



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MODELO
DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN
CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO
APLICADO A LA REFRIGERACIÓN SOLAR**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA

ENERGÍA – SOLAR FOTOTÉRMICA

P R E S E N T A :

NAGHELLI ORTEGA AVILA

TUTOR:

DR. ROBERTO BEST Y BROWN

2008





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Jaime Cervantes de Gortari

Secretario: Dr. Roberto Best y Brown

Vocal: Dr. Rafael Almanza Salgado

1^{er}. Suplente: Dr. Octavio García Valladares

2^{do}. Suplente: Dr. Javier Siqueiros Alatorre

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA – UNAM

TUTOR DE TESIS:

DR. ROBERTO BEST Y BROWN

FIRMA

Para Andrea y Luis

con todo mi amor

AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Roberto Best y Brown, por su invaluable asesoría y apoyo en el desarrollo de la investigación para la producción de este trabajo. Especialmente, le agradezco todas sus enseñanzas, confianza y comprensión.

Al Dr. Octavio García Valladares por su valioso apoyo para el desarrollo del modelo numérico de transferencia de calor y por sus aportaciones y sugerencias para perfeccionar este trabajo.

A los doctores Rafael Almanza Salgado, Javier Siqueiros Alatorre y Jaime Cervantes de Gortari, por las observaciones y propuestas para mejorar este documento.

Al Dr. Victor Hugo Gómez Espinoza, por sus contribuciones y gran ayuda durante la etapa de desarrollo del sistema experimental de caracterización del concentrador solar, pero sobre todo por su invaluable amistad.

Al Centro de Investigación en Energía (CIE – UNAM), donde se desarrolló este trabajo de investigación.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por la beca que me fue otorgada durante mis estudios de doctorado.

Al proyecto de PAPIIT IN105602-3 de la DGAPA-UNAM y al proyecto U44764-Y del CONACyT por el financiamiento de este trabajo.

A mis buenos amigos: Maribel Fernández, Alejandro Ordaz, César García, Magali Popoca, Adrián Vidal, Carlos O. Rivera, Ulises Llamas, David Gama y José V. Herrera.

Y sobre todo a mi padres: Elsa y Miguel, y a mis hermanas: Lizbeth, Donaji y Elsie, porque siempre me han apoyado y creído en mí.

CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS	ix
NOMENCLATURA	xv
ARTÍCULOS PRODUCIDOS	xxi
RESUMEN	xxiii
ABSTRACT	xxv

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN

1.1. SITUACIÓN ENERGÉTICA MUNDIAL	1
1.1.1. EMISIÓN DE CONTAMINANTES	2
1.1.2. ENERGÍA RENOVABLES	2
1.1.2.1. <i>Energía Solar</i>	4
1.1.3. SITUACIÓN ENERGÉTICA EN MÉXICO.....	6
1.1.3.1. <i>Necesidades de enfriamiento en México</i>	7
1.2. OBJETIVO	7
1.2.1. OBJETIVO GENERAL	7
1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	7
1.3. JUSTIFICACIÓN	8
1.4. ANTECEDENTES	9
1.4.1. MODELOS PARA EL ANÁLISIS TÉRMICO DE CONCENTRADORES PARABÓLICOS COMPUESTOS.....	9
1.4.2. SISTEMAS SOLARES CON GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR.....	10
1.4.3. ANÁLISIS DEL FLUJO DE MEZCLAS BIFÁSICAS DE DOS COMPONENTES	11
1.4.4. ANÁLISIS DEL FLUJO DE FLUIDOS CON CAMBIO DE FASE	11
1.5. ALCANCE Y METODOLOGÍA	13
1.5.1. ALCANCE	13
1.5.2. METODOLOGÍA	13
1.6. REFERENCIAS	14

CAPÍTULO 2 BASES TEÓRICAS PARA EL DISEÑO DE UN CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO

2.1. INTRODUCCIÓN	17
2.2. CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO CON RECEPTOR TUBULAR.....	18
2.3. TRAZADO DE RAYOS	19
2.4. TRUNCAMIENTO DEL CPC	24
2.5. PROPIEDADES ÓPTICAS	27
2.5.1. CUBIERTA	27
2.5.2. REFLECTOR	27
2.5.3. ABSORBEDOR	27
2.5.3.1. <i>Superficie selectiva</i>	27
2.5.4. CÁLCULO DE PROPIEDADES ÓPTICAS	28
2.6. REFERENCIAS	29

CAPÍTULO 3 MODELO TERMODINÁMICO DEL CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO APLICADO COMO GENERADOR DE VAPOR DE AMONIACO-AGUA

3.1. INTRODUCCIÓN	31
3.1.1. CORRELACIONES PARA CALCULAR EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUJO EN EBULLICIÓN EN TUBOS	33
3.1.1.1. <i>Correlación de Churchill</i>	33
3.1.1.2. <i>Correlación de Gnielinski</i>	33
3.1.1.3. <i>Correlación de Zürcher, Thome y Favrat</i>	34
3.1.1.4. <i>Correlación de Kandlikar</i>	34
3.1.1.5. <i>Correlación de Rouhani y Axelsson</i>	34
3.1.1.6. <i>Correlación de Friedel</i>	34
3.2. MODELO ORIGINAL DEL CONCENTRADOR SOLAR	34
3.3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA	35
3.4. MODELO TÉRMICO DESARROLLADO	36
3.4.1. FLUJO INTERNO DE FLUIDO	37
3.4.1.1. <i>Propiedades termodinámicas y de transporte de la mezcla amoniaco-agua</i>	39

3.4.1.2. <i>Evaluación de coeficientes empíricos</i>	41
3.4.1.3. <i>Condiciones iniciales</i>	41
3.4.2. PARED DEL TUBO ABSORBEDOR	41
3.4.3. TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONCENTRADOR SOLAR	42
3.4.3.1. <i>Parámetros solares</i>	44
3.4.3.2. <i>Coefficiente total de pérdidas de calor</i>	45
3.5. RESOLUCIÓN NUMÉRICA	48
3.6. SIMULACIÓN DEL CONCENTRADOR SOLAR ACOPLADO CON UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN COMPLETO	48
3.7. REFERENCIAS	50

CAPÍTULO 4 **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA UNIDAD
EXPERIMENTAL PARA LA CARACTERIZACIÓN
DEL CONCENTRADOR PARABÓLICO
COMPUESTO**

4.1. INTRODUCCIÓN	53
4.2. DISEÑO DEL CONCENTRADOR SOLAR COMO GENERADOR DE VAPOR	53
4.2.1. RAZÓN DE CONCENTRACIÓN REAL	54
4.2.2. TRAZADO DE RAYOS	57
4.2.3. MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN DEL CONCENTRADOR.....	58
4.2.3.1. <i>Cubierta</i>	58
4.2.3.2. <i>Reflector</i>	58
4.2.3.3. <i>Absorbedor y superficie selectiva</i>	60
4.2.4. DIMENSIONADO DEL MÓDULO DE CONCENTRACIÓN SOLAR	61
4.3. CONSTRUCCIÓN DEL CONCENTRADOR SOLAR	62
4.4. MONTADO DEL CONCENTRADOR SOLAR	65
4.5. DISEÑO DE LA UNIDAD EXPERIMENTAL PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL CONCENTRADOR SOLAR	66
4.5.1. TANQUES DE ALMACENAMIENTO	67
4.5.2. INSTRUMENTACIÓN	69
4.5.2.1. <i>Medición de la radiación solar</i>	70
4.5.2.2. <i>Medición de la temperatura</i>	71
4.5.2.3. <i>Medición del flujo másico</i>	72
4.5.2.4. <i>Medición de presión</i>	73

4.5.3. TUBERÍA, VÁLVULAS Y CONEXIONES	74
4.5.4. ADQUISICIÓN DE DATOS	76
4.5.5. PUESTA A PUNTO	76
4.6. REFERENCIAS	77

CAPÍTULO 5 RESULTADOS

5.1. INTRODUCCIÓN	79
5.2. RESULTADOS TEÓRICOS	79
5.2.1. ANÁLISIS DE DOS CORRELACIONES PARA CALCULAR EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DE LA MEZCLA AMONIACO-AGUA	81
5.2.2. EFECTO DE ALGUNOS PARÁMETROS DE DISEÑO EN EL DESEMPEÑO DEL CPC	83
5.2.3. ANÁLISIS DE UN DÍA TÍPICO DE OPERACIÓN CON EL CONCENTRADOR SOLAR DE DISEÑO	88
5.2.4. ACOPLAMIENTO ENTRE EL CONCENTRADOR SOLAR DE DISEÑO Y UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	90
5.3. RESULTADOS EXPERIMENTALES	92
5.3.1. RESULTADOS CON FLUJOS BAJOS DE AGUA	94
5.3.2. RESULTADOS CON FLUJOS ALTOS DE AGUA.....	95
5.3.2.1. <i>Resultados de la distribución radial de temperatura en la pared del tubo absorbedor</i>	100
5.3.3. RESULTADOS CON FLUIDO ESTANCADO	103
5.4. CONCLUSIONES	106
5.5. REFERENCIAS	107

CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES	109
6.2. RECOMENDACIONES	111
6.2.1. RECOMENDACIONES PARA EL MODELO TEÓRICO	112
6.2.2. RECOMENDACIONES PARA MEJORAR LA UNIDAD EXPERIMENTAL.....	112

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS

Figura 1.1	Distribución de la producción de energía total primaria en 2004 (Total de 165Mtoe)	6
Figura 2.1	Elementos utilizados para generar las coordenadas del espejo de un CPC ideal no truncado.....	18
Figura 2.2	Formulación vectorial de reflexión	20
Figura 2.3	Representación geométrica de los ángulos sustentados entre dos líneas, L_1 y L_2 , con respecto a un sistema de coordenadas de referencia	24
Figura 2.4	Concentradores con $\theta_C = 40^\circ$, 35° y 30° . Las porciones sólidas representan una cúspide completamente desarrollada con $\theta_C = 40^\circ$ y cúspides con $\theta_C = 35^\circ$ y 30° truncadas a una razón de concentración de 0.56x.....	26
Figura 3.1	Sistema continuo de refrigeración por absorción amoníaco-agua, con un CPC como generador de vapor y un calentador auxiliar para garantizar el suministro de calor	35
Figura 3.2	Concentrador parabólico compuesto de absorbedor tubular. Se muestra el ángulo medio de aceptación (θ_C), el área de apertura (A_c), el área absorbidora (A_a), el área reflectora (A_r), los segmentos del reflector (MN y NO), el diámetro del tubo absorbedor (D), la altura del concentrador (H), su ancho (W), y su longitud (L)	36
Figura 3.3	Sección transversal del tubo absorbedor. Se muestra el flujo interno de fluido (m), la temperatura de entrada ($T_{f,i}$) y de salida del fluido ($T_{f,o}$), el punto donde inicia el proceso de evaporación (L_s) con una temperatura de saturación ($T_{f,s}$), y el flujo de calor superficial (q_u)	37
Figura 3.4	Discretización de la pared del tubo absorbedor.....	42
Figura 3.5	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	45
Figura 4.1	Curvatura del concentrador parabólico compuesto de diseño, con un ángulo medio de apertura de 15° y un diámetro externo de tubo absorbedor de 0.0603m	54
Figura 4.2	Variación de la razón de concentración con respecto al área de reflector.....	55
Figura 4.3	Reducción en el área de reflector con respecto a la razón de concentración reducida.....	56
Figura 4.4	Variación de la longitud, el calor útil, el área de reflector y el área de apertura del concentrador con respecto a la disminución en razón de concentración debido al truncado	56
Figura 4.5	Sección truncada del concentrador de diseño.....	57

Figura 4.6	Trazado de rayos en el CPC truncado con $C = 3.5x$, con ángulos de inclinación de los rayos solares de 15° , 12° , 9° y 6°	58
Figura 4.7	Reflectancia espectral de las tres muestras de acero inoxidable calidad espejo, en función de la longitud de onda, en el rango visible	59
Figura 4.8	Reflectancia espectral de las dos muestras de aluminio altamente pulido, en función de la longitud de onda, en el rango visible.....	59
Figura 4.9	Efecto de la superficie selectiva sobre la temperatura	61
Figura 4.10	Estructura del concentrador solar.....	62
Figura 4.11	Concentrador solar final.....	62
Figura 4.12	Detalle de conexiones realizadas en el tubo absorbedor	63
Figura 4.13	Vista frontal del concentrador armado.....	64
Figura 4.14	Detalle lateral del concentrador armado.....	65
Figura 4.15	Montura ecuatorial con un grado de libertad de movimiento	65
Figura 4.16	Prototipo del concentrador montado sobre la base de acero con cinco ángulos de inclinación (0° , 10° , 21° , 30° y 40°).....	66
Figura 4.17	Sistema experimental para la evaluación del concentrador parabólico compuesto. Consta de un CPC, dos tanques de almacenamiento, una bomba, un sensor de flujo y una montura para el concentrador	67
Figura 4.18	Termotanque con control e instrumentación.....	68
Figura 4.19	Detalle del controlador digital de temperatura del termotanque	68
Figura 4.20	Tanque de almacenamiento de agua caliente	69
Figura 4.21	Distribución de sensores de temperatura en el tubo absorbedor del CPC. Se colocaron en siete posiciones a lo largo del tubo, numeradas del 1 al 7, y en cuatro puntos cardinales en cada posición, denominadas N, S, E y O, para obtenerse un total de 28 sensores.....	69
Figura 4.22	Piranómetros instalados para monitorear su respuesta.....	70
Figura 4.23	Curva de calibración del piranómetro Eppley.....	70
Figura 4.24	Calibrador de sensores de temperatura y sistema de calibración.....	71
Figura 4.25	Detalle de termopares distribuidos radialmente en el tubo absorbedor y de perforaciones en la lamina reflectora	72
Figura 4.26	Vista frontal del CPC con el tubo absorbedor montado con sus termopares	72
Figura 4.27	Sensor de flujo por efecto Coriolis instalado en plataforma	73
Figura 4.28	Instalación de prueba para calibrar sensores de presión	74
Figura 4.29	Transductor diferencial de presión montado en plataforma.....	74
Figura 4.30	Conexión de salida del concentrador parabólico compuesto	75

Figura 4.31	Radiación solar absorbida para las cuatro inclinaciones del concentrador seleccionadas en sus intervalos de operación durante el año	77
Figura 5.1	Diagrama de flujo del programa de resolución del modelo teórico desarrollado	80
Figura 5.2	Coefficiente convectivo de transferencia de calor de la mezcla amoniaco-agua y calor útil calculados para el 15 de marzo de 1996 al mediodía solar con modelos de Rivera y Best, y de Zürcher et al	82
Figura 5.3	Temperaturas de los componentes del CPC y la mezcla para el 15 de marzo	82
Figura 5.4	Configuraciones de CPC con ángulo medio de aceptación variable, área de apertura constante y diámetro del tubo absorbedor de 60.3mm	84
Figura 5.5	Configuraciones del CPC con diámetro del tubo absorbedor variables, área de apertura constante y ángulo medio de aceptación de 15°. Para los diámetros entre 21.3mm y 48.3mm se consideró un ancho del concentrador de 0.2312m y longitud de 100m. Para los casos con diámetro de 60.3mm a 101.6mm se seleccionó un ancho de 0.6634m y longitud de 34.85m. Estas configuraciones corresponden a tubos de acero al carbón o aluminio, para tubería de acero inoxidable varían un poco los diámetros nominales	84
Figura 5.6	Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo de un CPC para siete diámetros diferentes del tubo absorbedor de acero al carbón. Se muestra una leyenda para cada eje <i>y</i> , donde las curvas se organizaron en orden descendente.....	85
Figura 5.7	Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo de un CPC con cinco ángulos medios de aceptación.....	86
Figura 5.8	Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo de un CPC para tres recubrimientos del tubo absorbedor de acero al carbón y tres materiales del reflector. Las leyendas se establecieron como reflector/recubrimiento, donde HPA-PL significa aluminio altamente pulido con capa protectora, HPA significa aluminio altamente pulido, MQSS significa acero inoxidable calidad espejo, CSS significa superficie selectiva comercial y CBP significa pintura negra comercial	87
Figura 5.9	Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo del CPC de diseño (15 de marzo al mediodía solar).....	89
Figura 5.10	Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo del CPC para un día típico de operación.....	89
Figura 5.11	Sistema de refrigeración solar por absorción de la mezcla amoniaco-agua con un CPC como generador de vapor	90
Figura 5.12	Distribución de temperatura del fluido y los componentes del CPC y calidad del vapor a lo largo del concentrador para los cuatro casos analizados	92

Figura 5.13 Condiciones de flujo y radiación para la corrida del 10 de marzo de 2006 a las 12:15h.....	93
Figura 5.14 Condiciones de temperatura y presión para la corrida del 10 de marzo de 2006 a las 12:15h.....	94
Figura 5.15 Curvas de eficiencia para los tres flujos bajos: 1.5kg/min, 3kg/min y 4.5kg/min.....	95
Figura 5.16 Curvas de eficiencia para los dos flujos altos: 10kg/min y 15kg/min.....	96
Figura 5.17 Comparación entre las curvas de eficiencia obtenidas para los datos experimentales y la simulación teórica con un flujo de 10kg/min.....	96
Figura 5.18 Comparación entre las curvas de eficiencia obtenidas para los datos experimentales y la simulación teórica con un flujo de 15kg/min.....	97
Figura 5.19 Curvas de eficiencia para flujos de 10kg/min y 15kg/min e inclinaciones del concentrador de 21° y 30°	97
Figura 5.20 Calor útil extraído por el fluido en función de la temperatura de entrada del fluido de trabajo.....	98
Figura 5.21 Área de colección solar requerida para obtener un calor útil de 2.28kW	99
Figura 5.22 Comparación de la temperatura de salida del agua entre los resultados teóricos y experimentales para ambos flujos altos	99
Figura 5.23 Comparación del incremento de temperatura del agua entre los resultados numéricos y experimentales para ambos flujos altos.....	100
Figura 5.24 Distribución de temperatura de los sensores 1-N, 1-S, 1-E y 1-O del tubo absorbedor para la corrida del 10 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 30°	101
Figura 5.25 Distribución de temperatura en las cuatro posiciones radiales del tubo absorbedor para cuatro instantes distintos de la corrida del 10 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 30°	102
Figura 5.26 Distribución de temperatura en las cuatro posiciones radiales del tubo absorbedor para cuatro instantes distintos de la corrida del 13 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 21°.....	103
Figura 5.27 Distribución de temperatura en las cuatro posiciones radiales del tubo absorbedor para cuatro instantes distintos de la corrida del 13 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 30°.....	104
Figura 5.28 Distribución de temperatura de los sensores 1-O, 2-O, 3-O, 4-O, 5-O, 6-O y 7-O para la corrida del 11 de julio de 2007, completamente inundado y con fluido estancado ($m = 0\text{kg/min}$), inclinación de 30° y concentrador cubierto ($I = 0\text{W/m}^2$)	105
Figura 5.29 Distribución de temperatura de los sensores 1-O, 2-O, 3-O, 4-O, 5-O, 6-O y 7-O para la corrida del 11 de julio de 2007, completamente inundado y con fluido estancado ($m = 0\text{kg/min}$), inclinación de 30° y concentrador descubierto ($I > 0\text{W/m}^2$).....	105

Figura 5.30	Distribución de temperatura de los sensores 1-O, 2-O, 3-O, 4-O, 5-O, 6-O y 7-O para la corrida del 11 de julio de 2007 a las 12:58pm, con el tubo vacío ($m = 0\text{kg/min}$), inclinación de 30° y concentrador descubierto ($I > 0\text{W/m}^2$)	106
Tabla 5.1	Características geométricas de las configuraciones analizadas con tubo de acero al carbón y aluminio correspondientes a 24 casos estudiados	83
Tabla 5.2	Características geométricas del módulo CPC de diseño	88
Tabla 5.3	Propiedades radiativas de los componentes del CPC de diseño	88
Tabla 5.4	Comparación de resultados de un sistema de refrigeración operando durante un día típico acoplado con el CPC de diseño	91
Tabla 5.5	Condiciones de evaluación del CPC diseñado	92

NOMENCLATURA

A	Área de transferencia de calor [m^2]
b	Ordenada al origen de la recta que representa a un rayo solar [adimensional]
C	Razón de concentración solar [adimensional]
COP	Coefficiente de operación [adimensional]
C_p	Calor específico [$\text{kJ}/(\text{kg K})$]
d	Distancia entre dos puntos conocidos [m]
d_n	Día del año [adimensional]
D	Diámetro [m]
E	Ecuación del tiempo [minutos]
f	Factor de fricción [adimensional]
f_r	Coefficiente de resistencia de un tubo [adimensional]
F_R	Factor de remoción de calor [adimensional]
FR	Razón de flujo [adimensional]
g	Constante gravitacional [9.8066 m/s^2]
G	Flujo de velocidad [$\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$]
G_b	Irradiancia directa sobre una superficie horizontal [W/m^2]
G_d	Irradiancia difusa sobre una superficie horizontal [W/m^2]
G_{bn}	Irradiancia directa normal al plano [W/m^2]
G_{rt}	Irradiancia reflejada por la tierra sobre una superficie horizontal [W/m^2]
G_n	Irradiancia total normal al plano [W/m^2]
h	Entalpía [kJ/kg]
H	Altura [m]
I	Radiación solar [W/m^2]
k	Conductividad térmica [$\text{W}/(\text{m K})$]
L	Longitud [m]
m	Masa [kg]
M	Peso molecular [kg/kgmol]
m_p	Pendiente de la recta que representa a un rayo solar [adimensional]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]

n	Factor de refracción [adimensional]
p	Perímetro [m]
P	Presión [bar]
Q	Flujo de calor [W]
q	Flujo de calor por unidad de área [W/m^2]
q_u	Ganancia de calor útil por unidad de área [W/m^2]
q_{wall}	Flujo de calor por unidad de área del fluido hacia la pared del tubo [W/m^2]
r	Radio del tubo absorbedor [m]
\vec{r}	Vector unitario de rayo incidente
\vec{r}''	Vector unitario de rayo reflejado
\vec{n}	Vector unitario normal a la superficie
R	Resistencia térmica [$(m^2 K)/W$]
S	Energía solar absorbida por unidad de área [W/m^2]
t	Tiempo [s]
T	Temperatura [K]
T^*	Temperatura reducida [adimensional]
U_L	Coefficiente total de pérdidas de calor [$W/(m^2 K)$]
VC	Volumen de control
\vec{V}_x	Velocidad en la dirección axial [m/s]
W	Ancho de la cubierta [m]
x	Coordenada axial
x_g	Calidad del vapor [adimensional]
X	Concentración en peso [adimensional]
X_m	Fracción molar de amoníaco en fase líquida [adimensional]
y	Coordenada espacial
Y_m	Fracción molar de amoníaco en fase vapor [adimensional]

Letras griegas

α	Absortancia [adimensional]
α_s	Altitud solar [grados]
α_{tc}	Coefficiente de transferencia de calor [$W/(m^2 K)$]
β	Ángulo de inclinación del concentrador [grados]

β_a	Ángulo de inclinación del tubo absorbedor [grados]
χ	Variable genérica dependiente [adimensional]
δ	Declinación solar [grados]
ε	Emitancia [adimensional]
ε_g	Fracción de vacío [adimensional]
ε_{ra}	Rugosidad absoluta [m]
ϕ	Latitud [grados]
γ_s	Ángulo acimutal solar [grados]
η	Eficiencia [adimensional]
φ	Ángulo de generación de involuta [radianes]
μ	Viscosidad dinámica [kg/(m s)]
θ	Ángulo de incidencia sobre una superficie inclinada [grados]
θ_C	Ángulo medio de aceptación [grados]
θ_e	Ángulo de incidencia equivalente [grados]
θ_z	Ángulo cenital solar [grados]
ρ	Reflectancia [adimensional]
ρ_d	Densidad [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzman [5.6697×10^{-8} W/(m ² K ⁴)]
τ_s	Tensión superficial [N/m]
τ	Transmitancia [adimensional]
v	Velocidad del viento [m/s]
ϖ	Ángulo entre dos rectas [radianes]
ω	Longitud de la línea tangente al receptor partiendo de un punto determinado sobre la curva del reflector [m]
ω_h	Ángulo horario [grados]
ζ	Efectividad [adimensional]
Δx	Paso de discretización espacial [m]
Δt	Paso de discretización temporal [s]
Φ	Multiplicador friccional en dos fases [adimensional]
Γ	Ángulo diario [radianes]

Números adimensionales

Pr	Número de Prandtl ($\mu C_p / \lambda$)
Re	Número de Reynolds ($\rho \bar{V} D / \mu$)

Subíndices

<i>a</i>	Pared del tubo absorbedor
<i>AB</i>	Absorción
<i>amb</i>	Ambiente
<i>arc</i>	Arco
<i>b</i>	Directa
<i>c</i>	Cubierta
<i>co</i>	Conductivo
<i>CO</i>	Condensación
<i>CPC</i>	Dentro del ángulo de aceptación
<i>d</i>	Difusa
<i>df</i>	Dos fases
<i>EV</i>	Evaporación
<i>f</i>	Fluido
<i>g</i>	Fase vapor
<i>GE</i>	Generación
<i>H₂O</i>	Agua
<i>i</i>	Entrada
<i>in</i>	Interno
<i>inv</i>	Involuta
<i>j</i>	Número de volumen de control
<i>l</i>	Fase líquida
<i>NH₃</i>	Amoniaco
<i>NR</i>	Nuevo rayo
<i>o</i>	Salida
<i>out</i>	Externo
<i>overall</i>	Total
<i>par</i>	Parábola

<i>pc</i>	Punto crítico
<i>r</i>	Reflector
<i>ra</i>	Radiativo
<i>rt</i>	Reflejada por la tierra
<i>s</i>	Saturación
<i>sol</i>	Relativo a la solución amoniaco-agua
<i>solar</i>	Solar
<i>sk</i>	Cielo
<i>t</i>	Sección transversal del flujo
<i>t-abs</i>	Sección transversal del tubo absorbedor
<i>wall</i>	Pared
λ	Monocromático

Superíndices

n_r	Número promedio de reflexiones
–	Promedio aritmético sobre un volumen de control
~	Promedio integral sobre un volumen de control
<i>o</i>	Valor en un instante previo

ARTÍCULOS PRODUCIDOS

En revistas con arbitraje:

1. Ortega, N., García-Valladares, O., Best, R., Gómez, V.H. (2008) Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapour generator in an absorption refrigerator, *Renewable Energy*, 33, pp. 2064 – 2076.

