    Tamb=-0.0018*fj1*fj1+0.576*fj1+22.469+FT;
}
if (j==6){
    n=151+i; /* JUNIO */
    Tamb=0.0153*fj1*fj1+0.0761*fj1+23.959+FT;
}
if (j==7){
    n=181+i; /* JULIO */
    Tamb=0.0293*fj1*fj1-0.3772*fj1+25.583+FT;
}
if (j==8){
    n=212+i; /* AGOSTO */
    Tamb=0.0127*fj1*fj1+0.2384*fj1+22.109+FT;
}
if (j==9){
    n=243+i; /* SEPTIEMBRE */
    Tamb=-0.1767*fj1*fj1+5.1849*fj1-9.1553+FT;
}
if (j==10){
    n=273+i; /* OCTUBRE */
    Tamb=-0.232*fj1*fj1+6.4902*fj1-15.733+FT;
}
if (j==11){
    n=304+i; /* NOVIEMBRE */
    Tamb=-0.2362*fj1*fj1+6.9872*fj1-24.534+FT;
}

```

```

    }
    if (j==12){
        n=334+i; /* DICIEMBRE */
        Tamb=-0.2358*fj1*fj1+7.0052*fj1-26.256+FT;
    }

/* FACTOR DE CONVERSIÓN DE GRADOS A RADIANES */
    fc = PI/180;

/* CÁLCULO DE LA DECLINACIÓN */
    d=DEC*sin(360*fc*(NMIN+n)/NMAX);

/* CÁLCULO DEL ÁNGULO HORARIO */
    w=-(12 - fj1)*15;

    if (w>=0) c3=1;
    else c3=-1;

/* CÁLCULO DEL ÁNGULO ZENITH */
    z=acos(cos(fc*fi)*cos(fc*d)*cos(fc*w)+sin(fc*fi)*sin(fc*d))/fc;

/* CÁLCULO DEL ÁNGULO AZIMUTH */
    a=fi*(fi-d);
    if (a>=0) c2=1;
    else c2=-1;

    b=(double)tan(fc*d)/tan(fc*fi);

    if (fabs1(b)<=1){
wew=acos(b)/fc; /* ÁNGULO HORARIO CUANDO EL SOL ESTA
                    ORIENTADO HACIA EL OESTE */

        if (fabs1(w)<wew) c1=1;
        else c1=-1;
    }
    else c1=1;

    sa=asin(sin(fc*w)*cos(fc*d)/sin(fc*z))/fc;
    az=c1*c2*sa+c3*(1-c1*c2)*90;

/* CÁLCULO DEL FACTOR DE CORRECCIÓN P, LA RAZÓN DE CONCENTRACIÓN Y EL NO.
    PROMEDIO DE REFLEXIONES */
    P = 1-(g/(PI*Do));
    C = 1/(sin(teta*fc));
    N = 1-1/C;

/* CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA DIRECTA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
    tinc = acos(cos(fc*(fi-beta))*cos(fc*d)*cos(fc*w)+sin(fc*(fi-
    beta))*sin(fc*d))/fc;
    tr_c = -7E-10*pow(tinc,5)+7E-8*pow(tinc,4)-2E-6*pow(tinc,3)-4E-
    6*pow(tinc,2)+0.0007*tinc+0.9095;

/* CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA DIFUSA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
    tete = 44.86-0.0716*tinc+0.00512*pow(tinc,2)-
    0.00002798*pow(tinc,3);
    tr_cd = -7E-10*pow(tete,5)+7E-8*pow(tete,4)-2E-6*pow(tete,3)-
    4E-6*pow(tete,2)+0.0007*tete+0.9095;

```



```

/* CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA EQUIVALENTE DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL
*/
    tr_cpc = pow(re_r,N);

/* CÁLCULO DEL AREA DEL REFLECTOR, DEL ABSORBEDOR Y DE LA CUBIERTA */
    W = PI*Do/(sin(teta*fc));
    psi = 90+teta;
    e = (Do/2)*(sin(fc*psi)-(fc*psi)*cos(fc*psi));
    h = (W+2*e)/(2*tan(teta*fc));
    Ar = (x/2)*(sqrt(4*pow(h,2)+pow(W,2))+pow(W,2)/(2*h))*
    log((2*h+sqrt(4*pow(h,2)+pow(W,2)))/W));
    Aa = PI*Do*x;
    Ac = x*W;
    Pl = PI*Di;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE CUBIERTA Y AMBIENTE */
    hc_camb = (5.7+3.8*V)*(Ac/Aa);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE REFLECTOR Y AMBIENTE */
    hc_ramb = (5.7+3.8*V)*(Ar/Aa);

/* CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR ABSORBIDA */
    u = atan(tan(fc*z)*cos(fc*az))/fc;

    if (u>=(beta-teta) && u<=(beta+teta)){
        F = 1;
    }
    else F = 0;

    Gbc = F*Gbn*cos(tinc*fc);

    Gd = 0.2*Gbn;

    if (((beta+teta)*fc) < (PI/2)) {
        Gdc = Gd/C;
    }
    else Gdc = (Gd/2)*(1/C+cos(beta*fc));

    Gg = 120;

    if (((beta+teta)*fc) < (PI/2)){
        Ggc = 0;
    }
    else Ggc = (Gg/2)*(1/C-cos(beta*fc));

    S = (Gbc*tr_c+Gdc*tr_cd+Ggc*0.7)*tr_cpc*ab_a;

/* CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL ABSORBEDOR */
    qabs_a = Ac*Gbc*tr_c*pow(re_r,N)*P*ab_a*(1+re_a*re_c
    *pow(re_r,(2*N))*(Aa/Ac));