En congresos internacionales:

1. Ortega, N., Best, R. (2002) *Modeling of a compound parabolic concentrator with direct vapor generation for refrigeration applications*, Proceedings of the 11th Symposium International SolarPACES, Zurich, Switzerland, pp. 621 – 627.
2. Ortega, N., Best, R. (2003) *Modelación y diseño de un concentrador parabólico compuesto con generación directa de vapor de amoníaco*, Memorias de la Primera Convención Internacional de Energía y Medio Ambiente, Santiago de Cuba, Cuba.
3. Ortega, N., García-Valladares, O., Best, R. (2004) *Two-phase flow modeling in a solar concentrator with ammonia evaporation*, Proceedings of the 3rd International Symposium on Two-Phase Modeling and Experimentation, Pisa, Italy, agc06.
4. Ortega, N., García-Valladares, O., Best, R. (2004) *Thermal analysis of a compound parabolic concentrator designed to evaporate ammonia*, Proceedings of the World Renewable Energy Congress VIII, Denver, Colorado, USA, ST59.
5. Ortega, N., García-Valladares, O., Best, R. (2005) *Optimized design of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator*, Proceedings of the 5th International Symposium on Multiphase Flow, Heat Mass Transfer and Energy Conversion, Xian, China.
6. Ortega, N., Best, R., García-Valladares, O., Gómez, V.H. (2007) *Direct evaporation of ammonia in a CPC concentrator coupled to an absorption system*, Proceedings of the Heat Transfer in Components and Systems for Sustainable Energy Technologies: Heat SET 2007, Chambéry, France.

En congresos nacionales:

1. Ortega, N., Best, R. (2002) *Aplicación de un concentrador parabólico compuesto como generador de vapor en un refrigerador por absorción*, Memorias de la XXVI Semana Nacional de Energía Solar, Chetumal, Q. R., pp. 225 – 230.
2. Ortega, N., Best, R., Oskam, A., García-Valladares, O. (2003) *Diseño y metodología de prueba de un concentrador parabólico compuesto para evaporación de la mezcla amoníaco-agua*, Memorias de la XXVII Semana Nacional de Energía Solar, Chihuahua, Ch., pp. 209 – 214.

3. Ortega, N., García-Valladares, O., Best, R., Vidal, A. (2005) *Generación directa de vapor de amoníaco en un concentrador parabólico compuesto*, Memorias de la XXIX Semana Nacional de Energía Solar, Tuxtla Gutiérrez, Chi., México, SSDA06.
4. Ortega, N., Gómez, V.H., Gama, D., Best, R., García-Valladares, O. (2006) *Resultados experimentales de la evaluación de la eficiencia térmica de un CPC operando con agua*, Memorias de la XXX Semana Nacional de Energía Solar, Veracruz, Ver., México, TST28.

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el análisis numérico del proceso de generación directa de vapor de amoniaco en un concentrador parabólico compuesto de eje lineal, utilizado como generador de vapor de la mezcla amoniaco-agua en un sistema de refrigeración por absorción de operación continua. Con los resultados obtenidos se diseñó un concentrador que fue analizado experimentalmente utilizando agua como fluido de trabajo.

El modelo consistió en la simulación numérica unidimensional, mediante el método de volúmenes de control, de tres subsistemas acoplados: análisis de la transferencia de calor en el flujo en dos fases en estado transitorio, usando un modelo de flujo separado; cálculo de la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor, considerando conducción transversal de calor; y determinación del calor útil que se obtiene del análisis térmico del concentrador solar.

Mediante dicho modelo se analizó el efecto de los siguientes parámetros de diseño sobre la cantidad de calor útil y la fracción de vapor obtenidos del concentrador solar: el ángulo medio de aceptación del concentrador, el diámetro y el tipo de revestimiento del tubo absorbedor, y los materiales de fabricación de la cubierta, el reflector y el tubo absorbedor. Se determinó que el parámetro más importante es la selección del material reflector, seguido del diámetro del tubo absorbedor, el tipo de revestimiento (superficie selectiva), y el ángulo medio de aceptación.

Con estos resultados fue posible diseñar un concentrador parabólico compuesto para generar vapor de amoniaco, cuyas características son las siguientes: ángulo medio de apertura de 15° , diámetro del tubo absorbedor de 0.0603m, razón de concentración solar de 3.5x, tubo absorbedor de acero al carbón, cubierta de cristal templado y reflector de aluminio altamente pulido.

Se realizó el análisis de un sistema continuo de refrigeración solar por absorción amoniaco-agua durante un día típico de operación, utilizando el modelo desarrollado del concentrador solar para examinar el proceso de generación de vapor. Se evaluaron los siguientes parámetros: el coeficiente de operación, la capacidad de enfriamiento, la relación de flujo, la fracción solar y la eficiencia total. En teoría, el sistema de refrigeración (con un concentrador parabólico compuesto de 35m de longitud) podría producir 3.8kW de enfriamiento a -10°C , con una temperatura de salida del vapor de amoniaco en el CPC de alrededor de 93°C , un coeficiente de operación de 0.437 y una eficiencia total de 21.2% al mediodía solar.

En la segunda parte del proyecto se realizó el diseño, construcción y caracterización de una unidad experimental para la evaluación de un prototipo de 2m de longitud del concentrador diseñado con anterioridad.

Con esta unidad de pruebas fue posible determinar el calor útil obtenido, la eficiencia instantánea y la distribución de temperatura del fluido a lo largo del tubo absorbedor para diferentes condiciones de operación, utilizando agua como fluido de trabajo.

Las pruebas experimentales se dividieron en tres grupos: flujos bajos de 1.5kg/min a 4.5kg/min, flujos altos de 10kg/min y 15kg/min, y fluido estancado. Se fijaron cinco diferentes temperaturas de entrada, entre la ambiente y 70°C , e inclinaciones del concentrador de 21° y

30°. Bajo las condiciones de operación analizadas se extrajo un calor útil máximo de 0.54kW, con flujo másico de 15kg/min y temperatura de entrada de 33.8°C.

Se determinó que, para producir 2.28kW de calor útil – equivalentes a 1kW de enfriamiento en el sistema de refrigeración analizado –, se requieren hasta 20 módulos de CPC conectados en serie (o 30m² de área de colección solar), con flujos de entre 10kg/min y 15kg/min. Por lo tanto, es preferible operar con flujos superiores a 10kg/min para garantizar una capacidad de enfriamiento alta.

La tendencia que se logró apreciar a partir de los resultados de la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor, fue que a medida que el fluido avanza por el tubo su temperatura aumenta ligeramente, disminuye levemente, se vuelve a incrementar, y después se estabiliza. Esta tendencia es afectada por la inclinación del concentrador y no por el nivel del flujo másico.

Finalmente, la comparación entre los resultados experimentales y numéricos muestra que el modelo del concentrador parabólico compuesto sobrestima la temperatura de salida del fluido y la eficiencia instantánea por factores mayores al 100%. Esto se atribuye a algunas deficiencias del modelo numérico en cuanto a la valoración de las propiedades termodinámicas y de transporte de la mezcla amoníaco-agua, la evaluación del coeficiente de transferencia de calor en el concentrador solar y la estimación de las propiedades radiativas de los componentes del concentrador; así como a problemas inherentes a la medición de las variables en la unidad experimental de caracterización del concentrador solar y a pérdidas de calor adicionales.

ABSTRACT

A detailed one-dimensional numerical model describing the heat and fluid dynamic behaviour inside a compound parabolic concentrator (CPC) used as an ammonia-water vapour generator has been developed. This generator could be applied in a continuous absorption refrigeration system. From the results obtained, a solar concentrator was designed, which was experimentally tested using water as working fluid.

The numerical model was divided in three coupled sub-routines: a transient two-phase fluid heat transfer analysis, applying a separated model; the determination of the absorber tube temperature distribution, considering cross heat conduction; and the useful heat gain calculation from the solar concentrator thermal analysis. This model was solved by the control volume method.

The developed CPC model was applied to analyze the effects – over useful heat gain and vapour quality – of selected design parameters that included: the acceptance half-angle and length of the CPC, the diameter and selective surface of the absorber tube, and the material properties of the cover, the reflector and the absorber tube.

It was found that the most important design parameter were the reflector material selection, followed in order of priority by the absorber tube diameter and coating, and the acceptance half-angle. The material of the absorber tube and cover were not significant in the production of ammonia vapour, although corrosion could represent a problem inside the absorber tube, therefore, material selection must be done carefully.

A compound parabolic concentrator with the following characteristics was designed: acceptance half-angle of 15° , absorber tube diameter of 0.0603m, solar concentration ratio of 3.5x, carbon steel absorber tube, tempered glass cover, and highly polished aluminium reflector.

The refrigeration system analysis (CPC model coupled to an absorption refrigeration system) was carried out for a typical operation day in order to examine the vapour generation process. The following parameters were evaluated: coefficient of performance, flow ratio, solar fraction, cooling capacity, and overall efficiency.

It is theoretically possible to directly produce ammonia-water vapour in a 35m long CPC module coupled to a single stage ammonia-water refrigeration system. The system analysed can produce 3.8kW of cooling at -10°C , with a outlet fluid temperature of 93°C , a coefficient of performance of 0.437, and an overall efficiency at solar noon of 21.2%. For larger cooling needs a number of CPC modules can be connected in parallel to produce the ammonia-water vapour required.

The second part of the project consisted on the design, construction and characterization of an experimental test unit in order to evaluate a 2m length CPC prototype previously designed. It was possible to determine the useful energy gain, instantaneous efficiency, and fluid temperature distribution along absorber tube for several operation conditions, using water as fluid working.

Experimental tests were divided into three groups: low flows from 1.5 to 4.5kg/min, high flows of 10 and 15kg/min, and stagnant fluid. Five different inlet temperatures were fixed, between ambient and 70°C, and two slopes of 21° and 30°. Under these working conditions a maximum useful heat gain of 0.54kW was obtained, with a mass flow of 15kg/min and inlet temperature of 33.8°C.

Up to twenty CPC experimental modules in series are required in order to produce 2.28kW of useful energy gain – equivalent to 1kW of cooling on the refrigeration system analyzed –, with flows between 10 and 15kg/min. Therefore, a mass flow higher than 10kg/min is required to guarantee a high cooling capacity.

The tendency that was appreciated from wall absorber tube temperature distribution was that as fluid advances along the tube its temperature lightly increases, after decreases a little and increases again until gets stable. This tendency was affected for the CPC tilt and does not for the mass flow.

Finally, experimental and numerical results comparison shows that the CPC model overestimates the outlet fluid temperature and instantaneous efficiency for a factor higher than 100%. This discrepancy could be attributed to some deficiencies in the thermodynamic and transport properties, CPC heat transfer coefficient evaluation, and radiative properties of CPC components of the numerical model, as well as inherent problems to the variable measurement at the experimental unit and to some additional heat losses.

1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta un panorama general de la situación energética mundial, haciendo un análisis más profundo de la demanda energética en México, en particular, en el campo de las energías renovables aplicadas al enfriamiento. Se establecen los objetivos, antecedentes y justificación de este proyecto de investigación.

1.1 Situación Energética Mundial

De acuerdo con la Agencia Internacional de Energía [1], se proyectó que la demanda de energía primaria se expandirá casi en un 60% entre 2002 y 2030, alcanzando 16.5 billones de toneladas equivalentes de petróleo.

Los combustibles fósiles continuarán dominando el uso global de energía, al contabilizar cerca del 85% del aumento en la demanda de energía primaria. El petróleo permanecerá como el combustible más usado y comercializado en la mezcla de energía primaria. Debido a esto aumentará la vulnerabilidad del mundo a un shock en el precio del petróleo por posibles alteraciones en el abastecimiento.

Dos tercios del aumento en la demanda de energía primaria en el mundo entre 2002 y 2030 provendrán de los países en desarrollo. El aumento de su participación en esta demanda resulta de su crecimiento económico y demográfico más acelerado.

En los países desarrollados se espera que los aumentos en los precios reales a los consumidores finales (resultado de la reducción gradual en los subsidios y el aumento en los precios internacionales) casi no afecten el crecimiento de su demanda de energía.

A pesar del fuerte incremento en el uso de energía en las regiones en desarrollo, el consumo per cápita permanecerá mucho menor que en el resto del mundo, y para el 2030 será 4.5 y 4 veces menor que en los países miembros de la OECD y en las economías en transición, respectivamente. En general, el uso de energía permanecerá concentrado en el hemisferio norte.

Las fuentes mundiales de energía son adecuadas para satisfacer el aumento proyectado en la demanda de energía hasta el 2030, aunque en México se habla de que sus reservas actuales durarán hasta el 2018. El problema es cuánto costará desarrollar y transportar combustibles fósiles y otras fuentes para satisfacer la demanda. No se espera un colapso de la oferta por al menos las siguientes tres décadas, aunque algunos cuellos de botella efímeros pueden limitar la oferta de un determinado combustible en un cierto tiempo y aumentar los precios. En 2008, el marcador de referencia estadounidense, West Texas Intermediate, ha alcanzado máximos históricos cercanos a 150 dólares por barril, influenciando el repunte de la mezcla mexicana de crudo de exportación. Este máximo se debió principalmente a la baja del dólar con respecto al euro, a la creciente demanda del combustible y a la estrechez en la producción de las naciones agrupadas en la Organización de Países Exportadores de Petróleo (OPEP).

Los países en desarrollo, donde la producción y demanda aumentará más rápidamente, requerirán alrededor de la mitad de la inversión global en el sector energético como un todo. Las mayores necesidades de inversión serán en los países de la OECD de Norteamérica con 3.4 trillones de dólares.

Más de la mitad de toda esta inversión se irá simplemente en mantener el nivel presente de suministro. Será necesario reemplazar la mayoría de la capacidad de producción mundial actual de petróleo, gas y carbón para el 2030. Las necesidades financieras en las economías de transición y las regiones en desarrollo son mucho mayores con relación al tamaño de sus economías que en el caso de los países del OECD. En general, los riesgos de inversión son también mayores en estas regiones.

1.1.1 Emisión de Contaminantes

Las emisiones globales de dióxido de carbono (CO₂) crecerán en un 1.7% por año en el periodo de 2002 a 2030, llegando a 38 billones de toneladas, que representan un aumento del 62%, sobre el nivel del 2002. Casi el 70% de dicho aumento provendrá de los países en desarrollo. Los países de la OECD contabilizan el 54% de las emisiones totales en 2002, los países en desarrollo el 36% y las economías en transición el 10%.

Para 2010, las emisiones de CO₂ relacionadas con la energía serán 39% mayores que en 1990, mientras que la demanda de energía crecerá en un 2%.

Con la adopción de estándares ambientales más estrictos y directrices para las emisiones de gases invernadero, es claro que los sistemas de energías renovables se acreditarán por sus ventajas inherentes en la disminución de las emisiones. Estos beneficios ambientales contribuirán a disminuir sus costos y a generar las oportunidades detrás de las iniciativas políticas. Sin embargo, la prioridad es lograr avances tecnológicos sustanciales para mejorar el factor costo-beneficio.

El Protocolo de Kioto, creado por países industrializados y economías en transición, pretende reducir para el periodo de 2008 a 2012 sus emisiones totales de gases invernadero al menos un 5% por debajo de los niveles que tenían en 1990. Para alcanzar sus metas, los países implementaron medidas de reducción de emisiones domésticas o mecanismos flexibles de uso internacional.

Para tomar efecto, el Protocolo de Kioto debía ratificarse por al menos 55 naciones, y los países involucrados debían representar al menos el 55% del grupo con el total de emisiones en 1990. Después de la ratificación de Rusia, el Protocolo entró en vigor el 16 de febrero de 2005; para diciembre de 2007, 176 países y una organización económica regional lo han ratificado (61.6%), con la principal excepción de Estados Unidos que, junto con China, son los países con mayores emisiones contaminantes del planeta.

Recientemente, en la Conferencia realizada por el Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (IPCC) de la Organización de Naciones Unidas en Bali, Indonesia, se resolvió negociar de forma efectiva un tratado que reemplazaría al de Kioto con el fin de buscar cuantificar y verificar la reducción de emisiones contaminantes por parte de países industrializados, además de incluir a los países en desarrollo. Dicho tratado deberá aprobarse en la 15 sesión de la convención a realizarse en Copenhague (2009).

1.1.2 Energías Renovables

Las energías renovables son esenciales para satisfacer la demanda de energía, reduciendo la dependencia hacia las fuentes de combustibles fósiles, y creando oportunidades para mitigar las emisiones de gases invernadero. La definición de renovables incluye combustibles renovables y energía de desecho, hidroelectricidad, geotérmica, solar, viento, mareas y olas.

Conceptualmente, se pueden definir tres generaciones de tecnologías renovables [2], las de primera generación surgieron de la revolución industrial a finales del siglo XIX e incluyen la hidroeléctrica, la combustión de biomasa y el calor y potencia geotérmicos, las de segunda generación incluyen el calentamiento y enfriamiento solar, la energía eólica, formas modernas de bioenergía y solar-fotovoltaica, y los de tercera generación están aún en proceso de desarrollo y comprenden la potencia por concentración solar, la energía de océanos, sistemas geotérmicos mejorados y sistemas de bioenergía integrados.

En 2004, las renovables contabilizaban el 13.3% de los 11059Mtep del suministro total de energía primaria en el mundo [2]. Los combustibles renovables y la energía de desecho (97% de los cuales son biomasa) representan el 79.6% del total, seguido por las hidroeléctricas (16.5%), geotérmicas (3.1%), viento (0.5%) y solar (0.3%).

La principal restricción durante las últimas décadas para el avance de las energías renovables ha sido el factor costo-efectividad. Con excepción de las grandes hidroeléctricas, la biomasa (para obtención de calor) y los grandes proyectos geotérmicos, el costo promedio de la energía renovable no es competitivo con los precios de la electricidad y los combustibles fósiles. Así, el mayor reto que enfrentan estas tecnologías es avanzar en su desarrollo hasta el punto donde se logre generar energía a costos competitivos con las fuentes convencionales.

Los costos de capital de las renovables disminuirán en el futuro. La velocidad de declinación dependerá de la velocidad a la que se usen y la madurez de cada tecnología. La mayor disminución será en los costos de la fotovoltaica, aunque hoy en día la más competitiva es la energía eólica, cuyos costos iniciales se reducirán sustancialmente, así como los de la solar térmica y de las mareas. Los costos de las hidroeléctricas permanecerán en general sin cambio, dado que su tecnología es bien conocida y madura.

El consumo de energía renovable aumentará a más de 2200Mtep en 2030, un incremento de casi el 60% con respecto al 2002. La acción agregada de las renovables en el consumo de energía total permanecerá sin cambio aparente. La contribución de las hidroeléctricas permanecerá estable, y la de las otras renovables aumentará.

Las tres cuartas partes de la energía renovable se consumen actualmente en países en desarrollo, principalmente como biomasa e hidropotencia. Ellos permanecerán siendo los mayores consumidores de renovables en el futuro, pero su consumo global caerá a dos tercios para el 2030. Esto se debe a que la biomasa tradicional perderá mercado y será reemplazada por otros combustibles, y a que el uso de renovables aumentará sustancialmente en los países miembros de la OECD.

La aplicación de la energía geotérmica, solar, viento, mareas y olas crecerá más rápido que la de cualquier otra fuente de energía primaria, a un promedio de 5.7% por año hasta el 2030, pero su contribución a la demanda mundial permanecerá aún baja, dado que comienza de una base muy pobre [3]. El mayor incremento de aplicación será en el sector eléctrico, donde su contribución en la generación total de electricidad crecerá del 1% en 2002 al 4% en 2030 y ocurrirá principalmente en países de la OECD, muchos de los cuales tiene políticas para alentar la adopción de nuevas tecnologías renovables.

El uso de biomasa comercial, calentadores solares de agua y calor geotérmico en la industria y construcción aumentará. El consumo de energía solar para calentamiento de agua aumentará de 4Mtep en 2002 a 35Mtep en 2030.

1.1.2.1 Energía solar

A pesar del considerable potencial de la energía solar en los sectores doméstico e industrial, en muchos escenarios y proyecciones se subestima su posible contribución a la satisfacción de la demanda total de energía [4]. Las tecnologías térmicas solares tienen un gran potencial para proveer una solución libre de carbón a la demanda energética humana – como es el de alrededor de la mitad de la energía térmica requerida –, ya que después de varias décadas de desarrollo han alcanzado un grado de madurez técnica que las hace bastante confiables.

Numerosas barreras impiden aún su diseminación [4]. La mayoría de las limitaciones técnicas han sido eliminadas, aunque desafortunadamente, los errores del pasado han creado desconfianza en la mayoría de los mercados. Otras barreras incluyen los altos costos de inversión, las fallas para explicar sus beneficios ambientales y su seguridad energética, el entrenamiento insuficiente de los operadores profesionales, los incentivos mal logrados, las barreras legales y la falta de concienciación de su potencial por parte de los gobernantes y consumidores.

Hay una gran discrepancia entre la madurez de los mercados en países que poseen economías y condiciones climáticas similares, lo cual se refleja en las grandes diferencias en la contribución solar térmica per cápita; estas diferencias se deben principalmente a la antigüedad de políticas similares para incentivar financieramente el uso de tecnologías solares y a sus diferencias culturales.

Muchos países usan calentadores de agua solares, aunque sólo en unos pocos, como Israel y Chipre, tales calentadores proveen una parte sustancial de las necesidades energéticas para calentamiento de agua. La energía solar también se utiliza para calentamiento de albercas y confort, pero en una porción muy pequeña. Alrededor del 90% de la energía solar se aplica en el sector residencial, lo cual se espera sin cambio para 2030 [1]. El uso de calor solar se cree que aumentará a cerca de 35Mtep para 2030.

Con respecto a las tecnologías para enfriamiento y calentamiento, su viabilidad económica depende de las condiciones locales, desde los costos de construcción hasta la distribución de la demanda de calor a lo largo del año.

Enfriamiento solar

Aunque los enfriadores operados eléctricamente han alcanzado un estándar relativamente alto en cuanto al consumo de energía, aún requieren una gran cantidad de electricidad y ocasionan picos de carga significativos en las redes eléctricas. Se estima que en México alrededor del 15% del total del consumo de energía eléctrica se usa para aplicaciones en refrigeración [5]. Por ello la necesidad de nuevas soluciones con menores consumos de electricidad y de generación de cargas pico.

Hoy, las tecnologías solares logran mayor atención debido al fuerte crecimiento a nivel mundial de la demanda de energía con metas ambiciosas sobre la contribución de las energías renovables en general y de la solar en particular. Estas metas sólo se lograrán si se incluyen aplicaciones como el enfriamiento y el acondicionamiento de espacios.

El uso de energía solar térmica como alternativa para aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración ha alcanzado un alto grado de aceptación y representa una alternativa económica para las máquinas de enfriamiento operadas eléctricamente [6], además de que los colectores solares son más eficientes y los costos de los sistemas en general han disminuido.

Parece lógico entonces usar energía solar para enfriamiento, dado que en muchas aplicaciones las cargas de enfriamiento y la ganancia solar ocurren más o menos al mismo tiempo. El enfriamiento solar se obtiene operando eléctricamente usando sistemas fotovoltaicos o produciendo calor mediante radiación solar y utilizándolo en procesos térmicos de enfriamiento.

En principio, los sistemas de enfriamiento asistidos con energía solar pueden operarse con colectores solares conectados a dispositivos de enfriamiento térmicos, con convertidores fotovoltaicos combinados con enfriadores por compresión y por convertidores de energía solar a mecánica (colectores solares operados con máquinas Rankine) combinados con enfriadores por compresión.

Los sistemas de enfriamiento solar incluyen enfriadores por absorción de simple o doble efecto, los de ciclo de adsorción y los sistemas de desecante. Hay alrededor de 100 sistemas instalados de aire acondicionado solar en Europa, con un total de área de colectores de casi 24000m² y una capacidad instalada de 9MW de potencia de enfriamiento.

Los costos de inversión – varias veces mayores que los de los sistemas convencionales de compresión de vapor – representan un impedimento significativo para el desarrollo y aplicación de sistemas solares para acondicionamiento de aire [7]. Los costos por unidad de energía pueden reducirse si los colectores solares se diseñan para usarse en enfriamiento durante el verano y para calentamiento en invierno. Los sistemas de enfriamiento y calentamiento solares también pueden combinarse con algunas formas de almacenamiento de energía térmica para un mayor aprovechamiento de la misma.

Aunque existen muchas deficiencias en la introducción al mercado de los sistemas solares de enfriamiento, el mercado para aires acondicionados se ha incrementado en todo el mundo, mientras que el de los equipos centralizados de enfriamiento permanece casi estable [6]. La tecnología seleccionada para cada aplicación depende principalmente de la región donde se instale y el tipo de carga requerida.

En la actualidad el enfriamiento solar tiene mejores oportunidades para su introducción al mercado en los casos de grandes edificios con sistemas de aire acondicionado central. También hay un incremento en el mercado para equipos de enfriamiento en residencias y el sector comercial pequeño.

El principal objetivo del Grupo de trabajo 38 de la IEA: “Aire Acondicionado y Refrigeración Solar” [6] es la implementación de medidas para una introducción acelerada al mercado de sistemas solares de aire acondicionado y refrigeración, con énfasis en el mejoramiento de componentes y de los conceptos del sistema.

Los principales conceptos que se están proponiendo para mantener asegurada una alta calidad del sistema de operación y maximizar el ahorro de energía son:

1. Sistemas de baja capacidad; sistemas de enfriamiento de menor capacidad y mayor eficiencia. Los enfriadores por absorción de pequeña escala con desecantes líquidos con cloruro de litio como material de sorción y los nuevos sistemas con ciclo de desecante sólido prometen un gran potencial para deshumidificación.
2. Sistemas de alta temperatura; los concentradores de mediana temperatura (hasta 250°C) con alta eficiencia permiten operar procesos que requieren temperaturas altas como ciclos de

inyección de vapor, ciclos de absorción de doble efecto y ciclos que permiten una alta diferencia de temperatura.

1.1.3 Situación Energética en México

El sector energético mexicano depende altamente de la producción de petróleo crudo, y a pesar de la tendencia hacia el uso de energéticos más amigables con el ambiente, el petróleo sigue siendo el combustible dominante dentro de su sistema [8].

Los países miembros de la OECD norteamericanos presentan el mayor crecimiento en demanda energética en el mundo, en parte debido al fuerte crecimiento en uso energético en México. La demanda de energía primaria en México creció de 43Mtep en 1971 a 157Mtep en 2002 y se proyecta para 2030 de 310Mtep, con una tasa de crecimiento promedio del 2.5% entre 2002 y 2030.

La figura 1.1 muestra la distribución de la producción de energía total primaria en 2004 [9].

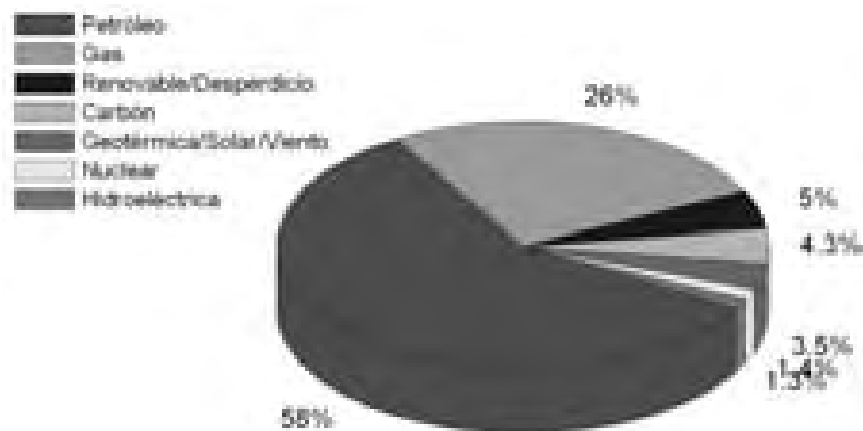


Figura 1.1. Distribución de la producción de energía total primaria en 2004 (Total de 165Mtep)

La intensidad energética durante 2005 se ubicó en 4193.7kJ, indicador 3.0% menor al registrado en 2004 [10], manteniendo su tendencia a la baja, con una tasa media de crecimiento anual de 1996 a 2005 de -0.8%.

Por su parte, el consumo per cápita de energía en 2005 fue de 71.5×10^6 kJ, 1.2% menor al observado en 2004. Esto equivale a que cada habitante del país consumiera 13 barriles de petróleo crudo al año, mantuviera encendidos durante todo un año poco más de 20 focos de 100W cada uno o consumiera alrededor de 43 tanques con 50 litros de gasolina.

La producción de energía primaria consistió principalmente en hidrocarburos con un 89.4% del total. La electricidad primaria (nucleoenergía, hidroenergía, geoenergía y energía eólica) participó con el 4.8%. La biomasa y el carbón aumentaron sus contribuciones en 2005, al ubicarse en 3.6 y 2.2%, respectivamente.

Entre 2004 y 2005 la producción de electricidad primaria a partir de fuentes renovables (hidroenergía, geoenergía y eólica) se incrementó en 9.6%, elevando su contribución respecto a la producción total de energía primaria de 3.1% en 2004 a 3.6% en 2005. La producción de hidroenergía y geoenergía creció en 2005 9.5% y 10.3%, respectivamente, y el consumo final total de energía disminuyó 0.8%, como resultado de los menores consumos observados en los sectores residencial, comercial y público, transporte y agropecuario.

1.1.3.1 Necesidades de enfriamiento en México

En cuanto al uso de energía eléctrica para aplicaciones de enfriamiento, se observa que en el norte del país la demanda máxima se ubica en días laborales en un promedio de 80% debido al uso continuo de aires acondicionados utilizados por las altas temperaturas registradas en esa zona en verano. En cambio, en la zona Sur el pico de las demandas máximas se ubica a partir de las siete de la noche.

Se estima que entre el 2003 y el 2006 se han vendido 43,940 unidades de aire acondicionado de tipo central (con un promedio de 10985 unidades y una tasa de crecimiento de venta del 9.15%) y 2'065,958 unidades de acondicionamiento de aire tipo ventana (promedio de 516490 unidades y tasa de crecimiento de 7.38%) [11]-[14].

Actualmente México, a través del CIE-UNAM, participa en el grupo de trabajo 38 de la IEA [6] en los siguientes subgrupos:

- A. Sistemas de preingeniería para aplicaciones residenciales y comerciales pequeñas, que consiste en la búsqueda de medidas de soporte para el desarrollo de sistemas con capacidad de enfriamiento menor a 20kW.
- B. Sistemas convencionales para edificios no residenciales y aplicaciones industriales; se enfoca a sistemas de mediana y larga escala para enfriamiento solar con potencias mayores a 20kW. Su objetivo es superar las barreras relacionadas con la tecnología principal para una mejor implementación de los sistemas; los mercados que les interesan son los de grandes aires acondicionados y usuarios finales de refrigeración.
- C. Modelado y análisis fundamental, el cual está dividido en dos partes: una relacionada al desarrollo y análisis reciente de los modelos de componentes nuevos o que ya existen y de herramientas de simulación, y la otra enfocada a conceptos de enfriamiento solar novedosos y avanzados que no están listos para su instalación e introducción al mercado.

1.2 Objetivo

1.2.1 Objetivo General

El objetivo básico del proyecto de investigación fue el análisis numérico del proceso de generación directa de vapor de amoníaco para la predicción del comportamiento térmico de un concentrador parabólico compuesto de eje lineal (CPC), aplicado en un sistema continuo de refrigeración por absorción amoníaco-agua. Para realizar esto se propuso el desarrollo de dos modelos acoplados: uno acerca del proceso de evaporación de amoníaco dentro de un tubo de sección transversal, y el otro acerca de la transferencia de calor en el concentrador solar.

A partir de los resultados obtenidos de los modelos numéricos acoplados se proyectó diseñar, construir y caracterizar un módulo de CPC.

1.2.2 Objetivos Específicos

El proyecto se enfocó en tres puntos principales:

- El estudio numérico de la transferencia de calor en un tubo de sección circular localizado en el eje focal de un concentrador parabólico compuesto con flujo de calor variable (radiación solar), donde se hace fluir de forma continua una mezcla amoníaco-agua, inicialmente en

estado líquido y que se evapora al interior del mismo, para obtener a la salida una mezcla de dos componentes (amoníaco-agua) y en dos fases (líquido y vapor).

- El desarrollo de un modelo detallado de la transferencia de masa, calor y movimiento de la mezcla amoníaco-agua durante el proceso de calentamiento y generación de vapor.
- El diseño, construcción y análisis experimental de un dispositivo consistente en un módulo de concentrador parabólico compuesto trabajando con agua, con el fin de demostrar la factibilidad de la producción de vapor al interior del tubo absorbedor del concentrador y de validar el modelo numérico.

1.3 Justificación

La preocupación general sobre el reemplazo de refrigerantes convencionales, así como la actual demanda de electricidad (producida predominantemente a partir de combustibles fósiles) hacen cada vez más interesante el desarrollo de vías alternativas de enfriamiento. Una posible solución es la combinación entre una fuente de energía calorífica y ciertas tecnologías térmicas de refrigeración de nivel medio y medio alto (80-250°C) como las técnicas de absorción, adsorción y desecante [15].

La energía solar representa una opción de fuente térmica sustentable, en combinación con algunas otras fuentes de calor. En general, el uso de energía solar en sistemas de enfriamiento depende de la posibilidad de producir e instalar el sistema de captación solar a bajo costo, sin comprometer su eficiencia. En la actualidad, se han desarrollado algunos tipos de colectores estacionarios con una buena relación entre costo y desempeño [15], 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 requeridas.

Dentro de las técnicas de enfriamiento térmico, la refrigeración por absorción es una tecnología muy aplicada y ampliamente difundida. El ciclo de absorción se acopla muy bien con ciertas técnicas solares, entre ellas los colectores solares planos, los colectores evacuados, y los concentradores parabólicos compuestos.

Existen diversos sistemas experimentales para producir vapor de agua utilizando concentradores de canal parabólico. En los equipos desarrollados durante las décadas de 1970 a 1990 no se logró producir vapor directamente en el receptor de los concentradores solares. Sin embargo, en años recientes, la literatura indica una tendencia por desarrollar sistemas que produzcan vapor directamente en el receptor, a partir de agua [16]. Estos sistemas se aplican principalmente en generación de potencia y, más recientemente, en procesos de desalinización [17].

La aplicación de colectores para generación directa de vapor presenta varias ventajas sobre las tecnologías basadas en el uso de aceite como fluido intercambiador de calor. La generación directa de vapor ha sido desarrollada para eliminar el costoso aceite sintético, la tubería para el transporte de calor intermedio, el almacenamiento térmico, el equipo especial para transportar aceite a alta temperatura, y los intercambiadores de calor entre el aceite térmico y la corriente de trabajo [18]. Entonces, la principal ventaja de la generación directa de vapor es que el concentrador solar opera con una temperatura menor y, por lo tanto, una eficiencia superior que cuando se aplica un fluido térmico como medio de calentamiento.

Un problema común de los refrigeradores operados con energía solar es cómo coleccionar y retener eficientemente la mayor cantidad de energía térmica en el generador. Por lo general, en sistemas de refrigeración térmicos, los dispositivos solares son aplicados para calentar un aceite térmico que se almacena y utiliza en intercambiadores de calor, donde se lleva a cabo el proceso de generación de vapor. Este procedimiento tiene altas pérdidas de calor, lo cual reduce la eficiencia total del sistema.

En un intento por evitar estas pérdidas de calor y demostrar la factibilidad técnica de la aplicación de concentradores parabólicos compuestos directamente en la generación de vapor, Ortega y Best (1999) [19] desarrollaron una metodología para diseñar un CPC de receptor tubular como generador de vapor de amoníaco en un sistema de refrigeración continuo por absorción amoníaco-agua. Se propuso el uso de concentradores parabólicos compuestos después de analizar sus principales ventajas, ya que ellos son buenos candidatos para coleccionar energía solar en un rango de operación ideal para su aplicación en refrigeración, y además se adaptan muy bien a la combinación de la energía solar con otras fuentes térmicas [20].

El sistema bajo investigación consistió en un arreglo de concentradores tipo CPC con receptor tubular de acero al carbón, sin cubierta externa de vidrio. En el modelo, el receptor se consideró unidimensional y en estado estacionario. El modelo considera el comportamiento de la mezcla dentro del tubo absorbedor, particularmente la transferencia de calor por convección forzada, considerando la variación del coeficiente de transferencia de calor local con respecto a la calidad de la mezcla líquido-vapor.

La predicción de la distribución de temperatura con la posición permitió calcular la longitud y la eficiencia de un campo de colectores tipo CPC para una aplicación determinada en refrigeración [21].

Aunque la tecnología del CPC está muy difundida en algunos países, como Portugal [22] e Israel [23], en México aún no se tiene una verdadera infraestructura de desarrollo en este ámbito, aunque ya se han realizado algunos prototipos [24]. 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 el desarrollo de un refrigerador por absorción continuo.

En este proyecto de tesis doctoral se propuso mejorar el modelo anterior, diseñar y construir – en el Centro de Investigación en Energía, UNAM – un módulo de CPC con el fin de corroborar la validez del modelo desarrollado. Los resultados experimentales entonces se pueden comparar con los originados a través de la simulación y, en su caso, modificar los parámetros o variables necesarios en función de los resultados obtenidos.

1.4 Antecedentes

1.4.1 Modelos para el Análisis Térmico de Concentradores Parabólicos Compuestos

Inicialmente, los modelos desarrollados para describir el desempeño térmico y óptico de los concentradores parabólicos compuesto estaban restringidos sólo para absorbedores de placa plana [25]. Estos modelos suponían que la transferencia de calor por convección podía ser representada apropiadamente mediante coeficientes de película de placa plana. Rabl (1976) [26] 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 [25]. Hsieh (1981) [27] 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 independiente de muchos de los parámetros probados. Prapas et al. (1987) [28] consideró algunas configuraciones de CPC donde el reflector absorbe energía, y aplicó una correlación que supone que la geometría del sistema se aproxima a un par de cilindros concéntricos.

Eames y Norton (1993) [25] 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 irradiancia y absorción uniforme y que la energía era completamente absorbida cuando tocaba el receptor. El estudio incluyó conducción en los reflectores, intercambio radiativo de onda larga y remoción de calor en el absorbedor.

Tchinda et al. (1998) [29] 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 coordenado en la dirección del flujo y de la intensidad solar dependiente del tiempo.

1.4.2 Sistemas Solares con Generación Directa de Vapor

Odeh et al. (1998) [18] estudió la eficiencia de concentradores de canal parabólico para obtener vapor de agua. Así, desarrolló un modelo térmico detallado del concentrador y una ecuación de eficiencia en función de la temperatura de la pared del absorbedor. El modelo se aplicó al análisis de un colector de generación directa de vapor, representando las diferentes fases del fluido (líquido, ebullición y vapor seco) para evaluar el desempeño total del colector. También se investigó el efecto de la temperatura y presión de entrada del agua sobre la eficiencia del colector, ya que afectan las condiciones de salida del vapor.

Chaturvedi et al. (1998) [30] desarrolló y operó una bomba de calor solar por expansión directa, de capacidad variable para aplicación doméstica. El sistema utiliza un colector solar desnudo que funciona como el evaporador del sistema. Se moduló la velocidad del compresor para mantener la correcta sincronía entre la capacidad de bombeo del compresor y la capacidad evaporativa del colector, bajo condiciones ambientales variables. Sus resultados experimentales indican que el coeficiente de operación del sistema puede mejorar significativamente disminuyendo la velocidad del compresor cuando aumenta la temperatura ambiental en los meses comprendidos entre invierno y verano.

Benz y Beikircher (1999) [31] desarrollaron un colector solar plano para producción de vapor de agua. Sus temperaturas de operación están entre 100 y 150°C. Dicho colector puede ser aplicado para procesos de generación de calor y aplicaciones de enfriamiento. El dispositivo

evaporador dentro del colector opera por convección natural. El colector y el evaporador están integrados dentro de un circuito cerrado.

1.4.3 Análisis del flujo de mezclas bifásicas de dos componentes

Taitel y Barnea (1997) [32] proponen un método numérico simplificado que trata correctamente las ecuaciones de continuidad para el gas y el líquido pero las ecuaciones de momentum se suponen en estado de cuasi-equilibrio local, es decir, suponen que existe un balance de fuerzas en cada sección del tubo. El elemento clave de los cálculos es el correcto modelado de la hidrodinámica del flujo que permite el cálculo de los flujos una vez que las variaciones de presión y obstrucción se conocen. Este procedimiento da como resultado un algoritmo numérico que puede aplicarse como simulador en estado transitorio.

Uygur-Onbasioglu (1998) [33] propone la modificación de la formulación bidimensional de las ecuaciones de conservación del modelo de flujo separado (el cual considera la interacción entre las dos fases y el comportamiento del área de transporte interfacial), incluyendo el análisis teórico de los efectos difusivos sobre el comportamiento hidrodinámico del flujo bifásico con dos componentes. Así mismo, analiza la coincidencia con algunos datos experimentales obtenidos anteriormente. Básicamente modela tres regímenes de flujo al interior de un canal estrecho en estado estacionario: burbujeante, complejo y anular. Sus resultados presentan una adecuada correlación de los valores de caída de presión a partir de los términos de transporte interfacial, el área interfacial y las fuerzas de transporte.

Toumi et al. (2000) [34] desarrollan un nuevo método numérico para el modelado del flujo bifásico tridimensional, basado en la solución de la aproximación de Riemann. Dicho método requiere la solución del problema unidimensional de Riemann en las celdas definidas sobre la interfase y utiliza las direcciones características dentro del marco de un método conservativo. El análisis incluye un estudio térmico hidrodinámico en estado estacionario y transitorio. Comparado con algunos métodos numéricos estándares, su aproximación tiene ciertas ventajas: este procedimiento puede aplicarse a mallas multidimensionales no-estructuradas, presenta baja difusión numérica y está diseñado para calcular discontinuidades fuertes sin oscilaciones.

1.4.4 Análisis del flujo de fluidos con cambio de fase

Existe en la literatura una gran cantidad de artículos correspondientes al análisis de la transferencia de calor por ebullición dentro de tubos de sección circular. El común denominador de ellos, es el desarrollo de correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido durante el proceso de ebullición. Dichas correlaciones pueden ser: *individuales* y *generales* [35]. Dentro de las individuales están las correlaciones experimentales desarrolladas por investigadores 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.

Recientemente, se ha puesto hincapié en el desarrollo de correlaciones para mezclas de refrigerantes debido, principalmente, a la necesidad sustituir a los clorofluorocarbonos por nuevas mezclas.

Existen varios estudios experimentales para calcular los coeficientes de transferencia de calor para flujo en ebullición en tubos horizontales con refrigerantes puros y algunas mezclas, algunos para sistemas con flujo de calor constante, como el análisis de Rohlin (1997) [36] que seleccionó una correlación tipo Chen para predecir los coeficientes locales de transferencia de calor.

Kandlikar (1998) [37] basándose en su correlación para fluidos puros, define tres regiones durante la evaporación de mezclas binarias con base en un parámetro de volatilidad, que depende del calor específico de la mezcla, el calor latente de vaporización, la difusividad térmica, el coeficiente de difusión de un componente en la mezcla y las fracciones másicas en las dos fases.

Kattan et al. (1998) [38] desarrollaron un nuevo modelo de transferencia de calor para flujo en ebullición dentro de tubos horizontales lisos para flujos estratificados con calidades altas de vapor. Dicho modelo incorpora los efectos de los patrones locales de flujo en dos fases, el mojado parcial de la pared del tubo, y el secado parcial del tubo en flujo anular.

Yu et al. (1999) [39] presentan un estudio experimental acerca de la transferencia de calor por flujo en ebullición en dos tubos horizontales de cobre. A partir de sus resultados experimentales, proponen una correlación para el coeficiente de transferencia de calor en la región de flujo anular y semi-anular que considera el efecto de la rugosidad de la superficie interna del tubo.

Welch (1995) [40] presenta un método de volumen finito bidimensional de malla en movimiento, conveniente para interfaces en movimiento que presentan transferencia de masa. Así, su sistema de estudio considera las fases líquido y vapor de fluidos simples separados por una interfase en un campo de flujo desarrollado. El modelo aplicado permite la presencia de estados metaestables (como son estados de vapor sobrecalentado o de líquido subenfriado) mientras se supone a la interfase en equilibrio térmico y químico. El fluido se considera viscoso, conductivo e incompresible, por lo cual es necesario el uso de ecuaciones de continuidad, momentum y energía.

Welch y Wilson (2000) [41] presentan un método numérico directo para la simulación de flujos con transferencia de masa debido a cambios de fase. Ellos utilizan un método de seguimiento de la interfase, basado en el volumen de fluido (VOF) junto con un modelo de transferencia de masa y un modelo de tensión superficial. Consideran al fluido como viscoso, conductivo e incompresible. Así, desarrollan un problema unidimensional con una capa térmica delgada característica que se propaga con el movimiento de la interfase.

Barbosa Jr. y Hewitt (2001) [42] proponen un modelo para la transferencia de calor con cambio de fase para mezclas binarias con calidades altas (régimen de flujo anular). El modelo se enfoca en el intercambio simultáneo de masa y energía, así como en explicar las variaciones del coeficiente de transferencia de calor experimental reportado por Kandlbinder, quien encontró que el coeficiente de transferencia de calor puede disminuir cuando aumenta la calidad, contradiciendo lo esperado para fluidos simples.

Khair et al. (2005) [43] realizaron un estudio experimental de la transferencia de calor de mezclas amoníaco-agua en ebullición fluyendo dentro de un tubo vertical de 6mm de diámetro, encontraron que los flujos másico y de calor tienen un efecto significativo en los valores de los coeficientes de transferencia de calor, mientras que la concentración másica de amoníaco no.

Wojtan et al. (2005) [44] propusieron varios cambios al modelo original de transferencia de calor de Kattan et al. [38]. Modificaron el método de cálculo del ángulo seco, lo cual mejora significativamente la predicción del coeficiente de transferencia de calor en flujo estratificado-ondulado. Además, desarrollaron un nuevo método de predicción para los regímenes de flujo seco y neblina. Así, este modelo es válido para calidades de vapor de 0 a 1.0 en todos los regímenes de flujo (con excepción del flujo burbujeante), con flujos de calor entre 2.0 y 57.5kW/m².