/* CÁLCULO DE LOS NOS. DE REYNOLDS Y DE PRANDTL */
    Re = 4*m/(mu*PI*Di);
    Pr = mu*Cp/kf;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO

```

```

DENTRO DEL ABSORBEDOR */
Nu = 0.023*pow(Re,0.8)*pow(Pr,0.4);

hfL = Nu*kf/Di;

hf = hfL;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN EL ABSORBEDOR */
U_La = pow((Do/(hf*Di)+(Do/(2*k))*log(Do/Di)), -1);

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL REFLECTOR */
do{
    Tr = (Tr + Tr_c)/2;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE REFLECTOR Y CIELO */
hr_rs = em_c*SB*(pow(Tr,2)+pow(Tsky,2))*
    (Tr+Tsky)*(Ar/Aa);

/* SUPOSICIÓN DE LA TEMPERATURA DE CUBIERTA EN K */
do{
    Tc = (Tc + Tc_c)/2;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE CUBIERTA Y CIELO */
hr_cs = em_c*SB*(pow(Tc,2)+pow(Tsky,2))*
    (Tc+Tsky)*(Ac/Aa);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE REFLECTOR Y CUBIERTA */
Fcr = 1;
hr_rc = SB*(pow(Tr,2)+pow(Tc,2))*(Tr+Tc)/((1-
    em_c)/em_c+((1-em_r)/em_r)*(Ac/Ar)+1/Fcr)*(Ar/Aa);

/* SUPOSICIÓN DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR EN K */
do{
    Ta = Ta + 0.001;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE ABSORBEDOR Y CUBIERTA */
hr_ac = SB*(pow(Ta,2)+pow(Tc,2))*(Ta+Tc)/
    (1/em_c+(1/em_a-1)*(Ac/Aa));

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE ABSORBEDOR Y CUBIERTA */
hc_ac = 3.25+0.0085*(Ta-Tc)/(2*Do);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE ABSORBEDOR Y REFLECTOR */
Far = 1;
hr_ar = SB*(pow(Tr,2)+pow(Ta,2))*(Tr+Ta)/((1-
    em_r)/em_r+((1-em_a)/em_a)*(Ar/Aa)+1/Far);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE ABSORBEDOR Y REFLECTOR */
hc_ar = 3.25+0.0085*(Ta-Tr)/(2*Do);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TOTALES EN EL ABSORBEDOR */
ht_cext = hc_camb+hr_cs; /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE LA CUBIERTA Y EL AMBIENTE */
ht_rext = hc_ramb+hr_rs; /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE EL REFLECTOR Y EL AMBIENTE */
ht_ac = hc_ac+hr_ac; /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE EL ABSORBEDOR Y LA CUBIERTA */

```

```

        ht_ar = hc_ar+hr_ar;          /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE EL ABSORBEDOR Y LA CUBIERTA */

        R1 = 1/ht_cext;                /* RESISTENCIA A
LA TRANSFERENCIA ENTRE LA CUBIERTA Y EL AMBIENTE */
        R7 = 1/(hr_rc+ht_ar);          /* RESISTENCIA A
LA TRANSFERENCIA DEL REFLECTOR HACIA LOS COMPONENTES */
        R9 = (1/ht_ac)*(1/ht_rext+R7)/
        (1/ht_ac+1/ht_rext+R7);

        UL = pow((R1+R9), -1);

/* CÁLCULO DEL FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR */
        Fef = (1/UL)/((1/UL)+(1/U_La));

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO EN LA COORDENADA x */
        Tf_c = ((Ti-Tamb)-(Ac/Aa)*(S/UL))*exp((-
        P1*Fef*x/(m*Cp))*UL)+(Ac/Aa)*(S/UL)+Tamb;

        qu_a = Aa*U_La*(Ta-Tf_c);
        qu_b = Ac*S-Aa*UL*(Ta-Tamb);

        )while(fabs((qu_a-qu_b)/qu_a) > 0.001);

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE LA CUBIERTA */
        Tc_c = ((hr_ac+hc_ac)*Ta+hr_cs*Tsky+hc_camb*Tamb-
        hr_rc*Tr)/(hc_ac+hr_ac+hr_cs+hc_camb-hr_rc);

        )while(fabs((Tc-Tc_c)/Tc) > 0.001);

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL REFLECTOR */
        Tr_c = ((hr_ar+hc_ar)*Ta+hc_ramb*Tamb+hr_rs*Tsky-
        hr_rc*Tc)/(hr_ar+hc_ar+hc_ramb+hr_rs-hr_rc);

        )while(fabs((Tr-Tr_c)/Tr) > 0.001);
        fprintf(modelo, "%11f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.41f\t%.41f\t%.21f
\t%.41f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.21f
\t%.21f\t%.41f\n", x, min, Tamb-
        FT, Xi, Yi, fr, hfL, FR1, hfr, U_La, UL, Fef, qu_a/Ac, Tf_c-FT, Ta-FT, Tc_c-
        FT, Tr_c-FT, ef);
        printf("%11f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.41f\t%.41f\t%.21f\t%.41f
\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.21f
\t%.41f\n", x, min, Tamb-
        T, Xi, Yi, fr, hfL, FR1, hfr, U_La, UL, Fef, qu_a/Ac, Tf_c-FT, Ta-FT, Tc_c-
        FT, Tr_c-FT, ef);

        )while(To>Tf_c);

        fclose(modelo);
}

```

Modelo Detallado en Estado Estacionario

```

/* mod-cpc3.c */
/* CALCULA LA TEMPERATURA DEL REFLECTOR, DE FLUIDO Y DE CUBIERTA DE UN
CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO CON FLUJO TURBULENTO */
/* 4-OCTUBRE-01 */

```

```
/* PROGRAMÓ: NAGHELLI ORTEGA AVILA */
```

```
#include <stdio.h>
#include <math.h>
#include <stdlib.h>
#include <time.h>
```

```
#define PI 3.141592654
#define DEC 23.45
#define NMAX 365
#define NMIN 284
#define SB 5.6697E-8 /* CTE. DE STEFAN-BOLTZMAN EN W/(m^2 K^4) */
#define FT 273.16 /* FACTOR DE CONVERSION A GRADOS CENTÍGRADOS */
#define Ti 333.16 /* TEMPERATURA DE ENTRADA AL COLECTOR EN K */
#define To 381.16 /* TEMPERATURA DE SALIDA DEL COLECTOR EN K */
#define Tsat 360.16 /* TEMPERATURA DE SATURACIÓN DE LA MEZCLA A
XL=0.38 EN K */
#define Tsky 292.16 /* TEMPERATURA DE CIELO EN K */
#define P0 2 /* PRESIÓN DE REFERENCIA EN MPa */
#define T0 100 /* TEMPERATURA DE REFERENCIA EN K */
#define Pi 1.1 /* PRESIÓN DE OPERACIÓN EN MPa */
#define Do 0.060325 /* DIÁMETRO EXTERNO DEL TUBO ABSORBEDOR EN m */
#define Di 0.052502 /* DIÁMETRO INTERNO DEL TUBO ABSORBEDOR EN m */
#define rov 9.4 /* DENSIDAD DE LA MEZCLA EN FASE VAPOR EN kg/m3
(CONSTANTE) */
#define conc 0.3873 /* CONCENTRACIÓN DE REFERENCIA EN PESO DE LA
MEZCLA AMONIACO-AGUA EN FASE LÍQUIDA */
#define Ma 17.031 /* PESO MOLECULAR DEL AMONIACO EN kg/kg-mol */
#define Mw 18.016 /* PESO MOLECULAR DEL AGUA EN kg/kg-mol */
#define ab_a 0.85 /* ABSORTANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define em_a 0.80 /* EMITANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define re_a 0.15 /* REFLECTANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define tr_a 0.05 /* TRANSMITANCIA DEL ABSORBEDOR, ADIMENSIONAL */
#define ab_c 0.05 /* ABSORTANCIA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
#define em_c 0.85 /* EMITANCIA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
#define re_c 0.05 /* REFLECTANCIA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
#define ab_r 0.10 /* ABSORTANCIA DEL REFLECTOR, ADIMENSIONAL */
#define em_r 0.03 /* EMITANCIA DEL REFLECTOR, ADIMENSIONAL */
#define re_r 0.85 /* REFLECTANCIA DEL REFLECTOR, ADIMENSIONAL */
#define teta 15 /* APERTURA DEL COLECTOR EN ° */
#define beta 15 /* INCLINACIÓN DEL COLECTOR EN ° */
#define fi 18.35 /* LATITUD DE CUERNAVACA EN ° */
#define m 0.0483 /* FLUJO MÁSIICO DE SOLUCIÓN EN kg/s */
#define V 0.143 /* VELOCIDAD DEL VIENTO EN m/s */
#define g 0.02 /* DISTANCIA ENTRE REFLECTOR Y ABSORBEDOR EN m */
#define k 16.3 /* CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL MATERIAL DEL
ABSORBEDOR EN W/(m K) */
#define kf 0.41 /* CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL FLUIDO EN W/(m K) */
#define Cp 4270 /* CALOR ESPECÍFICO DEL FLUIDO EN J/kgK */
#define lamda 1346 /* CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN DEL FLUIDO EN
kJ/kg */
```

```
double
```

```
ir[13][12]={0.000,0.000,0.000,0.115,0.198,0.278,0.223,0.184,0.038,0.000,0.0
00,0.000,0.262,0.368,0.624,0.733,0.721,0.863,0.731,0.824,0.600,
0.435,0.305,0.222,0.074,1.003,1.409,1.451,1.371,1.523,1.305,
1.560,1.262,1.075,0.935,0.813,1.563,1.969,2.216,2.177,1.912,
```

```

2.178,1.877,2.298,1.936,1.739,1.601,1.446,2.158,2.555,2.918,2.8
02,2.420,2.735,2.364,2.932,2.521,2.321,2.191,2.009,2.569,2.857,
3.397,3.226,2.763,3.110,2.691,3.360,2.918,2.718,2.596,2.397,2.7
15,3.560,3.566,3.376,2.884,3.243,2.807,3.511,3.058,2.860,2.741,
2.536,2.569,2.857,3.397,3.226,2.763,3.110,2.691,3.360,2.918,2.7
18,2.596,2.397,2.158,2.555,2.918,2.802,2.420,2.735,2.364,2.932,
2.521,2.321,2.191,2.009,1.563,1.969,2.216,2.177,1.912,2.178,1.8
77,2.298,1.936,1.739,1.601,1.446,0.892,1.003,1.409,1.451,1.317,
1.523,1.305,1.560,1.262,1.075,0.935,0.813,0.262,0.368,0.625,0.7
33,0.721,0.863,0.731,0.824,0.600,0.435,0.305,0.222,0.000,0.000,
0.000,0.115,0.198,0.278,0.223,0.184,0.038,0.000,0.000,0.000);

int mb[14]={0,0,0,0,1,1,1,2,4,5,5,6,13};
int nb[14]={0,1,2,3,4,0,1,2,3,0,0,1,0,1};
double ab[14]={3.22302,-0.384206,0.0460965,-.00378945,0.00013561,0.487755,
-0.120108,0.0106154,-0.000533589,7.85041,-11.5941,-0.052315,
4.89596,0.0421059};

int mc[14]={0,0,0,0,1,2,2,3,4,5,6,7,7,8};
int nc[14]={0,1,6,7,0,1,2,2,3,4,5,6,7,7};
double ac[14]={19.8022017,-11.8092669,27.747798,-28.8634277,-59.1616608,
578.091305,-6.21736743,-3421.98402,11940.3127,-24541.3777,
29159.1865,-18478.229,23.4819434,4803.10617};