1.5 Alcance y Metodología

1.5.1 Alcance

En la literatura no se ha encontrado ninguna propuesta de desarrollo experimental de un sistema con integración directa entre la tecnología solar y el equipo de refrigeración por absorción operando en forma continua. En este proyecto se propuso demostrar la factibilidad tecnológica de la generación directa de vapor de amoníaco en un dispositivo solar de alta eficiencia, un concentrador parabólico compuesto, para su aplicación como generador de vapor en un refrigerador por absorción, con el cual se evitarán diferenciales de temperatura entre el dispositivo solar y el generador como equipos independientes. Para ello se requiere el diseño, la construcción y el análisis térmico del generador-concentrador.

En particular se pretende alcanzar las siguientes metas específicas:

- Realizar el desarrollo de un modelo avanzado y optimizado que simule el comportamiento de un concentrador parabólico compuesto que funciona como generador de vapor de amoníaco en un sistema de refrigeración solar continuo por absorción.
- Llevar a cabo el diseño experimental y la construcción de un módulo de concentrador parabólico compuesto, optimizado para la generación directa de vapor de amoníaco.
- A partir de los resultados experimentales, validar el modelo propuesto para simular el comportamiento térmico del concentrador parabólico compuesto.
- Elaboración del análisis teórico de un sistema completo de refrigeración por absorción amoníaco-agua.

1.5.2 Metodología

La metodología que se propuso para llevar a cabo el proyecto es la siguiente:

Análisis numérico del módulo concentrador tipo CPC

Análisis bibliográfico sobre los antecedentes de modelos para describir el comportamiento térmico de los concentradores parabólicos compuestos, y los últimos avances en el análisis del transporte de mezclas de dos componentes con cambio de fase al interior de un tubo de sección circular.

Desarrollo del modelo numérico y del programa de simulación del comportamiento térmico del concentrador como generador de vapor.

Determinación de las características geométricas y ópticas del CPC y análisis numérico de la caída de presión en el módulo de CPC.

Diseño, construcción y análisis de la unidad experimental del módulo de concentración solar

Construcción del concentrador solar diseñado con el modelo numérico. Diseño, construcción e instrumentación de la unidad experimental del módulo de concentración. Puesta a punto y procedimiento experimental de la unidad del módulo de concentración solar. Análisis de resultados numéricos y experimentales obtenidos del módulo concentrador. Por último, modificación del modelo de simulación numérica.

Análisis teórico del sistema de refrigeración solar continuo completo

Implementación en un programa de simulación numérica de los modelos de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración solar, junto con los resultados del modelo del concentrador solar. Determinación de la fracción solar, coeficiente de operación y eficiencia del sistema.

1.6 Referencias

- [1] International Energy Agency (IEA) (2004) *World energy outlook 2004*, OECD/IEA, Paris, Francia.
- [2] International Energy Agency (IEA) (2007) *Renewables in global energy supply – An IEA fact sheet*, IEA Publications, Paris, Francia.
- [3] International Energy Agency (IEA) (2004) *World energy outlook – 2004*, OECD/IEA, Paris, Francia.
- [4] Philibert, C. (2006) *Barriers to technology diffusion: the case of solar thermal technologies*, OECD/IEA, Paris, Francia.
- [5] Fideicomiso para el Ahorro de Energía Eléctrica (FIDE) (2007) [http:// www.fide.org.mx/Noticias/noticia73.html](http://www.fide.org.mx/Noticias/noticia73.html).
- [6] International Energy Agency (IEA) (2006) *Task 38: solar air-conditioning and refrigeration*, Solar Heating & Cooling Programme/IEA, Paris, Francia.
- [7] Philibert, C. (2005) *The present and future use of solar thermal energy as a primary source of energy*, IEA Publications, Paris, Francia.
- [8] International Energy Agency (IEA) (1996) *Regulatory reform in Mexico's natural gas sector*, OECD/IEA, Paris, Francia.
- [9] International Energy Agency (IEA) (2006) <http://data.iea.org>.
- [10] Secretaría de Energía (2006) *Balance nacional de energía 2005*, Secretaría de Energía, primera edición, México.
- [11] Secretaría de Energía (2003) *Prospectiva del sector energético 2003-2012*, Secretaría de Energía, primera edición, México.
- [12] Secretaría de Energía (2004) *Prospectiva del sector energético 2004-2013*, Secretaría de Energía, primera edición, México.
- [13] Secretaría de Energía (2005) *Prospectiva del sector energético 2005-2014*, Secretaría de

- Energía, primera edición, México.
- [14] Secretaría de Energía (2006) *Prospectiva del sector energético 2006-2015*, Secretaría de Energía, primera edición, México.
- [15] Schweiger, H., Mendes, J., Benz, N., Hennecke, K., Prieto, G., Cusí, M., Gonçalves, H. (2000) *The potential of solar heat in industrial processes, a state of the art review for Spain and Portugal*. Proceedings of ISES-Europe Conference, EuroSun.
- [16] Almanza, R., Lentz, A., Jiménez, G. (1997) *Receiver behaviour in direct steam generation with parabolic troughs*, Solar Energy, 61, pp. 275-278.
- [17] García-Rodríguez, L., Palmero-Marrero, A.I., Gómez-Camacho, C. (1999) *Application of direct steam generation into a solar parabolic trough collector to multieffect distillation, Desalination*, 125, pp. 139-145.
- [18] Odeh, S.D., Morrison, G.L., Behnia, M. (1998) *Modelling of parabolic through direct steam generation solar collectors*, Solar Energy, 62, pp. 395-406.
- [19] Ortega, N., Best, R. (1999) *Análisis de un concentrador tipo CPC para aplicaciones en refrigeración solar*, Memorias de la Reunión Técnica de la XXIII Semana Nacional de Energía Solar, 235-240.
- [20] Collares-Pereira, M. (1995) *CPC type collectors and their potential for solar energy cooling applications*, Proceedings of the second Munich Discussion Meeting on Solar Assisted Cooling with Sorption Systems, paper no. 5.
- [21] Ortega, N., Best, R. (2000) *Thermal analysis of a compound parabolic concentrator for refrigeration applications*, Proceedings of the ISES Millennium Solar Forum 2000, 199-204.
- [22] SETSOL – Energias Renováveis, Lda., Capa Rota – Manique de Cima, 2710 Sintra, Portugal.
- [23] SOLEL Solar Systems Ltd., Industrial Zone west, Beit-Shemesh, P.O.B. 811, 99000, Israel.
- [24] Durán, D. y Rincón, E. (1996) *Trazado de rayos para el estudio de concentradores solares del tipo CPC*, Memorias de la Reunión Técnica de la XX Semana Nacional de Energía Solar, 96-100.
- [25] Eames, P.C. y Norton, B. (1993) *Validated, unified model for optics and heat transfer in line-axis concentrating solar energy collectors*, Solar Energy, 50, pp. 339-355.
- [26] Rabl, A. (1976) *Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators*, Solar Energy, 18, pp. 497-511.
- [27] Hsieh, C.K. (1981) *Thermal analysis of CPC collectors*, Solar Energy, 27, pp. 19-29.
- [28] Prapas, D.E., Norton, B., Probert, S.D. (1987) *Thermal design of compound parabolic concentrating solar-energy collectors*, ASME Journal Solar Energy, 109, pp. 161-168.
- [29] Tchinda, R., Kaptoum, E., Njomo, D. (1998) *Study of the CPC collector thermal behavior*, Energy Conversion and Management, 39, pp. 1395-1406.
- [30] Chaturvedi, S.K., Chen, D.T., Kheireddine, A. (1998) *Thermal performance of a variable*

- capacity direct expansion solar-assisted heat pump*, Energy Conversion, 39, pp. 181-191.
- [31] Benz, N., Beikircher, T. (1999) *High efficiency evacuated flat-plate solar collector for process steam production*, Solar Energy, 65, pp. 111-118.
- [32] Taitel, Y., Barnea, D. (1997) *Simplified transient simulation of two phase flow using quasi-equilibrium momentum balances*, International Journal of Multiphase Flow, 23, 439-501.
- [33] Uygur-Onbasioglu, S. (1998) *Effect of interfacial drag terms on simulation of two-phase flow distribution through narrow channels*, Energy Conversion and Management., 39, pp. 757-766.
- [34] Toumi, I., Bergeron, A., Gallo, D., Royer, E., Caruge, D. (2000) *FLICA-4: a three-dimensional two-phase flow computer code with advanced numerical methods for nuclear applications*, Nuclear Engineering and Design, pp. 139-155.
- [35] 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.
- [36] Rohlin, P. (1997) *Heat transfer coefficients of zeotropic refrigerant mixtures and their pure components in horizontal flow boiling - An experimental study*, AES, ASME, 37, pp. 383-394.
- [37] Kandlikar, S.G. (1998) *Boiling heat transfer with binary mixtures: Part II - Flow boiling in plain tubes*, Transactions of the ASME, 120, pp. 388-394.
- [38] Kattan, N., Thome, J.R., Favrat, D. (1998) *Flow boiling in horizontal tubes: Part 3 - Development of a new heat transfer model based on flow pattern*, Transactions of ASME, 120, pp. 156-165.
- [39] Yu, J., Momoki, S., Koyama, S. (1999) *Experimental study of surface effect on flow boiling heat transfer in horizontal smooth tubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, pp. 1909-1918.
- [40] Welch, S.W.J. (1995) *Local simulation of two-phase flows including interface tracking with mass transfer*, Journal of Computational Physics, 121, pp. 142-154.
- [41] Welch, S.W.J., Wilson, J. (2000) *A volume of fluid based method for fluid flows with phase change*, Journal of Computational Physics, 160, pp. 662-682.
- [42] Barbosa Jr., J.R., Hewitt, G.F. (2001) *Forced convective boiling of binary mixtures in annular flow. Part II: heat and mass transfer*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, pp. 1475-1484.
- [43] Khir, T., Jassim, R.K., Ghaffour, N., Brahim, A.B. (2005) *Experimental study on forced convective boiling of ammonia-water mixtures in a vertical smooth tube*, The Arabian Journal for Science and Engineering, 30, pp. 47-63.
- [44] Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J.R. (2005) *Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II – Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, pp. 2970-2985.

2 BASES TEÓRICAS PARA EL DISEÑO DE UN CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO

En este capítulo se presenta la base teórica del diseño de un concentrador parabólico compuesto independientemente de su aplicación.

El capítulo está dividido en cinco secciones, en la primera se define brevemente en qué consisten y cómo se clasifican los concentradores solares, en la segunda se describe la geometría de los concentradores parabólicos compuestos de receptor tubular (el análisis realizado en el presente trabajo está restringido a este tipo de concentrador), en la tercera se desarrolla la formulación para la realización del trazado de rayos, en la cuarta se explica en qué consiste el truncamiento de un concentrador parabólico compuesto, incluyendo el cálculo de la longitud de arco del reflector y, por último, en la quinta se hace un análisis de las propiedades ópticas de los componentes del concentrador.

2.1 Introducción

Un *concentrador solar* es un dispositivo que refleja o refracta la radiación solar para aumentar la intensidad energética sobre el absorbedor, que se localiza en la zona focal de una superficie reflectora cóncava. Dentro de los concentradores solares existen los concentradores que forman imagen y los que no la forman. Los concentradores que forman imagen son análogos a una cámara de lentes en donde se forman imágenes sobre el absorbedor, los concentradores que no forman imagen no producen una imagen claramente definida del Sol sobre el absorbedor, pero se distribuyen sobre él.

Los concentradores que no forman imagen se conocen también como *concentradores parabólicos compuestos* o *CPC*, incluso cuando su forma no sea parabólica [1]. Este tipo de concentradores cumplen con el *límite termodinámico de concentración* (derivado de la segunda ley de la termodinámica) [2], [3]:

$$\begin{aligned} C &= \frac{n}{\sin \theta_C} && \text{en dos dimensiones} \\ C &= \frac{n^2}{\sin^2 \theta_C} && \text{en tres dimensiones} \end{aligned} \tag{2.1}$$

donde n es el factor de refracción y θ_C es el ángulo medio de aceptación, el cual se define como el ángulo dentro del cual puede moverse una fuente de luz y converger sobre el absorbedor [4]. La principal característica de estos dispositivos es que todos los rayos incidentes sobre la apertura dentro del ángulo de aceptación media, es decir, con $|\theta| < \theta_C$, alcanzarán el absorbedor, mientras que los rayos con $|\theta| > \theta_C$ rebotarán entre los lados del reflector hasta salir por la apertura [1]. Esta propiedad implica que la razón de concentración es igual al límite termodinámico [5].

La orientación de un CPC se relaciona con su ángulo medio de aceptación [4]. Una posible orientación es a lo largo de un eje horizontal este-oeste, inclinado hacia el Ecuador con un ángulo igual a la latitud local. En este caso el ángulo de aceptación mínimo sería igual al ángulo de incidencia máximo, proyectado en un plano vertical norte-sur durante el tiempo que se requiere operar al concentrador. En la práctica se usan ángulos mayores para permitir coleccionar radiación difusa a expensas de una razón de concentración ligeramente menor.

2.2 Concentrador Parabólico Compuesto con Receptor Tubular

Existen diversas geometrías de CPC, desde los que tienen formas arbitrarias del receptor, como placas planas, aletas o tubos, hasta dispositivos asimétricos para aplicaciones estacionales.

La configuración del CPC con tubo absorbedor es preferible para la mayoría de las aplicaciones solares, debido a que la absorción de energía solar en el material absorbedor es más eficiente comparado con otros diseños, y a que las pérdidas térmicas a través del fondo son bajas, siendo una importante ventaja, ya que llegan a reducirse hasta valores menores de $0.5W/(m^2 K)$, y se compensan con las pérdidas ópticas que son ligeramente mayores [5].

Un absorbedor tubular está iluminado por todos sus lados, por lo que requiere sólo la mitad de material absorbedor que uno plano; esto resulta en menor costo de material, menores pérdidas conductivas por el fondo y una ganancia en el desempeño térmico, debido al mejoramiento en la respuesta transitoria [2], [6].

Este trabajo está restringido al análisis de un concentrador parabólico compuesto bidimensional de receptor tubular.

La ecuación explícita para representar la cúspide del reflector de un CPC de receptor tubular se escribe en términos de las coordenadas presentadas en la figura 2.1, donde para un receptor cilíndrico de radio r y ángulo medio de aceptación θ_c , la distancia $\omega(\overline{BC})$, que representa la línea tangente desde el receptor hasta la curva en el punto $B(x,y)$ sobre el reflector, está relacionada con el ángulo $\phi(AOC)$, es decir entre el radio vertical que va dirigido al fondo del

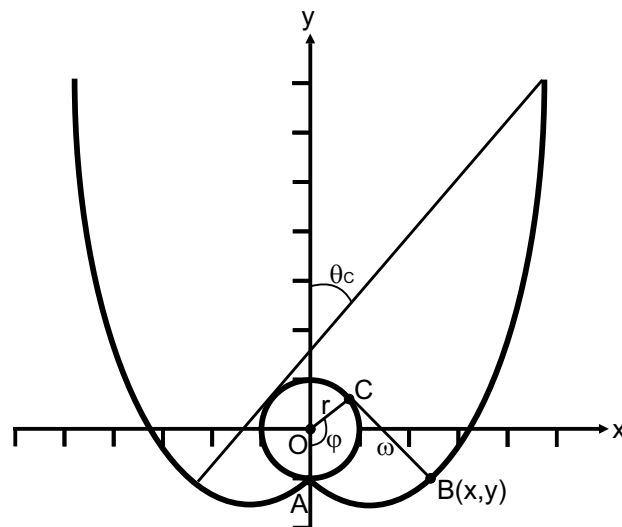


Figura 2.1. Elementos utilizados para generar las coordenadas del espejo de un CPC ideal no truncado

receptor y el radio al punto tangencial, C , mediante expresiones diferentes para cada una de las dos secciones de la curva [7].

Así, la ecuación está dividida en dos porciones, una involuta ordinaria para $|\varphi| < \theta_C + \pi/2$, y otra fracción designada como parábola para $|\varphi| > \theta_C + \pi/2$ [7]:

$$\omega(\varphi) = \begin{cases} r\varphi, & |\varphi| \leq \theta_C + \pi/2 \quad (\text{la involuta de la curva}) \\ r \left[\frac{\varphi + \theta_C + (\pi/2) - \cos(\varphi - \theta_C)}{1 + \sin(\varphi - \theta_C)} \right], & \theta_C + \pi/2 \leq \varphi \leq 3\pi/2 - \theta_C \end{cases} \quad (2.2)$$

La curva se genera incrementando φ en radianes, calculando la longitud ω , y las coordenadas x y y :

$$\begin{aligned} x &= r \sin \varphi - \omega \cos \varphi \\ y &= -r \cos \varphi - \omega \sin \varphi \end{aligned} \quad (2.3)$$

Los diferentes tipos de CPC son muy parecidos con respecto a sus propiedades ópticas, ya que todos cumplen con la relación (2.1). La distribución de flujo en el absorbedor depende de su forma y del ángulo de incidencia, por lo que debe determinarse mediante un trazado de rayos detallado. Sin embargo, la siguiente afirmación puede aplicarse a todos los CPC, sin necesidad del trazado de rayos:

La radiación incidente sobre la apertura será isotrópica cuando llegue al absorbedor si se distribuye uniformemente sobre todo el ángulo de aceptación.

Esta consideración de iluminación uniforme es muy importante, debido a que da un estimado simple y confiable del desempeño promedio de un CPC solar. Cuando la radiación directa incide con ciertos ángulos, pueden aparecer algunas áreas calientes de concentración alta (hasta aproximadamente 40) sobre el absorbedor [5].

En general los CPC poseen grandes áreas de reflexión. Afortunadamente, esta desventaja puede reducirse mediante truncado, es decir, retirando la porción superior de un CPC, ya que este fragmento no intercepta mucha radiación, con una pequeña pérdida de concentración.

2.3 Trazado de Rayos

Para determinar la distribución espacial y el flujo energético efectivo sobre cada componente de un concentrador solar se requiere un análisis óptico detallado del mismo. Las técnicas de trazado de rayos son apropiadas para los concentradores de eje lineal, ya que permiten una rápida evaluación del desempeño óptico de geometrías complejas [8].

La óptica geométrica se usa como la herramienta básica en el diseño de cualquier sistema óptico. Se utiliza el concepto de rayo de luz, definido como la trayectoria a lo largo de la que viaja la energía lumínica, junto con dos tipos de superficies que pueden reflejar o transmitir la luz. Cuando la luz se refleja en una superficie pulida obedece a la ley de reflexión, que establece que el rayo incidente y el rayo reflejado tienen ángulos iguales con respecto a la normal a la superficie, y que ambos rayos y la normal se ubican en un plano. Cuando la luz es transmitida la dirección del rayo cambia de acuerdo a la ley de refracción, ley de Snell, que instaure que el seno del ángulo entre la normal y el rayo incidente sustenta una relación

constante con el seno del ángulo entre la normal y el ángulo refractado; una vez más las tres direcciones son coplanares [9].

En trazado de rayos, todas las reflexiones se suponen especulares, pudiéndose aplicar las leyes de reflexión. Si se supone que el área de apertura del concentrador de eje lineal es de longitud infinita, se pueden ignorar los efectos de borde y se puede adoptar una aproximación bidimensional, considerando además que la energía incidente está distribuida en un solo plano. Con estas consideraciones, la determinación del flujo energético sobre cada superficie se reduce a un problema de intersección de líneas, refracción, reflexión y absorción [8].

Para formular un procedimiento de trazado de rayos adecuado para todos los casos es conveniente plantear las leyes de reflexión y refracción en forma vectorial. La figura 2.2 muestra la geometría con los vectores unitarios \vec{r} y \vec{r}'' a lo largo de los rayos incidente y reflejado y un vector unitario a lo largo de la normal a la superficie de reflexión.

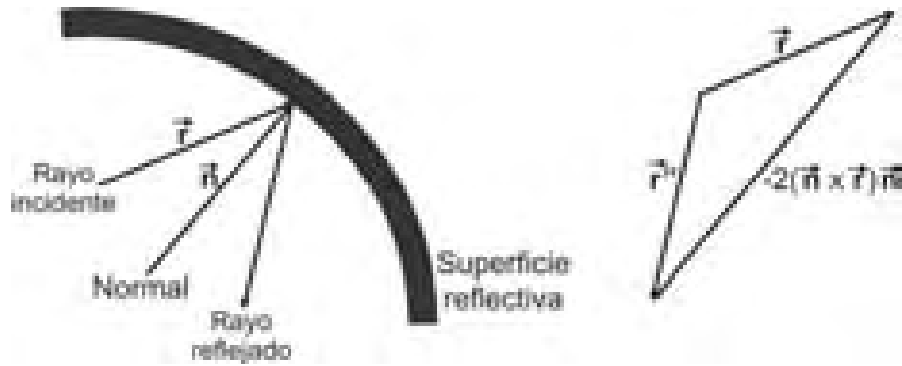


Figura 2.2. Formulación vectorial de reflexión

Es fácil verificar que la ley de reflexión se expresa como:

$$\vec{r}'' = \vec{r} - 2(\hat{n} \times \vec{r})\hat{n} \quad (2.4)$$

El método para trazar el rayo que entra a una superficie reflectiva es el siguiente: primero se localiza el punto de incidencia, un problema de geometría que involucra la dirección del rayo que ingresa y la forma de la superficie conocida, entonces se encuentra la normal en el punto de incidencia, otra vez un problema geométrico y, finalmente, se aplica la ecuación (2.4) para encontrar la dirección del rayo reflejado.

Naturalmente en una simulación numérica, los vectores unitarios se representan por sus componentes, es decir, los cosenos directores del rayo o normales con respecto a un sistema de coordenadas cartesianas, usado para definir la forma de la superficie reflectiva.

La mayor parte del diseño y análisis óptico de los dispositivos solares involucran trazado de rayos. En sistemas que no forman imagen algunas veces no hay una forma analítica explícita de las superficies, aunque frecuentemente hay un eje o un plano de simetría.

En un CPC de absorbedor tubular es importante realizar el análisis por trazado de rayos para calcular la distribución del flujo energético sobre el absorbedor. Esta teoría considera que, como la luz llega uniforme sobre el ángulo de entrada, cualquier rayo que toque al reflector se reflejará de acuerdo a la normal en ese punto, experimentando una o más reflexiones antes de

alcanzar al absorbedor; el resultado es una distribución no uniforme del flujo energético alrededor del absorbedor, por lo que se crean áreas de alta intensidad con puntos más calientes, los cuales aumentan el factor de pérdidas de calor y disminuyen la eficiencia [10].

La formulación básica para desarrollar el modelo de trazado de rayos en un concentrador parabólico compuesto de receptor tubular involucra cuatro ecuaciones fundamentales: la de la recta que define al rayo de luz, las que definen la circunferencia del tubo absorbedor, las que especifican la sección de involuta del reflector y las que determinan la sección de "parábola" del reflector.

Las ecuaciones paramétricas fundamentales en coordenadas cartesianas de la involuta de un CPC son:

$$\begin{aligned} x &= r(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) \\ y &= -r(\varphi \sin \varphi + \cos \varphi) \end{aligned} \quad (2.5)$$

con la limitante:

$$0 \leq \varphi \leq \pi/2 + \theta_C \quad (2.6)$$

Las ecuaciones de la parábola del concentrador son:

$$\begin{aligned} x &= r(\sin \varphi - A^* \cos \varphi) \\ y &= -r(A^* \sin \varphi + \cos \varphi) \end{aligned} \quad (2.7)$$

donde el factor A^* es:

$$A^* = \frac{\pi/2 + \theta_C + \varphi - \cos(\varphi - \theta_C)}{1 + \sin(\varphi - \theta_C)} \quad (2.8)$$

con la limitante:

$$\pi/2 + \theta_C \leq \varphi \leq 3\pi/2 - \theta_C \quad (2.9)$$

Para realizar el análisis de trazado de rayos, es necesario encontrar los puntos de intersección entre los rayos solares (definidos por líneas rectas) y cada sección del concentrador, es decir, con la circunferencia del tubo receptor, y en algunos casos con la involuta y/o la parábola. A partir de estos cuatro puntos (dos correspondientes a la circunferencia, uno a la involuta y uno a la parábola), se debe definir cual es el verdadero, utilizando para ello las ecuaciones limitantes de la involuta y la parábola y las distancias entre el punto de salida del rayo y los puntos de intersección, siendo el punto de intersección real el que sustente la distancia más corta.