FILE *modelo;

main()
{
    int i,j,ci,cj,fj,mi=0,ni=0,mj=0,nj=0,n,c1,c2,c3;
    int mes[12],hora[13];
    double a,ai=0.0,aj=0.0,az,Aa,Ac,Ar,At,b,B0,C,coef,cof,d,dt,e,fc,fj1,
    FR1,fr,F,Fef,Far,Fcr,G,Gd,Gg,Gbc,Gdc,Ggc,h,hc_ac,hc_camb,hf,hfL,hfr,h
    r_ac,hr_ar,hr_cs,hc_ar,hc_amb,hr_rs,hr_rc,ht_cext,ht_rext,ht_ac,ht_a
    r;

    double mu,muv,mu1,mu2,N,Nu,nj1,P,Pl,Pr,pot,pot1,psi,pt,pt1,qabs_a,qu,
    qu_a,qu_b,rel,rol,R1,R7,R9,Re,sa,S,T,Ta,Ta_c,Tamb,Tc,Tc_c,tete,Tf,Tf_
    c,tinc,tr_c,tr_cd,tr_cpc,Tr,Tr_c,u,U_La,UL,vel,w,W,wew,x,Xi=0.0,Xtt,X
    X=0.0,Yi=0.0,YY=0.0,z;

    double min=0.0,Gbn=0.0;

    modelo = fopen("a:modcpc3.dat","w");

    fprintf(modelo,"MODELO TÉRMICO DE UN CPC\nmodelo.c\n");
    fprintf(modelo,"\n");

    /* INICIALIZACIÓN DE LOS CONTADORES Y LAS VARIABLES PARA LEER LA
    RADIACIÓN Y LA TEMPERATURA AMBIENTE */
    for(j=0;j<12;j++){
        for(fj=0;fj<13;fj++){
            mes[j] = 0;
            hora[fj] = 0;
        }
    }

    /* ENTRADA DE DATOS EXTERNOS */

```

```

printf("De el número de mes y presione ENTER: ");
scanf("%d",&j);
if(j>12){
    printf("el mes no existe, corroborarlo: ");
    scanf("%d",&j);
}
printf("De el número de día y presione ENTER: ");
scanf("%d",&i);
if(i<0 || i>31){
printf("el día no existe, corroborarlo: ");
    scanf("%d",&i);
}
printf("De la hora solar (sin minutos) y presione ENTER: ");
scanf("%d",&fj);
printf("De los minutos y presione ENTER: ");
scanf("%lf",&min);

fprintf(modelo,"mes=\t%d\n dia=\t%d\n hora=\t%d\n minutos=\t%.2lf\n",j,i
,fj,min);
fprintf(modelo,"\n");

fprintf(modelo,"Do=\t%.4lf\n Di=\t%.4lf\n m=\t%.4lf\n teta=\t%d\n",Do,Di
,m,teta);
fprintf(modelo,"\n");

/* ESTABLECIMIENTO DE x, LA COORDENADA EN DIRECCIÓN DEL FLUJO EN m */
x = 0;
dt = 0;

printf("Tf\tTa\tTc\tTr\ttef\n");
fprintf(modelo,"Tf\tTa\tTc\tTr\ttef\n");

/* ESTABLECIMIENTO DE LA TEMPERATURA DE FLUIDO, EN SC */
Tf_c = Ti;
Ta = Ti;
Tc = Tamb;
Tc_c = Tamb;
Tr = Tamb;
Tr_c = Tamb;
qu = 0.;

do{
    x = x + 0.1;
    min = min + dt;
    Tf = Tf_c;
    hfL = 0.0;
    U_La = 0.0;

/* CÁLCULO DE LA CONCENTRACIÓN EN LA FASE LÍQUIDA Y EN LA FASE VAPOR */
    if(Tf >= Tsat){
        T = Tf;
        XX = 1.0001;          /* CONCENTRACIÓN MOLAR */

        do{
            coef = 0.0;
            XX -= 0.0001;

```

```

rel = log(P0/Pi);

for(ci=1;ci<15;ci++){
    mi = mb[ci-1];
    ni = nb[ci-1];
    ai = ab[ci-1];

    errno = 0;
    pot = pow((1-XX),mi);

    if(errno) pot = 1;

    errno = 0;
    pt = pow(rel,ni);

    if(errno) pt = 1;

    coef += ai*pot*pt;
}

T = T0*coef;

}while (fabs((T - Tf)/Tf) > 0.0001);

Xi = XX*Ma/(XX*Ma + (1 - XX)*Mw);      /* TRANSFORMACIÓN
                                         A CONCENTRACIÓN EN PESO */

    if (Xi<0 || Xi>1){
printf("ERROR EN LA CONCENTRACIÓN LÍQUIDA");
    exit(0);
}
YY = 0.0;
cof = 0.0;

for(cj=1;cj<15;cj++){
    mj = mc[cj-1];
    nj = nc[cj-1];
    aj = ac[cj-1];

    errno = 0;
    pot1 = pow((P/P0),mj);

    if(errno) pot1 = 1;

    nj1 = (double) nj/3;

    errno = 0;
    pt1 = pow(XX,nj1);

    if(errno) pt1 = 1;

    cof += aj*pot1*pt1;
}

YY = 1 - exp((log(1 - XX))*cof);
Yi = YY*Ma/(YY*Ma + (1 - YY)*Mw);      /* TRANSFORMACIÓN

```