Así, la ecuación de intersección entre la recta y la involuta, definida por la ecuación paramétrica (2.5), es:

$$\varphi_{inv} = \frac{m_p \sin \varphi + \cos \varphi + b/r}{m_p \cos \varphi - \sin \varphi} \quad (2.10)$$

Teniendo definido el valor del ángulo φ_{inv} mediante la ecuación (2.10), se debe corroborar que se cumple con la limitante dada por (2.6), si lo hace entonces no es necesario realizar los cálculos para la parábola. Si no cumple con la ecuación (2.6) se debe proceder con el cálculo del punto de intersección con la parábola, definida por la ecuación paramétrica (2.7):

$$\varphi_{par} = \frac{(m_p \operatorname{sen} \varphi + \cos \varphi + b/r)[1 + \operatorname{sen}(\varphi - \theta_C)]}{m_p \cos \varphi - \operatorname{sen} \varphi} + \cos(\varphi - \theta_C) - (\pi/2 + \theta_C) \quad (2.11)$$

Una vez que se conoce el valor de φ_{par} a partir de la ecuación (2.11), se confirma que cumple con la limitante dada por (2.9), entonces si lo hace se concluye que la intersección es con la parábola. Sino, entonces el rayo pudiese salir del concentrador sin interceptar ningún elemento, o bien podría haber interceptado antes la circunferencia del tubo.

La intersección del rayo con la circunferencia está definida por:

$$x = \frac{-m_p b \pm \sqrt{r^2(m_p^2 + 1) - b^2}}{1 + m_p^2} \quad (2.12)$$

Mediante la ecuación (2.12) se calculan los puntos de intersección del rayo con la circunferencia. De los dos puntos calculados, sólo es verdadero el valor real que sustente la distancia menor entre el punto de salida del rayo y el punto de intersección.

La ecuación para calcular la distancia entre dos puntos conocidos (x_1, y_1) y (x_2, y_2) se calcula aplicando el teorema de Pitágoras, teniéndose:

$$d = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \quad (2.13)$$

O bien, se puede calcular la distancia entre el punto de salida del rayo (x_2, y_2) y la recta definida por la tangente a la curva:

$$d = \frac{ax_2 + cy_2 + e}{\sqrt{a^2 + c^2}} \quad (2.14)$$

$$m_p = -\frac{a}{c} \quad b = \frac{e}{c}$$

Una vez que se conoce el valor real del punto donde el rayo intercepta con un componente del concentrador, si se trata de la involuta o la parábola, debe calcularse el valor de la pendiente en dicho punto.

La ecuación de la tangente a la involuta es:

$$m_{p_{inv}} = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{inv} = -\cot \varphi \quad (2.15)$$

La tangente a la parábola es:

$$m_{p_{par}} = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{par} = - \left\{ \frac{\cos \varphi [1 + \sin(\varphi - \theta_C)] - \sin \varphi \cos(\varphi - \theta_C)}{\sin \varphi [1 + \cos(\varphi - \theta_C)] + \cos \varphi \cos(\varphi - \theta_C)} \right\} \quad (2.16)$$

Una vez que se conoce la ecuación de la tangente, se debe calcular el ángulo formado entre el rayo y la tangente. La ecuación del ángulo entre dos rectas es:

$$m_{p_j} = \tan \varpi_i = \frac{m_{p_i} - m_p}{1 + m_p m_{p_i}} \quad (2.17)$$

$$\varpi_i = \tan^{-1} \left(\frac{m_{p_i} - m_p}{1 + m_p m_{p_i}} \right) \quad (2.18)$$

donde el subíndice i se refiere al componente del concentrador y el subíndice j al rayo de salida del concentrador.

El ángulo entre la recta y la pendiente a la involuta es:

$$\varpi_{inv} = \tan^{-1} \left(\frac{m_p + \cot \varphi}{m_p \cot \varphi - 1} \right) \quad (2.19)$$

El ángulo entre la recta y la pendiente a la parábola es:

$$\varpi_{par} = \tan^{-1} \left(\frac{m_{p_{par}} - m_p}{1 + m_{p_{par}} m_p} \right) \quad (2.20)$$

Conociéndose el ángulo sustentado entre las dos rectas, es posible conocer el ángulo del nuevo rayo reflejado aplicando la ley de reflexión:

$$m_{p_{NR}} = \frac{m_p + m_{p_j}}{1 - m_p m_{p_j}} \quad (2.21)$$

En la figura 2.3 se muestran los ángulos sustentados entre dos rectas L_1 y L_2 . La relación entre ellas es:

$$\gamma = \theta + \phi \quad \Rightarrow \quad \theta = \gamma - \phi$$

$$m_{p_1} = \tan \phi \quad m_{p_2} = \tan \gamma$$

$$m_{p_{1-2}} = \tan \theta = \tan(\gamma - \phi) = \frac{\tan \gamma - \tan \phi}{1 + \tan \gamma \tan \phi} = \frac{m_{p_2} - m_{p_1}}{1 + m_{p_1} m_{p_2}}$$

$$m_{p_3} = \tan(\gamma + \alpha) = \frac{\tan \gamma - \tan \alpha}{1 + \tan \gamma \tan \alpha} \quad \Rightarrow \quad \alpha = 180 - 2\theta$$

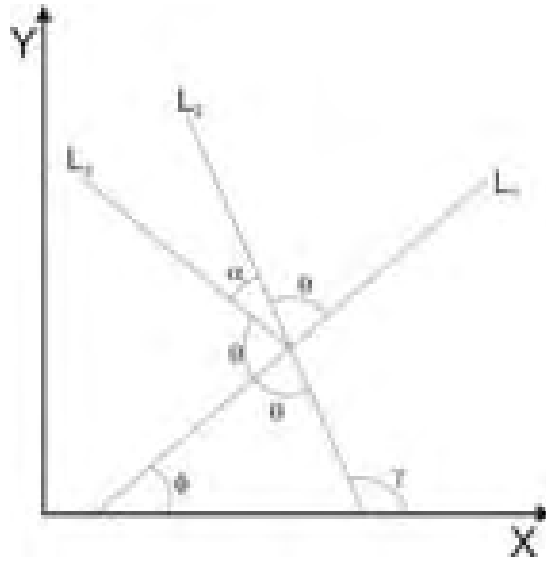


Figura 2.3. Representación geométrica de los ángulos sustentados entre dos líneas, L_1 y L_2 , con respecto a un sistema de coordenadas de referencia

Una vez que se conoce la trayectoria del nuevo rayo reflejado se inicia nuevamente el procedimiento hasta que se cumpla una de las dos siguientes posibilidades: el rayo toca al tubo absorbedor o, el rayo sale del concentrador.

2.4 Truncamiento del CPC

La solución matemática de las ecuaciones que definen la geometría de los reflectores del CPC ((2.2) y (2.3), o (2.5) a (2.9)) determina la curvatura de un reflector completo sin trincar, con la razón máxima posible de concentración solar, correspondiente a un determinado ángulo medio de apertura. Sin embargo, los CPC tienen una razón alta entre el área de reflector y el área de apertura, lo cual resulta en un alto costo del reflector [10], por esta razón el reflector completo no representa el diseño más práctico para un concentrador si el objetivo es obtener una razón óptima costo-beneficio, debido a que los límites superiores del material reflector contribuyen muy poco a la concentración de radiación solar.

La curva completa de la figura 2.1 es la solución matemática de la forma del reflector con la razón de concentración máxima posible consistente con el ángulo medio de aceptación θ_C . La forma del reflector en dicha figura no representa el diseño más eficaz para obtener la máxima relación costo-beneficio del concentrador solar, debido a que el material reflector sería utilizado ineficientemente en las porciones superiores del concentrador. Por lo tanto, se hace necesario trincar la curva teórica de la cúspide a una altura menor, con una razón de concentración ligeramente inferior. Este sacrificio en razón de concentración contribuye en una reducción del área del reflector y en el número de reflexiones [11], con lo que se obtiene una eficiencia óptica mayor (los CPC truncados son menos sensibles al ángulo de incidencia que los completamente desarrollados [10]), además de que se aumenta la aceptación de radiación directa y difusa [1]. Obviamente se sacrifica ángulo de aceptación para reducir la altura y la longitud de arco de los reflectores para una apertura o una razón de concentración dadas.

Para analizar el efecto del truncado en el diseño final de un concentrador, debe calcularse la longitud de arco del reflector, con la que se puede obtener el área del reflector y así, la

reducción en el área de reflector correspondiente a la disminución en la razón de concentración solar después de truncar.

La longitud de arco de una curva regular $y = f(x)$, comprendida entre dos puntos cuyos límites sean $x = a$ y $x = b$, es igual a [12]:

$$L_{arc} = \int_a^b \sqrt{1 + y'^2} dx \quad (2.22)$$

Si la curva se escribe en forma paramétrica $x = \varphi(t)$ y $y = \psi(t)$ (en donde $\varphi(t)$ y $\psi(t)$ tienen derivadas continuas), la longitud de arco de la curva es igual a [12]:

$$L_{arc} = \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{x'^2 + y'^2} dt \quad (2.23)$$

Donde t_1 y t_2 son los valores del parámetro, correspondientes a los extremos del arco.

En el caso de las ecuaciones que definen la curvatura del reflector del concentrador parabólico compuesto, se debe dividir el cálculo de la longitud de arco en dos expresiones matemáticas, una para la sección de involuta y otra para la sección de parábola.

Para la involuta, las derivadas totales con respecto al parámetro φ son:

$$\frac{dx}{d\varphi} \equiv x' = r\varphi \sin \varphi \quad (2.24)$$

$$\frac{dy}{d\varphi} \equiv y' = -r\varphi \cos \varphi \quad (2.25)$$

Si $\varphi_{1,inv} = 0$ y $\varphi_{2,inv} = \varphi_{inv}$, la longitud de arco de la sección de involuta es:

$$L_{arc_{inv}} = \frac{r}{2} \varphi_{inv}^2 \quad (2.26)$$

Para la parábola, las derivadas totales con respecto al parámetro φ son:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{d\varphi} \equiv x' &= rA^* \left[\sin \varphi + \cos \varphi \left(\frac{\cos(\varphi - \theta_C)}{1 + \sin(\varphi - \theta_C)} \right) \right] \\ \frac{dy}{d\varphi} \equiv y' &= -rA^* \left[\cos \varphi - \sin \varphi \left(\frac{\cos(\varphi - \theta_C)}{1 + \sin(\varphi - \theta_C)} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.27)$$

Sustituyendo A^* y reorganizando:

$$L_{arc_{par}} = \sqrt{2}r \int_{\varphi_{inv}}^{\varphi_{par}} \frac{\pi/2 + \theta_C + \varphi - \cos(\varphi - \theta_C)}{[1 + \sin(\varphi - \theta_C)]^{3/2}} d\varphi \quad (2.28)$$

La longitud de arco del reflector se calcula resolviendo la siguiente ecuación:

$$L_{arc} = r \left[\frac{\varphi^2}{2} \Big|_0^{\varphi_{inv}} + \sqrt{2} \int_{\varphi_{inv}}^{\varphi_{par}} \frac{\pi/2 + \theta_C + \varphi - \cos(\varphi - \theta_C)}{[1 + \sin(\varphi - \theta_C)]^{3/2}} d\varphi \right] \quad (2.29)$$

Donde φ_{inv} y φ_{par} son los valores máximos de φ para la sección de involuta y para la de parábola, respectivamente. El segundo término de la ecuación (2.29) se resuelve mediante un método numérico.

Gráficamente, el truncamiento se hace dibujando una línea horizontal a través de la cúspide a una altura seleccionada y descartando la parte de la curva sobre dicha línea [7]. Matemáticamente, la curva se define con un valor máximo de φ menor que $3\pi/2 - \theta_C$. La forma de la curva bajo la línea de corte no se modifica por el truncamiento, así que el ángulo de aceptación de un CPC truncado es exactamente igual al del completamente desarrollado.

Para obtener una razón de concentración dada, generalmente se inicia con una razón de concentración mayor (menor θ_C) y se trunca la curva para obtener la apertura apropiada y así la razón de concentración deseada [7]. La figura 2.4 muestra la curvatura de las cúspides del reflector con ángulos de aceptación de 40°, 35° y 30° para un tubo con diámetro de 0.1m. Las razones de concentración de las curvas completas son 1.56, 1.74 y 2.0, respectivamente. Las porciones sólidas de las curvas representan concentradores 1.56x, en donde dos de las curvas están truncadas.

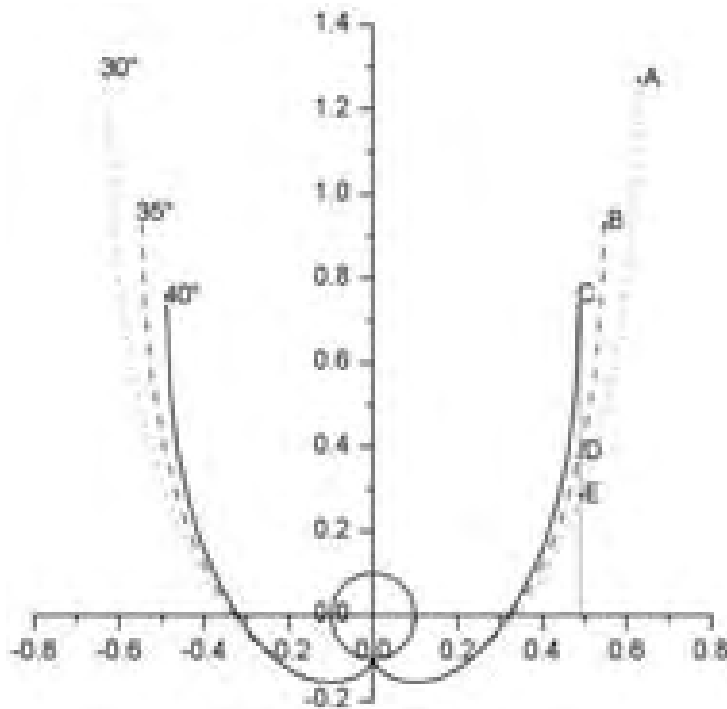


Figura 2.4. Concentradores con $\theta_C = 40^\circ$, 35° y 30° . Las porciones sólidas representan una cúspide completamente desarrollada con $\theta_C = 40^\circ$ y cúspides con $\theta_C = 35^\circ$ y 30° truncadas a una razón de concentración de 1.56x (Adaptada de McIntire (1979) [7])

La reducción en el ángulo de aceptación no necesariamente debe ser alta. Como se observa en la figura 2.4, una reducción en θ_C desde 40° a 35° reduce sustancialmente la altura del espejo desde el punto C al punto D . Una reducción adicional de 5° al punto E tiene un efecto menor en la altura del reflector. La reducción en altura desde el punto C es importante dado que ayuda a determinar el tamaño de la unidad de colección solar. La reducción en el arco del reflector (distancia a lo largo de la curva del reflector desde el fondo del receptor a su cúspide) disminuye la cantidad de material reflector requerida.

2.5 Propiedades Ópticas

Cada uno de los componentes principales de un concentrador solar debe tener buenas propiedades ópticas para garantizar un desempeño óptimo.

2.5.1 Cubierta

La cubierta se utiliza para reducir las pérdidas de calor por convección y debe ser transparente para permitir el paso de la radiación solar hacia el reflector y el absorbedor. La cubierta ideal es un aislante transparente, ya que tiene transmitancia alta para la radiación solar, y baja para la radiación térmica desde el absorbedor [5].

Las pérdidas ópticas en la cubierta se deben a la reflexión en su superficie y a la absorción dentro del material, dependen del ángulo de incidencia y del índice de refracción. La mayoría de los materiales usados tienen un índice de refracción de alrededor de 1.5.

Las pérdidas por absorción dependen del coeficiente de extinción y del espesor, el vidrio ordinario tiene pérdidas altas debido a su contenido de hierro (un vidrio de 3mm de espesor presenta una transmitancia solar de aproximadamente 84%).

2.5.2 Reflector

El reflector debe ser altamente especular y debe tener una reflectancia tan alta como sea posible para garantizar que la radiación solar incida sobre el absorbedor. Existen dos materiales prácticos con reflectancia especular lo suficientemente alta como para aplicarse en dispositivos solares: aluminio (aproximadamente hasta 0.90) y plata (alrededor de 0.96).

2.5.3 Absorbedor

El absorbedor de los dispositivos solares debe tener una alta absorptancia de la radiación en el espectro solar y, al mismo tiempo, debe conducir eficientemente el calor absorbido hacia el fluido de trabajo [5].

En general, la mayoría de los materiales de absorción no tienen una absorptancia muy alta, y es deseable que posean una emisividad de onda larga lo más baja posible, con el fin de reducir las pérdidas de energía térmica desde la superficie absorbente, a las temperaturas típicas de la pared del absorbedor.

2.5.3.1 Superficie selectiva

La ley de Kirchhoff establece que a una longitud de onda λ dada, la absorptancia espectral α_λ debe ser igual con la emisividad espectral ϵ_λ .

La radiación térmica emitida por los concentradores solares está sobre el rango de longitud de onda de $2\mu\text{m}$, mientras que la mayoría del espectro solar tiene longitudes de onda menores de $2\mu\text{m}$ [5]. Una *superficie selectiva* se define entonces como aquella que tiene una alta absorptancia solar (integrada sobre el espectro solar) y una baja emitancia de longitud de onda larga (integrada sobre el espectro térmico). Este tipo de superficie se considera semigris, dado que se puede considerar gris en el espectro solar y también gris, pero con diferentes propiedades, en el espectro infrarrojo. Para una superficie opaca $\alpha_\lambda = 1 - \rho_\lambda$, así que en el rango solar la absorptancia es muy alta. A longitudes de onda mayores (espectro térmico) la reflectancia se acerca a la unidad y, dado que $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda = 1 - \rho_\lambda$, la emitancia es baja [13].

La absorptancia en el espectro solar, y la emitancia de longitud de onda larga, se determinan a partir de los datos de reflectancia monocromática integrados sobre el rango apropiado del espectro.

En general, para producir el efecto de selectividad en un dispositivo solar, se aplica una capa sobre el sustrato con baja emitancia del absorbedor, esta capa absorbe la energía solar, y el sustrato es el que emite poca radiación de onda larga. Estos revestimientos pueden ser homogéneos o tener una estructura en particular [13], y sus propiedades ópticas son las inherentes al material de la capa o del sustrato y la estructura de la capa. Muchos de los materiales utilizados son óxidos metálicos para revestir un sustrato metálico.

Una consideración crítica del uso de superficies selectivas es su durabilidad, ya que los concentradores solares se diseñan, en general, para ser utilizados durante largos periodos de tiempo sin mantenimiento alguno, y los revestimientos y sustratos deben mantener sus propiedades en atmósferas húmedas u oxidantes y a altas temperaturas.

2.5.4 Cálculo de propiedades ópticas

Los datos que generalmente se tienen disponibles para calcular la reflectancia son mediciones de la reflectancia monocromática hemisférica ρ_λ , que por definición es la razón entre la reflectancia monocromática angular hemisférica y la reflectancia monocromática hemisférica angular, es decir, toda la radiación reflejada medida cuando la superficie es irradiada desde todas las direcciones. Ésta está relacionada con la emitancia monocromática hemisférica ε_λ y la absorptancia monocromática hemisférica α_λ por la ecuación:

$$\rho_\lambda + \varepsilon_\lambda = \rho_\lambda + \alpha_\lambda = 1 \quad (2.30)$$

Con estos datos, se puede dividir convenientemente el espectro (de cuerpo negro para la emitancia o de energía incidente para la absorptancia) en segmentos, e integrar numéricamente para obtener α o ε [13].

Considerando el cálculo de la emitancia, para un segmento j del espectro de cuerpo negro a la temperatura de superficie T , hay una emitancia monocromática $\varepsilon_{\lambda,j}$, que es la razón entre la energía reflejada por el material y la energía reflejada por un cuerpo negro a la misma temperatura. El incremento de energía Δf_j en el espectro de cuerpo negro puede determinarse como la diferencia en $f_{0-\lambda T}$ en las longitudes de onda definidas en el segmento. La contribución del incremento j -ésimo a la emitancia es $\varepsilon_{\lambda,j} \Delta f_j$. Así:

$$\varepsilon = \sum_1^n \varepsilon_{\lambda,j} \Delta f_j \quad (2.31)$$

o en términos de la reflectancia:

$$\varepsilon = 1 - \sum_1^n \rho_{\lambda,j} \Delta f_j \quad (2.32)$$

El cálculo de la absorptancia es similar, excepto que debe especificarse la radiación incidente.

2.6 Referencias

- [1] Gordon, J.M. (1986) *Low-concentration CPC's for low-temperature solar energy applications*, Journal of Solar Energy Engineering, 108, pp. 49-54.
- [2] Rabl, A. (1976) *Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators*, Solar Energy, 18, pp. 497-511.
- [3] Collares-Pereira, M., Gordon, J.M., Rabl, A., Winston, R. (1991) *High concentration two-stage optics for parabolic trough solar collectors with tubular absorber and large rim angle*, Solar Energy, 47, pp. 457-466.
- [4] Kalogirou, S. (1997) *Technical note: Design, construction, performance evaluation and economic analysis of an integrated collector storage system*, Renewable Energy, 12, pp. 179-192.
- [5] Rabl, A. (1985) *Active solar collector and their applications*, Oxford University Press, first edition, 147-169.
- [6] Oommen, R., Jayaraman, S. (2001) *Development and performance analysis of compound parabolic solar concentrators with reduced gap losses – oversized reflector*, Energy Conversion and Management, 42, pp. 1379-1399,
- [7] McIntire, W.R. (1979) *Truncation of nonimaging cusp concentrators*, Solar Energy, 23, pp. 351-355.
- [8] Eames, P.C., Norton, B., Tripagnostopoulos, Y., Yianoulis, P. (1999) *Modeling line-axis solar concentrators in the medium temperature range*, Renewable Energy, 16, pp. 743-748.
- [9] Kreider, J.F., Kreith, F. (1981) *Solar energy handbook*, McGraw Hill, USA.
- [10] Khonkar, H.E.I., Sayigh, A.A.M. (1995) *Optimization of the tubular absorber using a compound parabolic concentrator*, Renewable Energy, 6, pp. 17-21.
- [11] Blanco, M.E., Gomez-Leal, E, Gordon, J.M. (1986) *Asymmetric CPC solar collectors with tubular receiver: geometric characteristics and optimal configuration*, Solar Energy, 37, pp. 49-54.
- [12] Demidovich, B. (1985) *Problemas y ejercicios de análisis matemático*, Ediciones Quinto Sol, primera edición.
- [13] Duffie, J.A., Beckman, W.A. (1991) *Solar engineering of thermal processes*, John Wiley and Sons, New York, second edition.

3 MODELO TERMODINÁMICO DEL CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO APLICADO COMO GENERADOR DE VAPOR DE AMONIACO-AGUA

En este capítulo se desarrolla el modelo termodinámico del comportamiento del fluido al interior del tubo absorbedor del concentrador parabólico compuesto de absorbedor tubular.

Este modelo se utilizó un esquema de flujo separado para simular el comportamiento del flujo en dos fases, y se aplicó el método de volúmenes de control para resolverlo. Se desarrolló un modelo de simulación numérica unidimensional para el comportamiento dinámico y térmico del flujo en dos fases. Las ecuaciones gobernantes dentro del tubo (continuidad, momentum y energía), junto con la ecuación de energía en la pared del tubo, fueron resueltas de una forma segregada. Las ecuaciones gobernantes discretizadas en las zonas con flujo de fluido fueron acopladas usando un método implícito paso a paso. Se utilizó un esquema numérico de diferencia central implícita y un solucionador de ecuaciones para una matriz tridiagonal en la pared del tubo.

Los resultados obtenidos con el modelo desarrollado para el concentrador solar se acoplaron con el sistema de refrigeración por absorción completo, mediante la aplicación del programa de simulación Aspen plus.