```

A CONCENTRACIÓN EN PESO */
}
else{
    Xi = conc;
    Yi = 0.0;
}

/* CÁLCULO DE LA DENSIDAD DE LA MEZCLA LÍQUIDA EN kg/m3 */
rol = (890 - (Tf- FT))+ 4*(40 - 100*Xi);

/* CÁLCULO DE LA RELACIÓN DISTANCIA - TIEMPO */
At = PI*pow(Di,2)/4;          /* AREA TRANSVERSAL DEL TUBO
                              ABSORBEDOR */
vel = m/(rol*At);           /* VELOCIDAD DEL FLUIDO DENTRO
                              DEL TUBO */
dt = 0.1/(60*vel);         /* DIFERENCIAL DE TIEMPO EN
                              FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD
                              CORRESPONDIENTE A LA
                              DENSIDAD EN MINUTOS */

/* CÁLCULO DE LA VISCOSIDAD DINÁMICA DE LA MEZCLA EN FASE LÍQUIDA EN kPa s
(kg/ms) */
if (0<=(Tf-(60+FT))&&(Tf-(60+FT))<=10){
    mu1 = (-78.545*Xi + 78.627)*(9.80665/1E6);    /* PARA 60
                                                    °C */
    mu2 = (-68*Xi + 67.473)*(9.80665/1E6);      /* PARA 70
                                                    °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (60 + FT))/10 + mu1;
}

if (0<(Tf-(70+FT))&&(Tf-(70+FT))<=20){
    mu1 = (-68*Xi + 67.473)*(9.80665/1E6);      /* PARA 70
                                                    °C */
    mu2 = (-45.091*Xi + 48.636)*(9.80665/1E6); /* PARA 90
                                                    °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (70 + FT))/20 + mu1;
}

if (0<(Tf-(90+FT))&&(Tf-(90+FT))<=20){
    mu1 = (-45.091*Xi + 48.636)*(9.80665/1E6); /* PARA 90
                                                    °C */
    mu2 = (-20.788*Xi + 32.642)*(9.80665/1E6); /* PARA 110
                                                    °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (90 + FT))/20 + mu1;
}

if (0<(Tf-(110+FT))&&(Tf-(110+FT))<=20){
    mu1 = (-20.788*Xi + 32.642)*(9.80665/1E6); /* PARA 110
                                                    °C */
    mu2 = (-13.69*Xi + 25.014)*(9.80665/1E6);  /* PARA 130
                                                    °C */
    mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (110 + FT))/20 + mu1;
}

if (0<(Tf-(130+FT))&&(Tf-(130+FT))<=20){
    mu1 = (-13.69*Xi + 25.014)*(9.80665/1E6); /* PARA 130

```



```

                                *C */
mu2 = (-13.333*Xi + 20.273)*(9.80665/1E6); /* PARA 150
                                *C */
mu = (mu2 - mu1)*(Tf - (130 + FT))/20 + mu1;
}

/* CÁLCULO DE LA RADIACIÓN NORMAL A LA CUBIERTA */
if (min >= 0 && min < 60) Gbn = (ir[fj-6][j-1])*(1e6/3600);
if (min >= 60)Gbn = (ir[fj-5][j-1])*(1e6/3600);

/* DETERMINACIÓN DEL DÍA DEL AÑO Y CÁLCULO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE EN
°C */
fj1 = fj + min/60;

if (j==1){
    n=i; /* ENERO */
    Tamb=-0.2426*fj1*fj1+7.5051*fj1-29.317+FT;
}
if (j==2){
    n=31+i; /* FEBRERO */
    Tamb=-0.1753*fj1*fj1+5.7197*fj1-14.817+FT;
}
if (j==3){
    n=59+i; /* MARZO */
    Tamb=0.0165*fj1*fj1+0.4034*fj1+20.336+FT;
}
if (j==4){
    n=90+i; /* ABRIL */
    Tamb=0.016*fj1*fj1+0.2754*fj1+23.346+FT;
}
if (j==5){
    n=120+i; /* MAYO */
    Tamb=-0.0018*fj1*fj1+0.576*fj1+22.469+FT;
}
if (j==6){
    n=151+i; /* JUNIO */
    Tamb=0.0153*fj1*fj1+0.0761*fj1+23.959+FT;
}
if (j==7){
    n=181+i; /* JULIO */
    Tamb=0.0293*fj1*fj1-0.3772*fj1+25.583+FT;
}
if (j==8){
    n=212+i; /* AGOSTO */
    Tamb=0.0127*fj1*fj1+0.2384*fj1+22.109+FT;
}
if (j==9){
    n=243+i; /* SEPTIEMBRE */
    Tamb=-0.1767*fj1*fj1+5.1849*fj1-9.1553+FT;
}
if (j==10){
    n=273+i; /* OCTUBRE */
    Tamb=-0.232*fj1*fj1+6.4902*fj1-15.733+FT;
}
if (j==11){
    n=304+i; /* NOVIEMBRE */
    Tamb=-0.2362*fj1*fj1+6.9872*fj1-24.534+FT;
}

```

```

    }
    if (j==12){
        n=334+i;
        Tamb=-0.2358*fj1*fj1+7.0052*fj1-26.256+FT;
        /* DICIEMBRE */
    }

/* FACTOR DE CONVERSION DE GRADOS A RADIANTES */
fc = PI/180;

/* CÁLCULO DE LA DECLINACIÓN */
d=DEC*sin(360*fc*(NMIN+n)/NMAX);

/* CÁLCULO DEL ÁNGULO HORARIO */
w=-(12 - fj1)*15;

if (w>=0) c3=1;
else c3=-1;

/* CÁLCULO DEL ÁNGULO ZENITH */
z=acos(cos(fc*fi)*cos(fc*d)*cos(fc*w)+sin(fc*fi)*sin(fc*d))/fc;

/* CÁLCULO DEL ÁNGULO AZIMUTH */
a=fi*(fi-d);
if (a>=0) c2=1;
else c2=-1;

b=(double)tan(fc*d)/tan(fc*fi);

if (fabsl(b)<=1){
    wew=acos(b)/fc; /* ÁNGULO HORARIO CUANDO EL SOL ESTA
                    ORIENTADO HACIA EL OESTE */

    if (fabsl(w)<wew) c1=1;
    else c1=-1;
}
else c1=1;

sa=asin(sin(fc*w)*cos(fc*d)/sin(fc*z))/fc;
az=c1*c2*sa+c3*(1-c1*c2)*90;

/* CÁLCULO DEL FACTOR DE CORRECCIÓN P, LA RAZÓN DE CONCENTRACIÓN Y EL NO.
PROMEDIO DE REFLEXIONES */
P = 1-(g/(PI*Do));
C = 1/(sin(teta*fc));
N = 1-1/C;

/* CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA DIRECTA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
tinc = acos(cos(fc*(fi-beta))*cos(fc*d)*cos(fc*w)+sin(fc*(fi-
beta))*sin(fc*d))/fc;
tr_c = -7E-10*pow(tinc,5)+7E-8*pow(tinc,4)-2E-6*pow(tinc,3)-4E-
6*pow(tinc,2)+0.0007*tinc+0.9095;

/* CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA DIFUSA DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL */
tete = 44.86-0.0716*tinc+0.00512*pow(tinc,2)-
0.00002798*pow(tinc,3);
tr_cd = -7E-10*pow(tete,5)+7E-8*pow(tete,4)-2E-6*pow(tete,3)-
4E-6*pow(tete,2)+0.0007*tete+0.9095;

```

```

/* CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA EQUIVALENTE DE LA CUBIERTA, ADIMENSIONAL
*/
    tr_cpc = pow(re_r,N);

/* CÁLCULO DEL AREA DEL REFLECTOR, DEL ABSORBEDOR Y DE LA CUBIERTA */
    W = PI*Do/(sin(teta*fc));
    psi = 90+teta;
    e = (Do/2)*(sin(fc*psi)-(fc*psi)*cos(fc*psi));
    h = (W+2*e)/(2*tan(teta*fc));
    Ar = (x/2)*(sqrt(4*pow(h,2)+pow(W,2))+pow(W,2)/(2*h))*
    log((2*h+sqrt(4*pow(h,2)+pow(W,2)))/W));
    Aa = PI*Do*x;
    Ac = x*W;
    Pl = PI*Di;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE CUBIERTA Y AMBIENTE */
    hc_camb = (5.7+3.8*V)*(Ac/Aa);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE REFLECTOR Y AMBIENTE */
    hc_ramb = (5.7+3.8*V)*(Ar/Aa);

/* CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR ABSORBIDA */
    u = atan(tan(fc*z)*cos(fc*az))/fc;

    if (u>=(beta-teta) && u<=(beta+teta)){
        F = 1;
    }
    else F = 0;

    Gbc = F*Gbn*cos(tinc*fc);

    Gd = 0.2*Gbn;

    if (((beta+teta)*fc) < (PI/2)) {
        Gdc = Gd/C;
    }
    else Gdc = (Gd/2)*(1/C+cos(beta*fc));

    Gg = 120;

    if (((beta+teta)*fc) < (PI/2)){
        Ggc = 0;
    }
    else Ggc = (Gg/2)*(1/C-cos(beta*fc));

    S = (Gbc*tr_c+Gdc*tr_cd+Ggc*0.7)*tr_cpc*ab_a;

/* CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL ABSORBEDOR */
    qabs_a = Ac*Gbc*tr_c*pow(re_r,N)*P*ab_a*(1+re_a*re_c*pow
    (re_r, (2*N)))*(Aa/Ac);

/* CÁLCULO DE LA CALIDAD DE LA MEZCLA VAPOR/LÍQUIDO (EN FRACCIONES PESO)
*/
    fr = (conc - Xi)/(Yi - Xi);

/* CÁLCULO DE LOS NOS. DE REYNOLDS Y DE PRANDTL */

```

```

Re = 4*m*(1-fr)/(mu*PI*Di);
Pr = mu*Cp/kf;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO
DENTRO DEL ABSORBEDOR */
Nu = 0.023*pow(Re,0.8)*pow(Pr,0.4);

hfL = Nu*kf/Di;

/* CÁLCULO DE LA VISCOSIDAD DINÁMICA DE LA MEZCLA EN FASE VAPOR EN kPa s
(kg/ms) */
if (Tf>=Tsat){
    muv = (-0.8064+0.00687245*Tf -1.93571E-5*pow(Tf,2) +
    1.83333E-8*pow(Tf,3))*(1000/9.80665);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO
DURANTE EL PROCESO DE EVAPORACIÓN */
    qu = qu_a/Ac; /* CALOR ÚTIL POR UNIDAD DE
AREA EN W/m2 */

    G = m/At; /* FLUJO MÁSSICO POR UNIDAD
DE AREA TRANSVERSAL */
BO = qu/(1000*G*lamda); /* NÚMERO DE EBULLICIÓN,
ADIMENSIONAL */