3.1 Introducción

En esta sección se hace una breve descripción de la teoría de modelación del flujo en dos fases. Las fases pueden ser una combinación de líquido, gas y/o sólido. Este apartado sólo se refiere al flujo líquido-gas, con énfasis en el análisis de la ebullición.

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 [1]. La *ebullición en convección forzada* transcurre dentro de una corriente constituida por líquido y vapor fluyendo, donde la superficie caliente puede ser la pared del canal que confina al fluido.

En un sentido general, el flujo en dos fases con adición de calor es un problema termo hidrodinámico acoplado [2]. 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.

Durante los procesos de evaporación convectiva interna, el vapor y el líquido están en movimiento simultáneo dentro del canal o tubo. El flujo en dos fases resultante generalmente es físicamente más complicado que el flujo en fase simple. En adición a las fuerzas inerciales y viscosas y la presión presentes en flujo de fase simple, el flujo en dos fases también está afectado por fuerzas de tensión interfacial, las características de mojado del líquido sobre la pared del tubo, y el intercambio de momentum entre las fases líquido y vapor [3].

Es muy difícil desarrollar un tratamiento analítico generalizado del flujo líquido-vapor. Existen tres tipos de modelos que pueden utilizarse para predecir su comportamiento, dependiendo de las características específicas del flujo en dos fases: modelo de flujo homogéneo, modelo de flujo separado y modelo de flujo de dos fluidos; el modelo utilizado en el análisis del flujo en este estudio es el de flujo separado. A continuación se presenta una breve descripción de cada uno de ellos.

Modelo de flujo homogéneo. Considera que las dos fases viajan juntas con velocidades iguales de vapor y de líquido, y que la temperatura y la presión entre las fases o componentes son constantes. En cuanto al comportamiento del flujo en dos fases, se considera igual al de un pseudo-fluido simple con ciertas propiedades del fluido promediadas a partir de las propiedades de las fases individuales.

Modelo de flujo separado. En este modelo se elimina la restricción de velocidades iguales de las fases, considerando que las dos fases pueden deslizarse entre ellas, tienen la misma presión y temperatura en cualquier punto del tubo, el líquido y el vapor ocupan áreas independientes separadas por una interfase y los esfuerzos de corte entre la pared y el líquido son diferentes a los que existen entre la pared y el vapor. Así, la predicción del cambio de fase es consecuencia de la predicción de la transferencia de calor dado que las dos fases se suponen en equilibrio termodinámico.

Modelo de dos fluidos. Difiere del modelo de flujo separado en que las ecuaciones de conservación son independientes para ambas fases, y existe la posibilidad de desequilibrio termodinámico entre ellas, por lo tanto, cada fase tiene su propia velocidad, temperatura y presión. Este modelo requiere información acerca de los regímenes de flujo involucrados, dado que cada fase se resuelve por separado y además, necesita modelos exactos para predecir el intercambio de masa, momentum y energía entre las fases en la interfase.

En el modelo de flujo separado se considera que las fases se deslizan una con respecto a la otra, y se hacen las siguientes suposiciones [4]:

- Las dos fases tienen la misma presión y temperatura en cualquier sección transversal del tubo.
- Las ecuaciones de conservación con un balance total de masa, momentum y energía se pueden escribir dentro de un volumen de control cilíndrico.
- El líquido y el vapor ocupan áreas transversales A_l y A_g , respectivamente.
- La fracción de vapor ε_g se define como la razón entre el área de vapor A_g y el área de sección transversal del tubo.
- No se conocen la fracción de vacío, la separación entre fases y los esfuerzos de corte en la pared.
- Los esfuerzos de corte entre la pared y el líquido son diferentes a los que existen entre la pared y el vapor.

Análogo a la definición de los esfuerzos cortantes de dos fases para la ecuación de movimiento, la ecuación de energía se simplifica definiendo números de Nusselt en dos fases. Dado que se supone equilibrio termodinámico entre fases, el cambio de fase se calcula como el calor total transferido entre el calor latente de cambio de fase.

3.1.1 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* [5]. 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 [6].

3.1.1.1 Correlación de Churchill

El factor de fricción fue evaluado con la expresión propuesta por Churchill (1977) [7], válida para todos los regímenes de flujo:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (3.1)$$

donde:

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[1 / \left[\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\epsilon_{ra}}{D_{in}} \right] \right] \right\}^{16} \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (3.2)$$

3.1.1.2 Correlación de Gnielinski

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en una sola fase se utilizó la ecuación de Gnielinski (1976) [8], desarrollada para flujo turbulento en tuberías lisas:

$$\alpha_{tcf,l} = \frac{(f_r/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12.7\sqrt{(f_r/8)}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \frac{k}{D_{in}} \quad (3.3)$$

Donde el coeficiente de resistencia del tubo f_r , se calcula con la ecuación de Filonenko [8] para flujo isotérmico en tubos lisos:

$$f_r = (1.82 \log_{10} \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad (3.4)$$

Las condiciones en las que se recomienda la aplicación de la correlación de Gnielinski son de $2000 < \text{Re} < 10^6$ y $0.7 < \text{Pr} < 700$, que incluyen la región de transición entre flujo laminar y turbulento para flujo completamente desarrollado.

3.1.1.3 Correlación de Zürcher, Thome y Favrat

La correlación utilizada por Zürcher et al. [9] para evaluar experimentalmente el proceso de evaporación de amoníaco en un tubo horizontal de acero inoxidable fue desarrollada por Kattan et al. [9]. El estudio comprendió un amplio rango de valores de flujo de calor, flujo másico y calidad del vapor. Los regímenes observados fueron completamente estratificado, ondulado, intermitente, anular y parcialmente seco. La correlación usada predice los coeficientes de transferencia de calor locales en la mayor parte de los regímenes observados.

3.1.1.4 Correlación de Kandlikar

En la región de ebullición subenfriada (si existe) el coeficiente de transferencia de calor se calculó de acuerdo a Kandlikar (1998) [10]. En su modelo, desarrolla la metodología de cálculo del coeficiente de la región de ebullición subenfriada para cada una de las siguientes tres subregiones: de ebullición parcial, de ebullición completamente desarrollada y una nueva llamada de flujo vacío significativo.

3.1.1.5 Correlación de Rouhani y Axelsson

La fracción de vacío se calculó con la ecuación semiempírica de Rouhani y Axelsson [11], quienes describen los mecanismos y calculan las velocidades de transferencia de calor para el vapor y el líquido. Para ello suponen que el calor se remueve por generación de vapor, calentamiento del líquido que reemplaza las burbujas y, en algunas regiones, por transferencia de calor en fase simple. Después determinan las fracciones de vacío correspondientes a las calidades de vapor calculadas.

$$\varepsilon_g = \frac{x_g}{\rho_{d_g}} \left\{ \left[1 - 0.12(1 - x_g) \right] \left[\frac{x_g}{\rho_{d_g}} + \frac{1 - x_g}{\rho_{d_l}} \right] + \frac{1.18(1 - x_g)}{G} \left[\frac{\tau_l g (\rho_{d_l} - \rho_{d_g})}{\rho_{d_l}^2} \right]^{0.25} \right\}^{-1} \quad (3.5)$$

3.1.1.6 Correlación de Friedel

El esfuerzo cortante en la pared del tubo se calculó con la correlación obtenida por Friedel (1979) [12], para conocer el factor de corrección en dos fases (multiplicador friccional Φ). Esta correlación se recomienda cuando se cumple la siguiente relación para el fluido: $(\mu_l / \mu_g) < 1000$.

3.2 Modelo Original del Concentrador Solar

En un trabajo anterior se desarrolló un modelo de un concentrador parabólico compuesto aplicado como generador de vapor de amoníaco-agua en un refrigerador solar por absorción amoníaco-agua [13]. En el modelo propuesto se consideró flujo bifásico homogéneo en la zona de generación de vapor, es decir, se supuso que el fluido en dos fases se comportaba sólo como fase líquida con pseudo-propiedades derivadas de las propiedades de las fases individuales, y la solución fue una ecuación explícita de la temperatura del fluido.

En este estudio se modificó el modelo original del concentrador solar como generador de vapor en varios aspectos:

- El modelo matemático fue optimizado al considerar flujo separado, y fue dividido en tres subsistemas principales acoplados: el primero para resolver la transferencia de calor en el flujo de fluido, utilizando un modelo de flujo separado, el segundo para calcular la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor, y el tercero para calcular el calor útil que se obtiene del análisis térmico del concentrador solar.
- La ecuación de energía fue reformulada en términos de la entalpía del fluido, de ahí se puede obtener la temperatura de la mezcla amoniaco-agua.
- Se resolvieron las ecuaciones gobernantes de conservación de masa y de cantidad de movimiento.
- Se hicieron nuevas consideraciones para calcular las propiedades de la mezcla y algunos parámetros de la geometría solar.
- El programa de simulación del concentrador tipo CPC se modificó y se dividió en varias librerías y subrutinas, lo cual permite una solución más rápida y eficiente.

3.3 Sistema de Refrigeración por Absorción Amoniaco-Agua

La figura 3.1 muestra el sistema continuo simple de refrigeración por absorción amoniaco-agua, donde se utiliza un concentrador parabólico compuesto como generador de vapor de amoniaco-agua. El sistema propuesto incluye como componentes: un generador (CPC), un calentador auxiliar, un separador, un rectificador, un condensador, un evaporador, un absorbedor, un economizador, un preenfriador, una bomba de circulación forzada y dos válvulas de expansión.

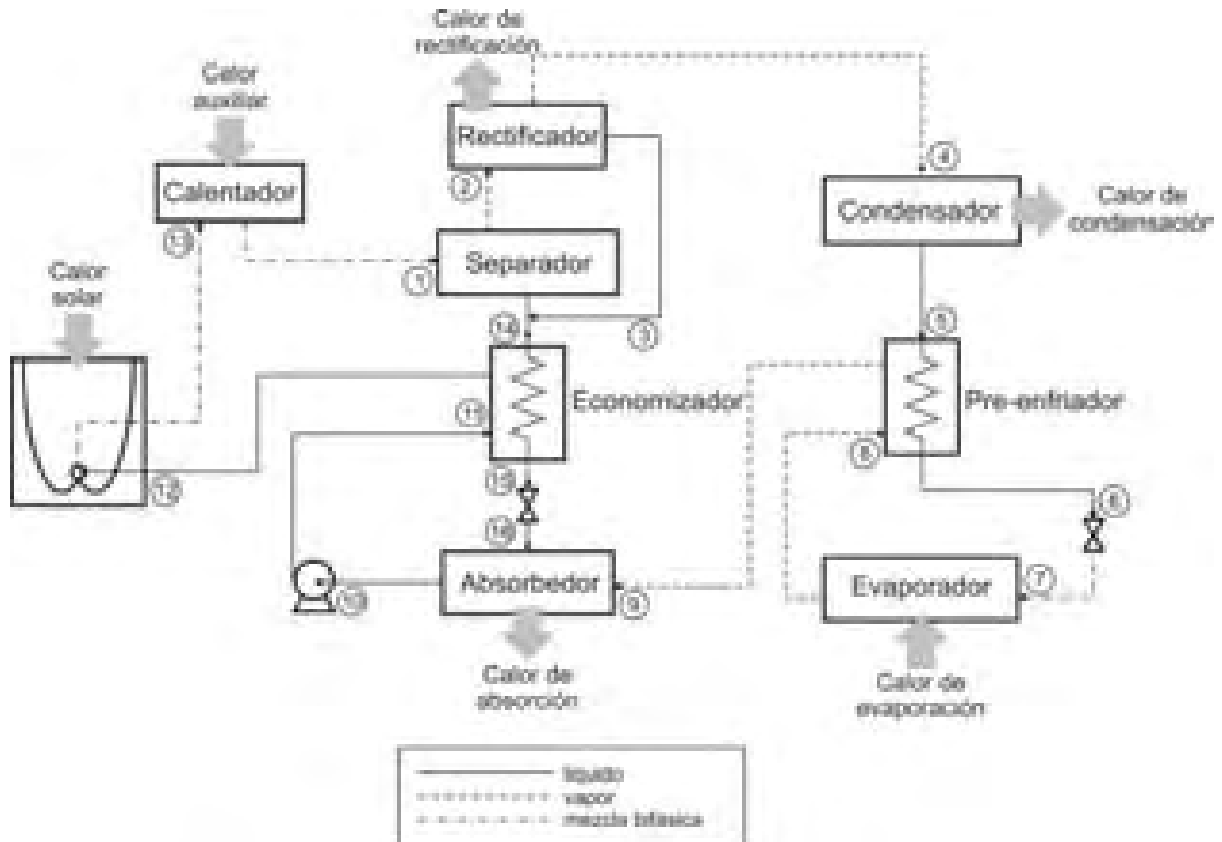


Figura 3.1. Sistema continuo de refrigeración por absorción amoniaco-agua, con un CPC como generador de vapor y un calentador auxiliar para garantizar el suministro de calor

En este sistema se tienen dos niveles de presión: P_{GE} y P_{CO} ; y tres niveles térmicos: T_{GE} , $T_{CO} = T_{AB}$ y T_{EV} . El procedimiento de operación es como sigue: en el generador (CPC-calentador auxiliar) se tiene una mezcla concentrada amoníaco-agua a alta presión (12), la cual se calienta con la radiación solar captada (13) y el calentador auxiliar (cuando la carga térmica obtenida con el CPC no es suficiente) hasta una temperatura T_{GE} (1), superior a la temperatura de saturación de la mezcla, por lo que a la salida se obtiene una mezcla bifásica, que se disocia en el separador (2, 3). La fase vapor, rica en amoníaco, se purifica en el rectificador (4), ya que a la salida se requiere una pureza superior al 99.5% de amoníaco. El vapor de amoníaco se condensa en el condensador (5) y el amoníaco líquido obtenido se subenfía en el preenfriador (6), para luego expandirse al pasar por la válvula reductora de presión (7). En el evaporador se obtiene el efecto refrigerante (8), posteriormente el vapor a baja presión intercambia calor en el preenfriador (9) con el líquido proveniente del condensador y se envía al absorbedor, donde se regenera la mezcla amoníaco-agua (10). La mezcla concentrada se bombea (incrementando su presión) hacia el economizador (11) para disminuir la carga térmica en el generador (12), al precalentarse por intercambio de calor con el líquido obtenido del separador (14). Con la solución regenerada se inicia nuevamente el ciclo.

El modelo térmico desarrollado se restringe al análisis del concentrador parabólico compuesto como generador de vapor de amoníaco-agua, con especial interés en el proceso de evaporación de la mezcla bifásica amoníaco-agua.

3.4 Modelo Térmico Desarrollado

La figura 3.2 muestra un esquema del concentrador tipo CPC analizado, que está conformado por tres componentes principales: un reflector, un absorbedor tubular y una cubierta. En la aplicación como generador de vapor de la mezcla amoníaco-agua se hace circular una mezcla líquida amoníaco-agua que se calienta con radiación solar concentrada, y a la salida se obtiene una mezcla bifásica saturada, con la fase de vapor rica en amoníaco y con trazas de agua.

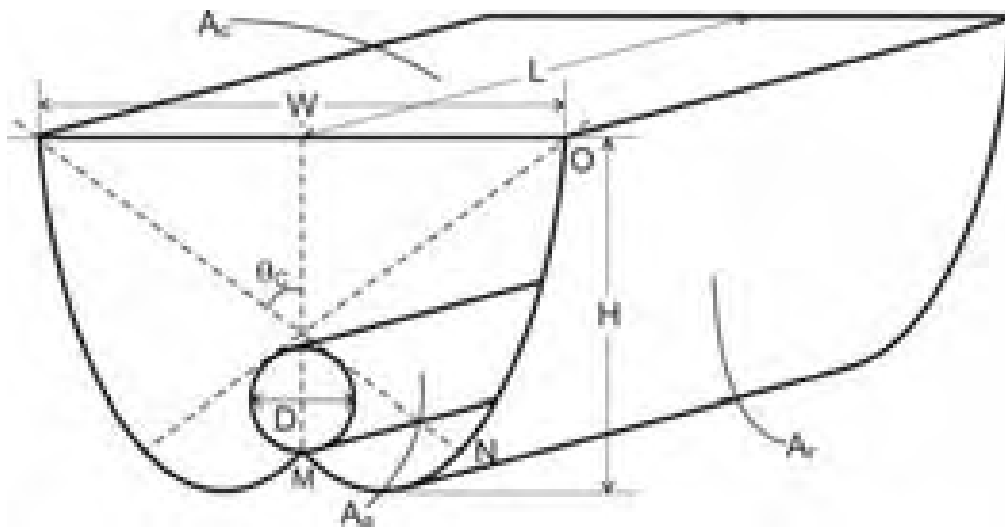


Figura 3.2. Concentrador parabólico compuesto de absorbedor tubular. Se muestra el ángulo medio de aceptación (θ_c), el área de apertura (A_c), el área absorbidora (A_a), el área reflectora (A_r), los segmentos del reflector (MN y NO), el diámetro del tubo absorbedor (D), la altura del concentrador (H), su ancho (W), y su longitud (L)

El análisis se simplificó considerando el sistema bajo estudio como un tubo de diámetro D , con flujo interno de fluido \dot{m} y flujo superficial de calor q_u . La figura 3.3 muestra la sección transversal del tubo absorbedor del CPC. Básicamente, la mezcla subenfriada amoníaco-agua ingresa al tubo en el punto 0 con un flujo másico constante \dot{m} y una temperatura de entrada $T_{f,i}$. El tubo absorbedor recibe un flujo superficial de calor (o ganancia de calor útil) q_u . La mezcla amoníaco-agua comienza a evaporarse a una cierta longitud L_s , donde se alcanza la temperatura de saturación $T_{f,s}$. Finalmente, la mezcla en dos fases sale en la posición L con una calidad de salida $x_{gf,o}$ y una temperatura final $T_{f,o}$.

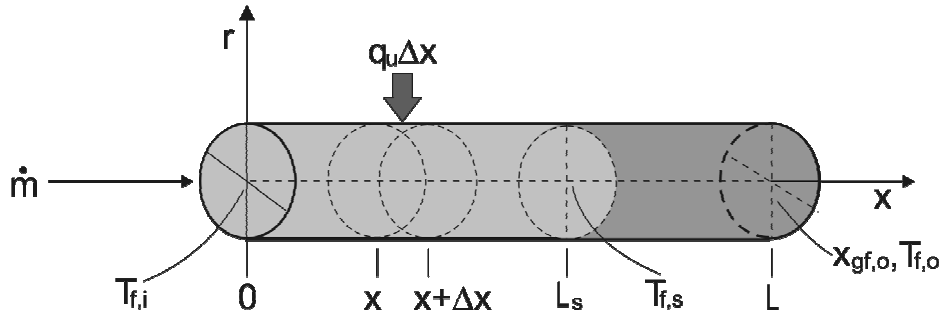


Figura 3.3. Sección transversal del tubo absorbedor. Se muestra el flujo interno de fluido (\dot{m}), la temperatura de entrada ($T_{f,i}$) y de salida del fluido ($T_{f,o}$), el punto donde inicia el proceso de evaporación (L_s) con una temperatura de saturación ($T_{f,s}$), y el flujo de calor superficial (q_u)

Para facilitar el análisis, el modelo se dividió en tres partes:

- El estudio del flujo de fluido al interior del tubo absorbedor, tomando en consideración el proceso de evaporación del fluido.
- El análisis del proceso de transferencia de calor por conducción a través de la pared del tubo absorbedor.
- El estudio de la transferencia de calor en el concentrador solar para calcular la ganancia de calor útil obtenida de la concentración de radiación solar.

3.4.1 Flujo interno de fluido

Para realizar el análisis del flujo interno de fluido se establecieron las ecuaciones gobernantes de continuidad, momentum y energía, tomando en cuenta las características geométricas del tubo absorbedor (diámetro, longitud, rugosidad y ángulo de inclinación) se hicieron las siguientes suposiciones:

- Flujo unidimensional: $P(x,t)$, $h(x,t)$, $T(x,t)$, etc.
- Medio radiativo no participante en intercambio despreciable de calor por radiación entre superficies.
- Conducción calor axial dentro del fluido despreciable.
- Diámetro y rugosidad del absorbedor constantes.

Las ecuaciones gobernantes semi-integradas sobre un volumen de control finito (VC) tienen la siguiente forma:

- Continuidad:

$$[\dot{m}]_{j-1}^j + \frac{\partial m}{\partial t} = 0 \quad (3.6)$$

- Momentum:

$$[\dot{m}_g V_g]_{j-1}^j + [\dot{m}_l V_l]_{j-1}^j + \Delta x \frac{\partial \tilde{m}}{\partial t} = -[P]_{j-1}^j A_t - \tilde{\tau} p \Delta x - mg \sin \beta_a \quad (3.7)$$

- Energía:

$$\begin{aligned} & \tilde{m} [e_l]_{j-1}^j + [\dot{m}_g (e_g - e_l)]_{j-1}^j + (\tilde{e}_g - \tilde{e}_l) \frac{\partial m_g}{\partial t} + \\ & m_g \frac{\partial \tilde{e}_g}{\partial t} + m_l \frac{\partial \tilde{e}_l}{\partial t} - A_t \Delta x \frac{\partial \tilde{P}}{\partial t} + (\tilde{e}_l - \bar{e}_l) \frac{\partial m}{\partial t} = \tilde{q}_u p \Delta x \end{aligned} \quad (3.8)$$

donde $\tilde{\chi}$ representa el promedio integral sobre el volumen de una variable generalizada χ sobre el VC y $\bar{\chi}$ es el promedio aritmético entre la entrada y la salida del VC. El subíndice y el superíndice en los corchetes indican $[X]_{j-1}^j = X_j - X_{j-1}$, es decir, la diferencia entre la cantidad X en la sección de salida y la de entrada.

Para cada volumen de control se obtuvo una serie de ecuaciones gobernantes discretizadas. Los términos transitorios fueron discretizados usando la siguiente aproximación:

$$\partial \chi / \partial t \cong (\chi - \chi^o) / \Delta t \quad \text{donde} \quad \chi = h, P, T, \rho_d \quad (3.9)$$

Siendo el superíndice “o” el valor del instante previo.

El tubo absorbedor fue dividido en N volúmenes de control:

$$i = 0, 1, \dots, N \quad \chi = \chi_i \quad (3.10)$$

Las variables promediadas fueron calculadas como la media aritmética entre sus valores de entrada y de salida:

$$\tilde{\chi}_i \cong \bar{\chi}_i \equiv (\chi_i + \chi_{i+1}) / 2 \quad (3.11)$$

La forma final de las ecuaciones gobernantes se estableció a partir de las aproximaciones numéricas mencionadas anteriormente.

El flujo másico de salida se obtuvo de la discretización de la ecuación (3.6):

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{i-1} - \frac{A_t \Delta x}{\Delta t} (\bar{\rho}_{d_{df}} - \bar{\rho}_{d_{df}}^o) \quad (3.12)$$

Donde la densidad de dos fases se calculó con la correlación:

$$\rho_{d_{df}} = \varepsilon_g \rho_{d_g} + (1 - \varepsilon_g) \rho_{d_l} \quad (3.13)$$

La presión de salida fue obtenida de la discretización de la ecuación (3.7):

$$P_i = P_{i-1} - \frac{\Delta x}{A_t} \left\{ \frac{\pi D_{in} \Phi \bar{f}}{4} \frac{\bar{m}^2}{2 \bar{\rho}_{d,df} A_t^2} + \left[\frac{\dot{m}}{\Delta x} (x_g \bar{V}_g + (1-x_g) \bar{V}_l) \right]_{i-1}^i + \frac{\bar{m} - \bar{m}^o}{\Delta t} + \rho_{d,tp} A_t g \sin \beta_a \right\} \quad (3.14)$$

En términos del flujo másico, las velocidades del gas y del líquido son:

$$\bar{V}_g = \frac{\dot{m} x_g}{\rho_{d,g} \epsilon_g A_t} \quad \bar{V}_l = \frac{\dot{m} (1-x_g)}{\rho_{d,l} (1-\epsilon_g) A_t} \quad (3.15)$$

La entalpía de salida fue calculada de la discretización de las ecuaciones (3.6) y (3.15):

$$h_i = \frac{(2\pi D_{in} \Delta x) q_{wall} - a \dot{m}_i + b \dot{m}_{i-1} + c A_t \Delta x / \Delta t}{\dot{m}_i + \dot{m}_{i-1} + \bar{\rho}_{d,tp}^o A_t \Delta x / \Delta t} \quad (3.16)$$

Donde:

$$\begin{aligned} q_{wall} &= \alpha_{tc_f} (T_{a,i} - \bar{T}_{f,i}) \\ a &= \left[x_g \bar{V}_g + (1-x_g) \bar{V}_l \right]_i^2 + g \sin \beta_a \Delta x - h_{i-1} \\ b &= \left[x_g \bar{V}_g + (1-x_g) \bar{V}_l \right]_{i-1}^2 - g \sin \beta_a \Delta x + h_{i-1} \\ c &= 2(\bar{P}_{i-1} - \bar{P}_{i-1}^o) - \bar{\rho}_{d,df}^o (h_{i-1} - 2\bar{h}_{i-1}^o) - (\bar{\rho}_d \bar{V}_{i-1}^2 - \bar{\rho}_d^o \bar{V}_{i-1}^o{}^2) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Esta formulación de las ecuaciones de conservación se aplicó al flujo en dos fases en estado transitorio, así como en los casos particulares de flujo estacionario o de una sola fase. La formulación matemática en términos de la entalpía generaliza el análisis (sólo es necesaria una ecuación para todas las regiones) y permite lidiar de una forma sencilla con los casos de mezclas amoniaco-agua. En este estudio el modelo se resolvió considerando estado estacionario.