    Xtt = pow(((1-fr)/fr),0.9)*pow((rov/rol),0.5)
*pow((mu/muv),0.1); /* CÁLCULO DEL FACTOR DE
MARTINELLI */

    hfr = 65*hfL*pow((1/Xtt),0.5)*pow(BO,0.15);
    hf = hfr;
}

else{
    hf = hfL;
    hfr = hfL;
    muv = 0;
}

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN EL ABSORBEDOR */
U_La = pow((Do/(hf*Di)+(Do/(2*k))*log(Do/Di)),-1);

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL REFLECTOR */
if (Tf>=Tsat){
    Tr = Tamb;
    Tr_c = Tamb;
}

do{
    Tr = (Tr + Tr_c)/2;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE REFLECTOR Y CIELO */
    hr_rs = em_c*SB*(pow(Tr,2)+pow(Tsky,2))*(Tr+Tsky)*
(Ar/Aa);

/* SUPOSICIÓN DE LA TEMPERATURA DE CUBIERTA EN K */

```

```

if (Tf>=Tsat){
    Tc = Tamb;
    Tc_c = Tamb;
}

do{
    Tc = (Tc + Tc_c)/2;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE CUBIERTA Y CIELO */
hr_cs = em_c*SB*(pow(Tc,2)+pow(Tsky,2))*(Tc+Tsky)*
(Ac/Aa);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE REFLECTOR Y CUBIERTA */
Fcr = 1;
hr_rc = SB*(pow(Tr,2)+pow(Tc,2))*(Tr+Tc)/((1-
em_c)/em_c+((1-em_r)/em_r)*(Ac/Ar)+1/Fcr)*(Ar/Aa);

/* SUPOSICIÓN DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR EN K */
if (Tf>=Tsat) Ta = Ti;

do{
    Ta = Ta + 0.001;

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE ABSORBEDOR Y CUBIERTA */
hr_ac = SB*(pow(Ta,2)+pow(Tc,2))*(Ta+Tc)
/(1/em_c+(1/em_a-1)*(Ac/Aa));

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE ABSORBEDOR Y CUBIERTA */
hc_ac = 3.25+0.0085*(Ta-Tc)/(2*Do);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE RADIATIVO ENTRE ABSORBEDOR Y REFLECTOR */
Far = 1;
hr_ar = SB*(pow(Tr,2)+pow(Ta,2))*(Tr+Ta)/((1-
em_r)/em_r+((1-em_a)/em_a)*(Ar/Aa)+1/Far);

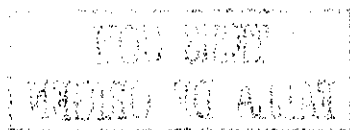
/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE ABSORBEDOR Y REFLECTOR */
hc_ar = 3.25+0.0085*(Ta-Tr)/(2*Do);

/* CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TOTALES EN EL ABSORBEDOR */
ht_cext = hc_camb+hr_cs; /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE LA CUBIERTA Y EL AMBIENTE */
ht_rext = hc_ramb+hr_rs; /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE EL REFLECTOR Y EL AMBIENTE */
ht_ac = hc_ac+hr_ac; /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE EL ABSORBEDOR Y LA CUBIERTA */
ht_ar = hc_ar+hr_ar; /* COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSFERENCIA ENTRE EL ABSORBEDOR Y LA CUBIERTA */

R1 = 1/ht_cext; /* RESISTENCIA A
LA TRANSFERENCIA ENTRE LA CUBIERTA Y EL AMBIENTE */
R7 = 1/(hr_rc+ht_ar); /* RESISTENCIA A
LA TRANSFERENCIA DEL REFLECTOR HACIA LOS COMPONENTES */
R9 = (1/ht_ac)*(1/ht_rext+R7)/
(1/ht_ac+1/ht_rext+R7);

UL = pow((R1+R9),-1);

```



```

/* CÁLCULO DEL FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR */
    Fef = (1/UL)/((1/UL)+(1/U_La));

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO EN LA COORDENADA x */
    Tf_c = ((Ti-Tamb)-(Ac/Aa)*(S/UL))*exp((-
    Pl*Fef*x/(m*Cp))*UL)+(Ac/Aa)*(S/UL)+Tamb;

    qu_a = Aa*U_La*(Ta-Tf_c);
    qu_b = Ac*S-Aa*UL*(Ta-Tamb);

    }while(fabs((qu_a-qu_b)/qu_a) > 0.001);

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE LA CUBIERTA */
    Tc_c = ((hr_ac+hc_ac)*Ta+hr_cs*Tsky+hc_camb*Tamb-
    hr_rc*Tr)/(hc_ac+hr_ac+hr_cs+hc_camb-hr_rc);

    }while(fabs((Tc-Tc_c)/Tc) > 0.001);

/* CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL REFLECTOR */
    Tr_c = ((hr_ar+hc_ar)*Ta+hc_ramb*Tamb+hr_rs*Tsky-
    hr_rc*Tc)/(hr_ar+hc_ar+hc_ramb+hr_rs-hr_rc);

    }while(fabs((Tr-Tr_c)/Tr) > 0.001);

fprintf(modelo,"%%.11f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.41f\t%.41f\t%.21f
\t%.41f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.21f
\t%.41f\n",x,min,Tamb-
FT,Xi,Yi,fr,hfL,FRl,hfr,U_La,UL,Fef,qu_a/Ac,Tf_c-FT,Ta-FT,Tc_c-
FT,Tr_c-FT,ef);
printf("%.11f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.41f\t%.41f\t%.21f\t%.41f\
\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.41f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\t%.21f\
\t%.41f\n",x,min,Tamb-
T,Xi,Yi,fr,hfL,FRl,hfr,U_La,UL,Fef,qu_a/Ac,Tf_c-FT,Ta-FT,Tc_c-
FT,Tr_c-FT,ef);