Esta serie de ecuaciones algebraicas se resolvió mediante el método tramo a tramo, es decir, se obtuvieron iterativamente los valores de las variables a la salida de cada VC a partir de los valores conocidos en la sección de entrada y los valores supuestos de las condiciones de frontera en la pared. Esta solución se usó como valor de entrada para el siguiente VC hasta el final del tubo absorbedor.

3.4.1.1 Propiedades termodinámicas y de transporte de la mezcla amoniaco-agua

Al considerar equilibrio termodinámico en el líquido subenfriado y en la región bifásica, se pueden calcular la temperatura, la fracción másica y todas las propiedades termodinámicas usando funciones matriciales de la presión y la entalpía:

$$\chi = \chi(P, h) \quad \text{donde} \quad \chi = T, x_g, \rho_d, \dots \quad (3.18)$$

La densidad, la tensión superficial y la entalpía para la mezcla amoníaco-agua se obtuvieron de matrices para las condiciones de generación del equipo, a partir del programa de simulación REFPROP v7.0 (2002) [14], las cuales son calculadas con la formulación de Tillner-Roth y Friend (1998) [15].

Las propiedades de transporte (viscosidad y conductividad térmica) fueron calculadas con dos series de correlaciones diferentes: las de Selim y Elsayed (1999) [16], y las propuestas por Conde (2004) [17]. Inicialmente se utilizaron las correlaciones desarrolladas por Selim y Elsayed (1999) para calcular la viscosidad y la conductividad térmica de la mezcla como funciones de la fracción másica y la temperatura [16]. Posteriormente fueron sustituidas por las correlaciones de Conde (2004) [17], ya que aún cuando las primeras tienen la ventaja de su simplicidad, no están validadas. A continuación se presenta el modelo de Conde [17]:

La viscosidad dinámica de la solución líquida está descrita por las siguientes ecuaciones:

$$\ln \mu_l = X_m \ln \mu_{NH_3, T_{NH_3}^*} + (1 - X_m) \ln \mu_{H_2O, T_{H_2O}^*} + \Delta \mu_{T_{sol}, x} \quad (3.19)$$

$$\Delta \mu_{T_{sol}, x} = \left(0.534 - 0.815 \frac{T_{sol}}{T_{pc, H_2O}} \right) F(X_m) \quad (3.20)$$

$$F(X_m) = 6.38(1 - X_m)^{1.125 X_m} \left(1 - e^{-0.585 X_m (1 - X_m)^{0.18}} \right) \ln \left(\mu_{NH_3, T_{NH_3}^*}^{0.5} \mu_{H_2O, T_{H_2O}^*}^{0.5} \right) \quad (3.21)$$

La viscosidad dinámica de la solución en fase vapor se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$\mu_g = \frac{Y_m \mu_{NH_3}}{Y_m + (1 - Y_m) \phi_{12}} + \frac{(1 - Y_m) \mu_{H_2O}}{(1 - Y_m) + Y_m \phi_{21}} \quad (3.22)$$

$$\phi_{12} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{NH_3}}{\mu_{H_2O}} \right)^{0.5} \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{NH_3}} \right)^{0.25} \right]^2}{\left[8 \left(1 + \frac{M_{NH_3}}{M_{H_2O}} \right) \right]^{0.5}} \quad \phi_{21} = \phi_{12} \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{NH_3}} \frac{M_{NH_3}}{M_{H_2O}} \quad (3.23)$$

La conductividad térmica de la solución líquida como una solución cuasi-ideal:

$$k_l = X_m k_{NH_3, T_{NH_3}^*} + (1 - X_m) k_{H_2O, T_{H_2O}^*} \quad (3.24)$$

La conductividad térmica de la solución en fase vapor es:

$$k_g = \frac{Y_m k_{NH_3}}{Y_m + (1 - Y_m) \phi_{12}} + \frac{(1 - Y_m) k_{H_2O}}{(1 - Y_m) + Y_m \phi_{21}} \quad (3.25)$$

3.4.1.2 Evaluación de coeficientes empíricos

El análisis del flujo dentro del tubo absorbedor en el CPC se dividió en dos secciones, como muestra la figura 3.3: una región donde la mezcla amoníaco-agua subenfriada alcanza la temperatura de saturación, y una región bifásica donde el amoníaco-agua se evapora y se obtiene una mezcla bifásica. El coeficiente de transferencia de calor por convección y el factor de fricción fueron calculados apropiadamente para cada sección del tubo absorbedor.

Región subenfriada. Se aplicó la correlación de Gnielinski (1976) [8] para calcular el coeficiente de transferencia de calor de la fase simple, suponiendo flujo de calor constante para el caso de flujo laminar:

$$\alpha_{tc_{f,l}} = \max(\alpha_{tc_{f,l}}, 4.364) \quad (3.26)$$

El factor de fricción fue evaluado con la expresión propuesta por Churchill (1977) [7]. En la región de ebullición subenfriada (si existe) el coeficiente de transferencia de calor se calculó de acuerdo a Kandlikar (1998) [10].

Región de dos fases en equilibrio. Se consideró flujo bifásico separado, la fracción de vacío se calculó de la ecuación semiempírica de Rouhani y Axelsson [11]. Para la región de transferencia de calor convectiva se utilizaron dos modelos diferentes, la correlación propuesta por Mishra et al. (1981) [18] con los coeficientes para la mezcla amoníaco-agua obtenidos por Rivera y Best (1999) [19], y el modelo de flujo en ebullición de Zürcher et al. (1999) [7].

El factor de fricción fue calculado a partir de la misma ecuación que en el caso de la región de líquido subenfriado, usando un factor de corrección (el multiplicador friccional de dos fases Φ) de acuerdo con Friedel (1979) [12].

3.4.1.3 Condiciones iniciales

La mezcla amoníaco-agua se encuentra subenfriada a la entrada del tubo absorbedor, por lo tanto se conocen su flujo másico, presión, temperatura y composición, entonces puede calcularse la entalpía interior. El flujo de calor útil q_u a través de la pared del tubo absorbedor debe calcularse y, el balance de energía en los componentes del CPC debe resolverse para obtenerlo. Este valor fue calculado tomando en cuenta la energía solar transferida a través de los componentes del concentrador solar hasta la pared del tubo absorbedor.

3.4.2 Pared del tubo absorbedor

La conducción de calor en la pared interna del tubo absorbedor fue calculada suponiendo una distribución de temperatura unidimensional en estado transitorio. En la figura 3.4 se muestra un volumen de control (VC) característico. P representa el nodo central, E y W indican a sus vecinos. Las caras del VC están representadas como e , w , n y s .

Integrando la ecuación de energía sobre este VC, se obtuvo la siguiente ecuación:

$$(\tilde{q}_{wall} p_s - \tilde{q}_u p_n) \Delta x + (\tilde{q}_w - \tilde{q}_e) A_{t-abs} = m \frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} \quad (3.27)$$

Donde \tilde{q}_{wall} fue evaluada usando el coeficiente de transferencia de calor por convección en el flujo de fluido, y los flujos conductivos de calor fueron evaluados con la ley de Fourier:

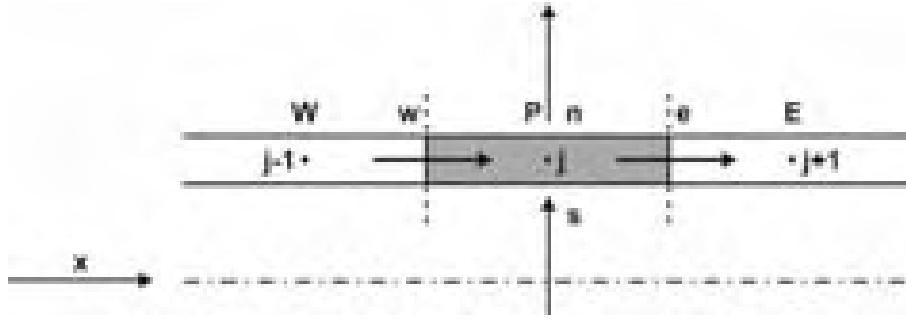


Figura 3.4. Discretización de la pared del tubo absorbedor

$$\tilde{q}_e = -k_e \left(\frac{\partial T_a}{\partial x} \right)_e \quad \tilde{q}_w = -k_w \left(\frac{\partial T_a}{\partial x} \right)_w \quad (3.28)$$

La siguiente ecuación fue obtenida para cada nodo de la malla:

$$aT_{a,i} = bT_{a,i+1} + cT_{a,i-1} + d \quad (3.29)$$

Donde los coeficientes son:

$$\begin{aligned} b &= \frac{k_e A_{t-abs}}{\Delta x} & c &= \frac{k_w A_{t-abs}}{\Delta x} \\ a &= b + c + \alpha_{f,i} p_s \Delta x + \frac{A_{t-abs} \Delta x}{\Delta t} \rho_d Cp & (3.30) \\ d &= \left(\alpha_{f,i} p_s \bar{T}_{f,i} + q_{u,i} p_n \right) \Delta x + \frac{A_{t-abs} \Delta x}{\Delta t} \rho_d Cp T_{w,i}^o \end{aligned}$$

Los coeficientes mencionados fueron aplicados para $2 \leq i \leq N-1$; para los casos particulares de $i=1$ e $i=N$ se utilizaron coeficientes adecuados para tomar en cuenta la conducción de calor axial o las condiciones de frontera de temperatura. La serie de ecuaciones discretizadas de calor por conducción fue resuelta usando el algoritmo TDMA [20].

3.4.3 Transferencia de calor en el concentrador solar

El calor útil en cada VC fue calculado por [21]:

$$q_{u,i} = \frac{A_c}{A_a} S - U_{L,i} (T_{a,i} - T_{amb}) \quad (3.31)$$

Las áreas de la cubierta y el reflector son:

$$A_c = wL \quad A_a = \pi D_{out} L \quad (3.32)$$

La ganancia de energía útil depende de la energía solar absorbida S , que es igual a la energía solar incidente reducida por las pérdidas ópticas en el concentrador [22]. Así, la energía absorbida S se distribuye como la ganancia de energía útil y las pérdidas térmicas en la cubierta, el reflector y el absorbedor, representadas como el coeficiente total de pérdidas de calor U_L .

La energía solar absorbida S es una función de las propiedades radiativas de los componentes del CPC (reflectancia, emitancia, absorptancia y transmitancia), de las condiciones ambientales que dependen del tiempo solar (radiación y posición solar, y temperatura ambiental) y de la velocidad del viento.

La energía solar absorbida fue calculada con el método propuesto por Duffie y Beckman (1991) [22], determinando si el ángulo de incidencia de la radiación directa está dentro del ángulo de aceptación $2\theta_C$, y estimando las contribuciones de la radiación directa y difusa, más la radiación reflejada por la tierra:

$$S = G_{b_{CPC}} \tau_{c_b} \tau_{CPC_b} \alpha_b + G_{d_{CPC}} \tau_{c_d} \tau_{CPC_d} \alpha_d + G_{rt_{CPC}} \tau_{c_{rt}} \tau_{CPC_{rt}} \alpha_{rt} \quad (3.33)$$

La radiación directa recibida por el CPC es:

$$G_{b_{CPC}} = FG_{bn} \cos \theta \quad (3.34)$$

La función de control F es un criterio que toma el valor de 1 o 0 dependiendo de si la radiación directa incide dentro del ángulo de aceptación sobre la cubierta, lo cual se formula mediante la siguiente expresión [22]:

$$(\beta - \theta_C) \leq \tan^{-1}(\tan \theta_z \cos \gamma_s) \leq (\beta + \theta_C) \quad (3.35)$$

La irradiancia solar directa en el plano horizontal del CPC es:

$$G_{bn} = G_n \cos \theta_z \quad (3.36)$$

Donde G_n es la irradiancia directa proveniente del Sol.

La radiación difusa recibida por el CPC es:

$$G_{d,CPC} = \begin{cases} \frac{G_d}{C} & \text{si } (\beta + \theta_C) < 90^\circ \\ \frac{G_d}{2} \left(\frac{1}{C} + \cos \beta \right) & \text{si } (\beta + \theta_C) > 90^\circ \end{cases} \quad (3.37)$$

La radiación difusa se calculó mediante el modelo de Goswami et al. (2000) [23]:

$$G_d = c_o G_{bn} \cos^2 (\phi/2) \quad (3.38)$$

Siendo c_o una constante que depende del mes.

La radiación reflejada por la tierra hacia el CPC es:

$$G_{rt,CPC} = \begin{cases} 0 & \text{si } (\beta + \theta_C) < 90^\circ \\ \frac{G_{rt}}{2} \left(\frac{1}{C} - \cos \beta \right) & \text{si } (\beta + \theta_C) > 90^\circ \end{cases} \quad (3.39)$$

La radiación reflejada por la tierra se calculó con la ecuación reportada por Goswami et al. (2000) [23]:

$$G_{rt} = 0.2G_{bn} (\text{sen } \alpha_s + c_o) \text{sen}^2 (\phi/2) \quad (3.40)$$

La transmitancia para irradiancia directa de la cubierta se calculó mediante una ecuación obtenida para la figura 5.3.1 de Duffie y Beckman (1991) [22], considerando un producto $KL = 0.0125$:

$$\tau_{c_b} = -7 \times 10^{-10} \theta^5 + 7 \times 10^{-8} \theta^4 - 2 \times 10^{-6} \theta^3 - 4 \times 10^{-6} \theta^2 + 7 \times 10^{-4} \theta + 0.9095 \quad (3.41)$$

La transmitancia para la irradiancia difusa de la cubierta se obtuvo con la ecuación (3.41) modificada por un ángulo de incidencia equivalente θ_e , considerando radiación isotrópica.

El factor τ_{CPC} es una “transmitancia” equivalente del CPC que toma en cuenta las pérdidas por reflexión especular del concentrador y es función del número promedio de reflexiones, generalmente se considera igual para la radiación directa, difusa y reflejada por la Tierra, esto es:

$$\tau_{CPC} = \tau_{CPC_b} = \tau_{CPC_d} = \tau_{CPC_g} = \rho^{n_r} \quad (3.42)$$

Donde el número promedio de reflexiones es:

$$n_r = 1 - 1/C \quad (3.43)$$

3.4.3.1 Parámetros solares

La declinación solar fue calculada con la ecuación de Spencer (citada por Iqbal, 1983 [24]), que la estima con un error máximo de 0.0006 rad:

$$\delta = \begin{pmatrix} 0.006918 - 0.399912 \cos \Gamma + 0.070257 \text{seno } \Gamma \\ -0.006758 \cos 2\Gamma + 0.000907 \text{seno } 2\Gamma \\ -0.002697 \cos 3\Gamma + 0.00148 \text{seno } 3\Gamma \end{pmatrix} (180/\pi) \quad (3.44)$$

Γ es el ángulo diario en radianes, definido como:

$$\Gamma = 2\rho \frac{d_n - 1}{365} \quad (3.45)$$

El ángulo horario se calculó con la siguiente relación:

$$\omega_h = -15(12 - E/60) \quad (3.46)$$

Donde E es la ecuación del tiempo, en minutos, reportada por Duffie y Beckman (1991) [22].

El ángulo cenital solar se calculó con:

$$\theta_z = \cos^{-1} (\cos \phi \cos \delta \cos \omega_h + \text{sen } \phi \text{sen } \delta) \quad (3.47)$$

Siendo entonces la altitud solar el complemento del ángulo cenital ($\alpha_s = 90 - \theta_z$).

El ángulo acimutal se calculó con la correlación de Iqbal (1983) [24] que es más simple que la propuesta por Duffie y Beckman (1991) [22]:

$$\gamma_s = \cos^{-1} \left(\frac{\text{sen } \alpha_s \text{ sen } \phi - \text{sen } \delta}{\cos \alpha_s \cos \phi} \right) \quad (3.48)$$

Corregido cuando el ángulo horario es negativo como: $\gamma_s = -\gamma_s$.

El ángulo de incidencia sobre una superficie inclinada se calculó como:

$$\theta = \cos^{-1} (\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega_h + \text{sen}(\phi - \beta) \text{sen } \delta) \quad (3.49)$$

El ángulo de incidencia equivalente es [22]:

$$\theta_e = 44.86 - 0.0716\theta_C + 0.00512\theta_C^2 - 0.00002798\theta_C^3 \quad (3.50)$$

3.4.3.2 Coeficiente total de pérdidas de calor

En la figura 3.5 se muestra el circuito térmico equivalente del concentrador parabólico compuesto de receptor tubular. El absorbedor tubular con temperatura T_a absorbe una cierta cantidad de energía solar S , la cual se distribuye como ganancia de calor útil y pérdidas térmicas a través de la cubierta, el reflector y el tubo absorbedor.

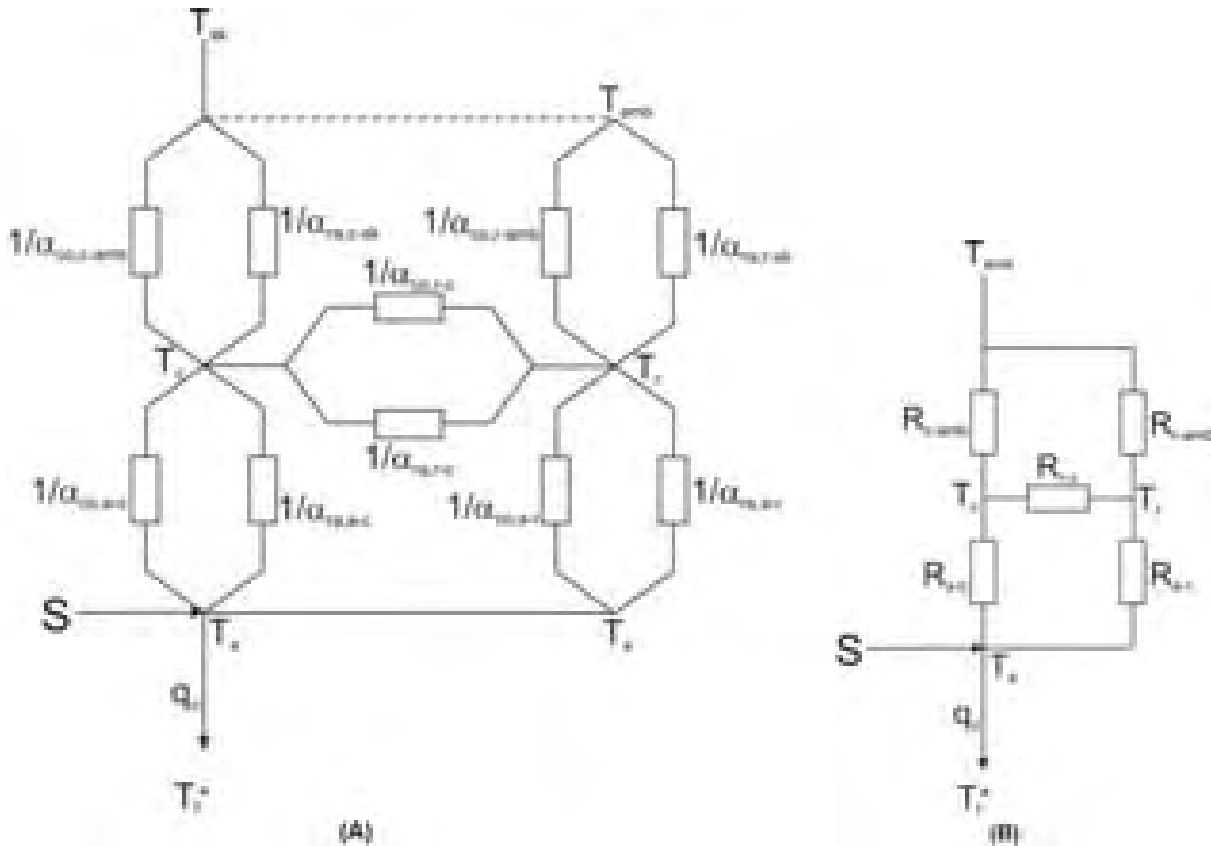


Figura 3.5. Circuito de analogía eléctrica para el CPC. (A) En términos de las resistencias térmicas a la conducción, convección y radiación. (B) En términos de las resistencias térmicas entre los componentes

Este coeficiente depende de la temperatura de los componentes del CPC a través de los coeficientes de pérdidas individuales [1]:

$$U_L = \left\{ \frac{R_{c-amb}R_{r-amb}}{R_{c-amb} + R_{r-amb} + R_{r-c}} + \left[\frac{1}{R_{a-c} + R_{c-amb-r}} + \frac{1}{R_{a-r} + R_{r-amb-c}} \right]^{-1} \right\}^{-1} \quad (3.51)$$

Donde los coeficientes individuales de pérdidas de calor son:

$$R_{r-amb-c} = \frac{R_{r-amb}R_{r-c}}{R_{c-amb} + R_{r-amb} + R_{r-c}} \quad R_{c-amb-r} = \frac{R_{c-amb}R_{r-c}}{R_{c-amb} + R_{r-amb} + R_{r-c}} \quad (3.52)$$

y:

$$\begin{aligned} R_{c-amb} &= \left(\alpha_{tc_{co,c-amb}} + \alpha_{tc_{ra,c-sk}} \right)^{-1} \\ R_{a-c} &= \left(\alpha_{tc_{co,a-c}} + \alpha_{tc_{ra,a-c}} \right)^{-1} \\ R_{r-amb} &= \left(\alpha_{tc_{co,r-amb}} + \alpha_{tc_{ra,r-sk}} \right)^{-1} \\ R_{r-c} &= \left(\alpha_{tc_{co,r-c}} + \alpha_{tc_{ra,r-c}} \right)^{-1} \\ R_{a-r} &= \left(\alpha_{tc_{co,a-r}} + \alpha_{tc_{ra,a-r}} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (3.53)$$

Al coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el reflector y la cubierta $\alpha_{tc_{co,r-c}}$ se le asignó un valor constante de $5W/(m^2 K)$ [25], [26].