}while(To>Tf_c);

fclose(modelo);
)

```

APÉNDICE B

Datos de Temperatura Ambiente en Temixco, Mor.

Hora	Ene.	Febr.	Mar.	Abril	May.	Jun.	Julio	Agos.	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1	16.95	21.4	28.01	29.15	28.58	26.54	26.53	27.5	19.76	20.73	16.5	15.92
2	16.45	20.89	27.32	28.74	28.31	26.26	26.13	27.1	19.61	19.73	15.28	15.58
3	15.74	20.09	26.79	28.34	28.02	25.96	25.82	26.73	20.15	19.68	15.18	15.21
4	15.39	19.5	26.32	27.9	27.75	25.77	25.56	26.21	20.12	19.46	14.79	13.72
5	15.82	19.17	25.77	27.4	27.48	25.65	25.26	25.79	20.16	19.31	14.54	13.77
6	14.91	19.08	25.25	27.03	27.25	25.96	24.91	25.34	19.73	19.81	14.49	14.11
7	14.48	19.38	24.91	26.75	27.13	25.77	24.67	25.04	20.45	20.59	15.44	14.17
8	17	20.7	24.81	26.79	27.15	25.65	24.5	25.02	21.67	22.62	17.53	15.6
9	18.7	22.95	25.26	27.04	27.49	25.78	24.46	25.24	23.72	24.17	19.82	18.5
10	21.9	25.09	25.93	27.62	27.9	26.12	24.61	25.61	25.39	26.37	22.22	20.66
11	24.41	27.41	26.78	28.42	28.66	26.67	24.89	26.25	27.4	27.87	24.36	22.61
12	26.78	29.42	28.02	29.31	29.38	27.28	25.34	26.95	28.35	29.58	26.01	24.55
13	28.47	31.03	29.11	30.21	30.11	27.96	26.03	27.9	28.89	30.24	27.25	26.05
14	29.44	32.13	30.09	31.03	30.78	28.65	26.56	28.69	28.76	29.86	27.64	26.5
15	29.36	32.04	31.02	31.75	31.29	29.06	27.06	29.27	28.9	29.29	27.24	26.12
16	28.38	32.09	31.64	32.31	31.61	29.38	27.41	29.52	28.27	28.04	26.61	24.99
17	26.81	30.71	31.83	32.62	31.5	29.62	27.59	29.68	27.31	26.52	24.78	23.51
18	24.79	28.93	31.59	32.75	31.27	29.53	27.65	29.8	25.96	23.65	22.38	20.98
19	21.86	26.92	31.42	32.63	31.22	29.59	27.49	29.74	25.02	21.49	22.59	19.75
20	20.68	26.63	31	31.98	31.15	29.5	27.22	29.55	24.73	21.82	21.55	18.85
21	20.3	25.05	30.4	31.67	30.94	28.02	26.92	29.35	24.39	21.75	20.96	18.86
22	19.89	23	29.61	31.41	30.69	27.53	26.66	29.08	23.49	21.21	20.08	18.18
23	18.74	22.82	28.98	30.8	30.44	27.14	26.32	28.64	21.81	20.96	19.27	17.75
24	18.22	21.35	28.72	29.55	28.85	26.84	26.96	27.84	20.3	20.5	16.5	17.12

Datos de temperatura ambiente para días promedio de cada mes en Temixco, Morelos.
Referencia Centro de Investigación en Energía, UNAM.



Datos de Radiación Solar en Temixco, Mor.

Hora	Ene.	Febr.	Mar.	Abril	May.	Jun.	Julio	Agos.	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.
	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²	MJ/m ²
1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.00	0.00	0.00	0.12	0.20	0.28	0.22	0.18	0.04	0.00	0.00	0.00
7	0.26	0.37	0.62	0.73	0.72	0.86	0.73	0.82	0.60	0.44	0.31	0.22
8	0.89	1.00	1.41	1.45	1.32	1.52	1.31	1.56	1.26	1.08	0.94	0.81
9	1.56	1.97	2.22	2.18	1.91	2.18	1.88	2.30	1.94	1.74	1.60	1.45
10	2.16	2.56	2.92	2.80	2.42	2.74	2.36	2.93	2.52	2.32	2.19	2.01
11	2.57	2.86	3.40	3.23	2.76	3.11	2.69	3.36	2.92	2.72	2.60	2.40
12	2.72	3.56	3.57	3.38	2.88	3.24	2.81	3.51	3.06	2.86	2.74	2.54
13	2.57	2.86	3.40	3.23	2.76	3.11	2.69	3.36	2.92	2.72	2.60	2.40
14	2.16	2.56	2.92	2.80	2.42	2.74	2.36	2.93	2.52	2.32	2.19	2.01
15	1.56	1.97	2.22	2.18	1.91	2.18	1.88	2.30	1.94	1.74	1.60	1.45
16	0.89	1.00	1.41	1.45	1.32	1.52	1.31	1.56	1.26	1.08	0.94	0.81
17	0.26	0.37	0.63	0.73	0.72	0.86	0.73	0.82	0.60	0.44	0.31	0.22
18	0.00	0.00	0.00	0.12	0.20	0.28	0.22	0.18	0.04	0.00	0.00	0.00
19	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
21	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
22	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
23	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
24	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Datos de Irradiancia Solar para Temixco, Morelos.
Referencia Centro de Investigación en Energía, UNAM.