Los coeficientes de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente, y entre el reflector y el ambiente son, respectivamente [22]:

$$\alpha_{tc_{co,c-amb}} = (5.7 + 3.8v) \frac{A_c}{A_a} \quad (3.54)$$

$$\alpha_{tc_{co,r-amb}} = (5.7 + 3.8v) \frac{A_r}{A_a} \quad (3.55)$$

Donde el área del reflector fue calculada por:

$$A_r = D_{out} \Delta x \left[\frac{\varphi_{inv}^2}{4} + \frac{1}{\sqrt{2}} \int_{\varphi_{inv}}^{\varphi_{par}} \frac{\frac{\pi}{2} + \theta_C + \varphi - \cos(\varphi - \theta_C)}{[1 + \sin(\varphi - \theta_C)]^{3/2}} d\varphi \right] \quad (3.56)$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el absorbedor y el reflector, y entre el absorbedor y la cubierta se expresan como [25]:

$$\alpha_{ic_{co,a-r}} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_{a,i} - T_{r,i})}{2D_{out}} \quad (3.57)$$

$$\alpha_{ic_{co,a-c}} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_{a,i} - T_{c,i})}{2D_{out}} \quad (3.58)$$

$$\alpha_{ic_{ra,r-sk}} = \varepsilon_r \sigma (T_{r,i}^2 + T_{sk}^2) (T_{r,i} + T_{sk}) \frac{A_r}{A_a} \quad (3.59)$$

$$\alpha_{ic_{ra,c-sk}} = \varepsilon_r \sigma (T_{c,i}^2 + T_{sk}^2) (T_{c,i} + T_{sk}) \frac{A_c}{A_a} \quad (3.60)$$

$$\alpha_{ic_{ra,r-c}} = \frac{\sigma (T_{c,i}^2 + T_{r,i}^2) (T_{c,i} + T_{r,i})}{\frac{(1-\varepsilon_c)}{\varepsilon_c} + \frac{(1-\varepsilon_r)}{\varepsilon_r} \left(\frac{A_c}{A_r}\right)} \cdot \frac{A_r}{A_a} \quad (3.61)$$

$$\alpha_{ic_{ra,a-c}} = \frac{\sigma (T_{a,i}^2 + T_{c,i}^2) (T_{a,i} + T_{c,i})}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \left(\frac{A_c}{A_a}\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_a} - 1\right)} \quad (3.62)$$

$$\alpha_{ic_{ra,a-r}} = \frac{\sigma (T_{a,i}^2 + T_{r,i}^2) (T_{a,i} + T_{r,i})}{\frac{(1-\varepsilon_r)}{\varepsilon_r} + \frac{(1-\varepsilon_a)}{\varepsilon_a} \left(\frac{A_c}{A_a}\right)} \quad (3.63)$$

Es necesario calcular las temperaturas de la cubierta y del reflector para resolver la ecuación (3.31). Ambas se determinan mediante los balances de energía en cada componente del CPC [21]:

$$T_c = \frac{(\alpha_{ic_{ra,a-c}} + \alpha_{ic_{co,a-c}})T_a + \alpha_{ic_{ra,c-sk}}T_{sk} + \alpha_{ic_{co,c-amb}}T_{amb} + (\alpha_{ic_{co,r-c}} - \alpha_{ic_{ra,r-c}})T_r}{\alpha_{ic_{ra,a-c}} + \alpha_{ic_{co,a-c}} + \alpha_{ic_{ra,c-sk}} + \alpha_{ic_{co,c-amb}} + \alpha_{ic_{co,r-c}} - \alpha_{ic_{ra,r-c}}} \quad (3.64)$$

$$T_r = \frac{(\alpha_{ic_{ra,a-r}} + \alpha_{ic_{co,a-r}})T_a + \alpha_{ic_{co,r-amb}}T_{amb} + \alpha_{ic_{ra,r-sk}}T_{sk} + (\alpha_{ic_{co,r-c}} - \alpha_{ic_{ra,r-c}})T_c}{\alpha_{ic_{ra,a-r}} + \alpha_{ic_{co,a-r}} + \alpha_{ic_{co,r-amb}} + \alpha_{ic_{ra,r-sk}} + \alpha_{ic_{co,r-c}} - \alpha_{ic_{ra,r-c}}} \quad (3.65)$$

La temperatura de cielo se calculó con la ecuación [27]:

$$T_{sk} = 0.0552T_{amb}^{1.5} \quad (3.66)$$

3.5 Resolución Numérica

El análisis numérico fue realizado con un método de volúmenes de control (VC) sobre el tubo absorbedor. Las ecuaciones discretizadas fueron acopladas usando un método completamente implícito paso por paso en la dirección del flujo.

A partir de los valores conocidos en la sección de entrada y de valores supuestos de las condiciones de frontera en la pared se obtuvieron iterativamente los valores de las variables a la salida de cada VC mediante las ecuaciones gobernantes discretizadas. Esta solución fue usada como valor de entrada para el siguiente VC. El procedimiento se llevó a cabo hasta el final del tubo absorbedor.

En cada paso de tiempo el proceso de solución fue llevado a cabo con base en un algoritmo global que, en cada VC, resuelve de manera segregada el flujo dentro del tubo absorbedor, la conducción de calor en la pared del tubo absorbedor y la transferencia de calor en el concentrador solar.

El acoplamiento entre las tres subrutinas principales fue realizado iterativamente para cada intervalo de tiempo siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Las ecuaciones para el flujo de fluido dentro del tubo fueron resueltas considerando la distribución de temperatura de la pared del tubo absorbedor como condición de frontera, evaluando la transferencia de calor por convección y la temperatura del fluido en cada VC.
2. La distribución de temperatura fue recalculada en la pared interna del tubo usando la temperatura del fluido y el coeficiente de transferencia de calor por convección evaluado en el paso anterior, y considerando la ganancia de energía útil como condición de frontera.
3. La ganancia de energía útil fue calculada mediante el análisis térmico en los componentes del CPC, y la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor calculada en el paso anterior.

La convergencia en cada VC fue verificada usando la siguiente condición:

$$\left(1 - \left| \frac{\chi_i^* - \chi_{i-1}}{\Delta\chi} \right| \right) < \delta \quad (3.67)$$

Donde χ se refiere a las variables dependientes de presión y entalpía, y χ^* representa sus valores en la iteración previa. El valor de referencia $\Delta\chi$ se evalúa localmente como $\chi_i - \chi_{i-1}$.

Cuando éste tiende a cero, $\Delta\chi$ se sustituye por χ_{i-1} .

La convergencia global es alcanzada cuando entre los dos cálculos consecutivos de las tres subrutinas, la ecuación (3.67) se cumple en todo el dominio para todos los VC.

3.6 Simulación del Concentrador Solar Acoplado con un Sistema de Refrigeración por Absorción Completo

El propósito de la secuencia de cálculo desarrollada fue obtener las condiciones de operación del sistema de refrigeración solar por absorción amoniaco-agua mostrado en la figura 3.1. Para ello se aplicó un balance total de energía a todos los componentes del sistema, con excepción del modelo del CPC, el cual se estudió con la simulación numérica descrita anteriormente. Con el fin de simplificar el análisis se hicieron las siguientes suposiciones:

- Las presiones alta y baja del sistema se consideraron de 11.0bar y 2.8bar, respectivamente.
- La caída de presión a través de todos los componentes es despreciable (excepto en el CPC).
- El fluido sale del condensador como líquido saturado (estado 5).
- A la salida del evaporador se obtiene vapor saturado (estado 8).
- Del rectificador sale vapor de amoníaco con un 99.5% de pureza (estado 4).
- Las válvulas de expansión son isoentálpicas.
- El preenfriador tiene una efectividad de 0.5 y el economizador de 0.86.
- La potencia de la bomba de solución amoníaco-agua es despreciable.

Para el cálculo de las propiedades termodinámicas de las soluciones de amoníaco-agua se utilizó REFPROP v7.0 [14].

El balance de energía del sistema de refrigeración se acopló con el modelo del concentrador tipo CPC desarrollado para evaluar el desempeño de un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua completo. Los parámetros que se analizaron fueron el coeficiente de operación (COP), la relación de flujo (FR), la fracción solar y la eficiencia total.

El coeficiente de operación para enfriamiento se define como la razón entre la capacidad de enfriamiento del sistema (el calor extraído en el evaporador, Q_{EV}) y la energía suministrada (el calor de generación, Q_{GE}):

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (3.68)$$

La relación del flujo es la razón entre el flujo de solución entre el generador y el absorbedor (\dot{m}_1), y el flujo de refrigerante entre el condensador y el evaporador (\dot{m}_4). Esta relación es un indicador del flujo másico de solución fuerte necesario para producir una unidad de vapor refrigerante:

$$FR = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_4} \quad (3.69)$$

La fracción solar se definió como el porcentaje de la energía total requerida para generar el vapor de amoníaco-agua que se obtiene del concentrador parabólico compuesto.

La eficiencia solar es la razón entre la ganancia de energía útil obtenida por el área absorbidora ($A_r q_u$) y la irradiancia solar que llega al área de apertura ($A_a I$):

$$\eta_{solar} = \frac{Q_{GE}}{A_a I} \quad \text{donde} \quad Q_{GE} = A_r q_u \quad (3.70)$$

La eficiencia total se definió como la razón entre el enfriamiento producido y la energía solar que llega al módulo concentrador:

$$\eta_{overall} = \eta_{solar} COP = \frac{Q_{EV}}{A_a I} \quad (3.71)$$

3.7 Referencias

- [1] Cervantes, J.G. (1999) *Fundamentos de transferencia de calor*, Ediciones Científicas Universitarias, primera edición, UNAM.
- [2] Tong, L.S. (1975) *Boiling heat transfer and two-phase flow*, Wiley & Sons, reprint.
- [3] Carey, V.P. (1992) *Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment*, Hemisphere Publishing Corporation, first edition.
- [4] Vij, A.K., Dunn, W.E. (1996) *Modeling of two-phase flows in horizontal tubes*, Part of ACRC Project 48, Analysis of Microchannel Condenser Tubes.
- [5] 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. 219-228.
- [6] Gungor, K.E. and Winterton, R.H.S. (1986) *A general correlation for flow boiling in tubes and annuli*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 29, pp. 351-358.
- [7] Churchill, S.W. (1977) *Frictional equation spans all fluid flow regimes*, Chemical Engineering, 84, pp. 91-92.
- [8] Gnielinski, V. (1976) *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, International Chemical Engineering, 16, pp. 359-368.
- [9] Zürcher, O., Thome, J.R., Favrat, D. (1999) *Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions*, Journal of Heat Transfer, 121, pp. 89-101.
- [10] Kandlikar, S.G. (1998) *Heat transfer characteristics in partial boiling, fully developed boiling and significant void flow regions of subcooled flow boiling*, Journal of Heat Transfer, 120, pp. 395-401.
- [11] Rouhani, Z., Axelsson, E. (1970) *Calculation of volume void fraction in the subcooled and quality region*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 13, pp. 383-393.
- [12] Friedel, F. (1979) *Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow*, Proceedings of the European Two-Phase Flow Group Meeting, Paper E2.
- [13] Ortega, N. (2002) *Estudio teórico de un colector tipo CPC acoplado al generador de un sistema de refrigeración por absorción*, Tesis de Maestría, Posgrado en Energía Solar, UNAM.
- [14] REFPROP version7.0 (2002) *Reference fluid thermodynamic and transport properties*, NIST Standard Reference Database 23 Gaithersburg, MD 20800, USA.
- [15] Tillner-Roth, R., Friend, D.G. (1998) *A Helmholtz free energy formulation of the thermodynamic properties of the mixture {water + ammonia}*, Journal of Physic Chemistry Reference Data, 27, pp. 63-96.
- [16] Selim, A.M., Elsayed, M.M. (1999) *Interfacial mass transfer and mass transfer coefficient in aqua ammonia packed bed absorber*, International Journal of Refrigeration, 22, pp. 263-274.

- [17] Conde, M. (2004) *Thermophysical properties of {NH₃ + H₂O} solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment*, www.mrc-eng.com/aquaammonia.htm
- [18] Mishra, M.P.H., Varma, K., Sharma, C.P. (1981) *Heat transfer coefficients in forced convection evaporation of refrigerant mixtures*, *Letters in Heat and Mass Transfer*, 8, pp. 127-136.
- [19] Rivera, W., Best, R. (1999) *Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, pp. 905-921.
- [20] Patankar, S.V. (1980) *Numerical heat transfer and fluid flow*, Taylor and Francis, first edition.
- [21] Ortega, N., Best, R. (2002) *Modelling of a compound parabolic concentrator with direct vapour generation for refrigeration applications*, *Proceeding of Symposium International SolarPACES on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies*, 621-627.
- [22] Duffie, J.A., Beckman, W.A. (1991) *Solar engineering of thermal processes*, John Wiley and Sons, New York, second edition.
- [23] Goswami, D.Y., Kreith, F., Kreider, J.F. (2000) *Principles of solar engineering*, Taylor & Francis, second edition.
- [24] Iqbal, M. (1983) *An introduction to solar radiation*, Academic Press, first edition.
- [25] Hsieh, C.K. (1981) *Thermal analysis of CPC collectors*, *Solar Energy*, 27, pp. 19-29.
- [26] Prapas, D.E., Norton, B., Melidis, P.E., Probert, S.D. (1987) *Convective heat transfers within air spaces of compound parabolic concentrating solar-energy collectors*, *Applied Energy*, 28, pp. 123-135.
- [27] Duffie, J.A., Beckman, W.A. (1980) *Solar engineering of thermal processes*, John Wiley and Sons, New York, first edition, 122.

4 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA UNIDAD EXPERIMENTAL PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO

En este capítulo se explica detalladamente el proceso de diseño y construcción del concentrador parabólico compuesto aplicado como generador de vapor de un refrigerador por absorción de la mezcla amoniaco-agua, así como de la unidad experimental para caracterizarlo.

4.1 Introducción

El análisis experimental del concentrador parabólico compuesto diseñado como generador de vapor de amoniaco es fundamental en este trabajo, debido a que con los resultados obtenidos se validará el modelo numérico desarrollado para el estudio de dicho concentrador.

El diseño del concentrador se realizó utilizando como referencia un proyecto preliminar [1], especificando la razón de concentración real, los materiales de construcción, la superficie selectiva y dimensionando y construyendo el prototipo de prueba.

Asimismo se llevó a cabo el diseño y construcción de una unidad experimental para la caracterización del CPC, teniendo como objetivo calcular el calor útil obtenido por el concentrador, su eficiencia instantánea y la distribución de temperatura del fluido de prueba en el tubo absorbedor del mismo. Dicha unidad se desarrolló para usar agua como fluido de trabajo en vez de la mezcla amoniaco-agua, a fin de evitar las complicaciones inherentes al manejo de ésta y a que el desempeño térmico del CPC es independiente de la naturaleza del fluido.

Se realizó la selección de tubería, válvulas, conexiones y de la instrumentación necesaria para medir flujo másico, temperaturas, presión y radiación solar. Se instrumentó completamente el sistema, se elaboró un programa para la adquisición de datos, se hicieron las conexiones a las tarjetas de control, se hicieron pruebas de fugas, se corroboró la lectura correcta de datos mediante el sistema de adquisición, se calculó el tiempo necesario para estabilizar el sistema y alcanzar estado estacionario y por último se puso a punto la unidad experimental.

4.2 Diseño del Concentrador Solar como Generador de Vapor

En un trabajo anterior [1] se realizó el diseño preeliminar de un concentrador tipo CPC, cuyo absorbedor actúa como un generador de vapor de un refrigerador solar por absorción amoniaco-agua. El sistema bajo investigación consistió en un arreglo de concentradores parabólicos compuestos con un receptor tubular de acero al carbón, sin cubierta externa de vidrio. A partir del modelo desarrollado se realizó un programa computacional para analizar el desempeño del concentrador con varias condiciones de operación.

El cálculo de la distribución de temperatura con respecto a la posición permitió determinar la longitud y la eficiencia del campo de colectores tipo CPC para una determinada aplicación en refrigeración, con las siguientes características: temperatura de generación de 108°C, presión de condensación de 1.1MPa, temperatura de evaporación de -10°C, presión de evaporación de 0.3MPa, temperatura de absorción de 60°C, concentración a la salida del absorbedor de 38.7% en masa y concentración a la salida del generador de 28.8% en masa [2].

Para el análisis numérico, los cálculos se realizaron con valores de temperatura ambiente y radiación global ajustados a dos días representativos de 1996 (los de mayor y menor radiación solar) en la ciudad de Temixco, Morelos. Con estas condiciones, se lograrían producir alrededor de 350kg de hielo por día, considerando que el refrigerador funcionaría 6 horas continuas al día.

A partir de este análisis se demostró que la mejor configuración para esta aplicación es un CPC con un tubo absorbedor de acero al carbón de diámetro nominal de 2" (0.0603m diámetro externo), con flujo másico de 0.0483kg/s y ángulo medio de apertura de 15°, correspondiente a una relación de concentración de 3.86.

En este estudio se finalizó el diseño del concentrador tipo CPC al seleccionar la razón de concentración real y el tipo de superficie selectiva y al dimensionar un prototipo de prueba que fue evaluado experimentalmente.

4.2.1 Razón de Concentración Real

Para obtener la razón de concentración real se debió especificar un porcentaje óptimo de truncamiento del concentrador solar de diseño, a fin de mantener una razón de concentración solar alta con un área de reflector lo más baja posible.

Como se estableció anteriormente, el concentrador solar de diseño tiene un tubo absorbedor con un diámetro exterior de 0.0603m y ángulo medio de aceptación de 15°, correspondiente a una razón de concentración de 3.86, si el concentrador estuviera completamente desarrollado [1]. La figura 4.1 muestra la curvatura y las dimensiones del CPC de diseño, obtenidas al resolver las ecuaciones (2.2) y (2.3); el módulo de concentrador tendría una altura de 1.57 m, una longitud de arco del reflector de 1.66 m y, un ancho de 0.73m.

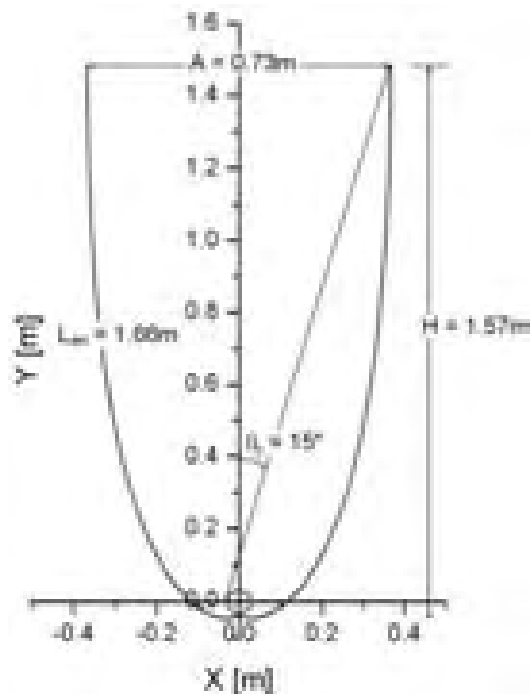


Figura 4.1. Curvatura del concentrador parabólico compuesto de diseño, con un ángulo medio de apertura de 15° y un diámetro externo de tubo absorbedor de 0.0603m

En la figura 4.2 se muestra cómo varía el área de reflector con respecto a la razón de concentración y en la figura 4.3 se presenta la reducción en el área total de reflector (definida como el área total de reflector menos el área eliminada al truncar entre el área total de reflector) que corresponde a cada determinada reducción en la razón de concentración solar.

Como puede observarse en la figura 4.2, el área requerida de reflector disminuye a medida que disminuye la razón de concentración. El efecto es mayor cuando la razón de concentración es cercana a la razón de concentración de diseño, y disminuye a medida que la razón de concentración se hace menor.

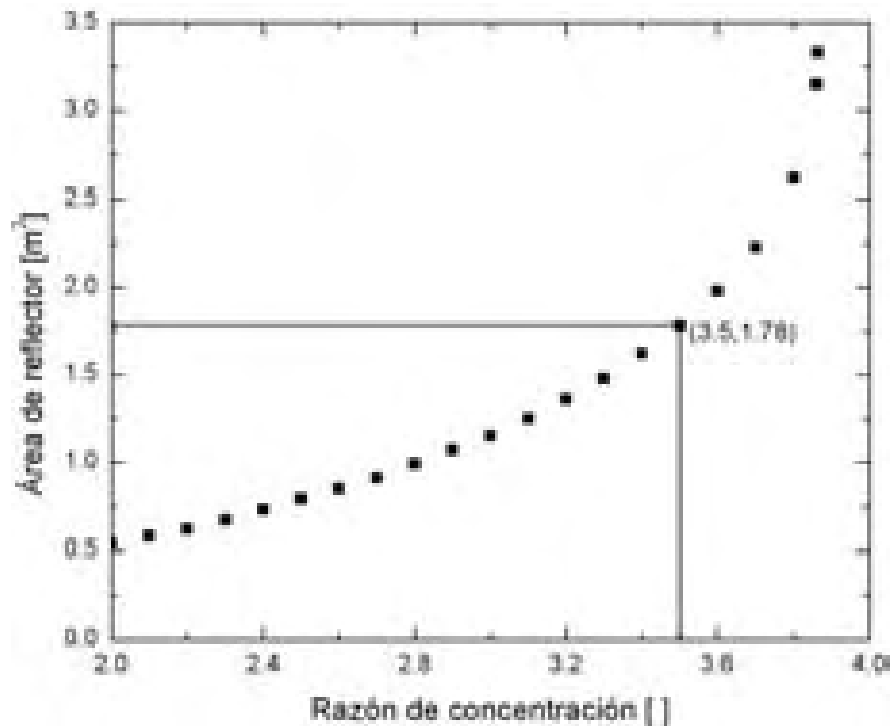


Figura 4.2. Variación de la razón de concentración con respecto al área de reflector

En la figura 4.3 se observa que aumenta el porcentaje en área de reflector reducida con la reducción en la razón de concentración solar. Y que, al igual que en la figura anterior, el efecto disminuye paulatinamente a medida que aumenta la reducción en concentración solar.

En la figura 4.4 se presenta cómo afecta la reducción en razón de concentración sobre la longitud requerida de concentración, el calor útil obtenido, el área de reflector y el área de apertura, para obtener una reducción en concentración de amoniaco en la mezcla amoniaco-agua de 38.7% a 28.8%, con razones de concentración entre 3.3 y 3.86.

A partir de los resultados mostrados en las figuras 4.2, 4.3 y 4.4 se decidió truncar hasta una razón de concentración solar 3.5x, obteniéndose una reducción en el área de reflector de 3.33m² a 1.78m², que representa un ahorro del 46.5% de material reflector; una reducción de área de apertura de 9.4% (de 1.46m² a 1.33m²); un aumento en longitud de concentrador de 11.76% (de 25.5m a 28.5m); y una disminución de calor útil de 10.6% (de 2.02kW/m² a 1.81kW/m²).

En la Figura 4.5 se muestra la sección truncada del concentrador completamente desarrollado.

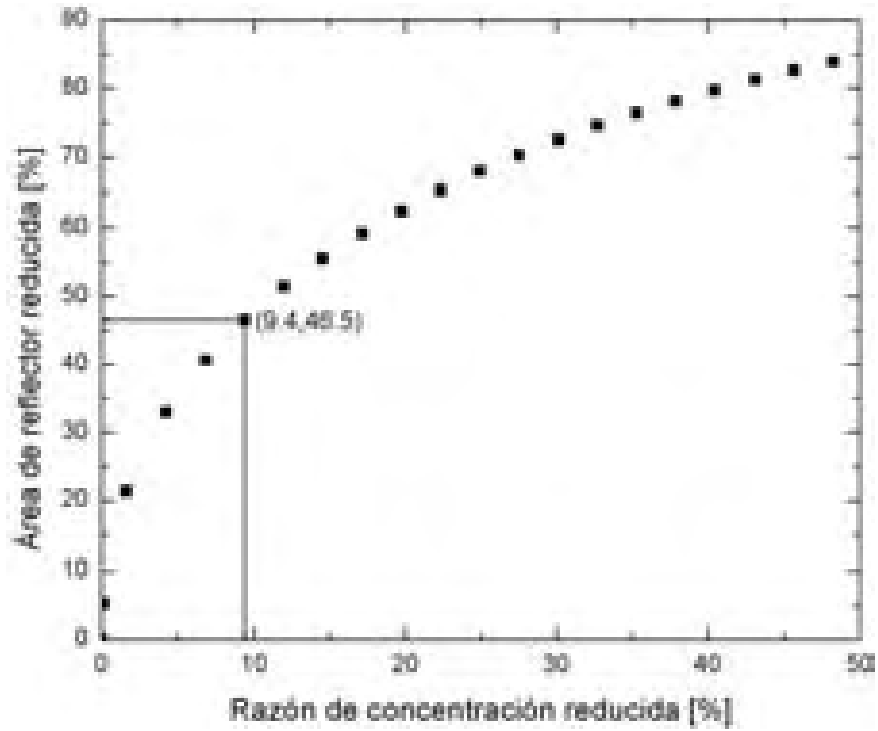


Figura 4.3. Reducción en el área de reflector con respecto a la razón de concentración reducida

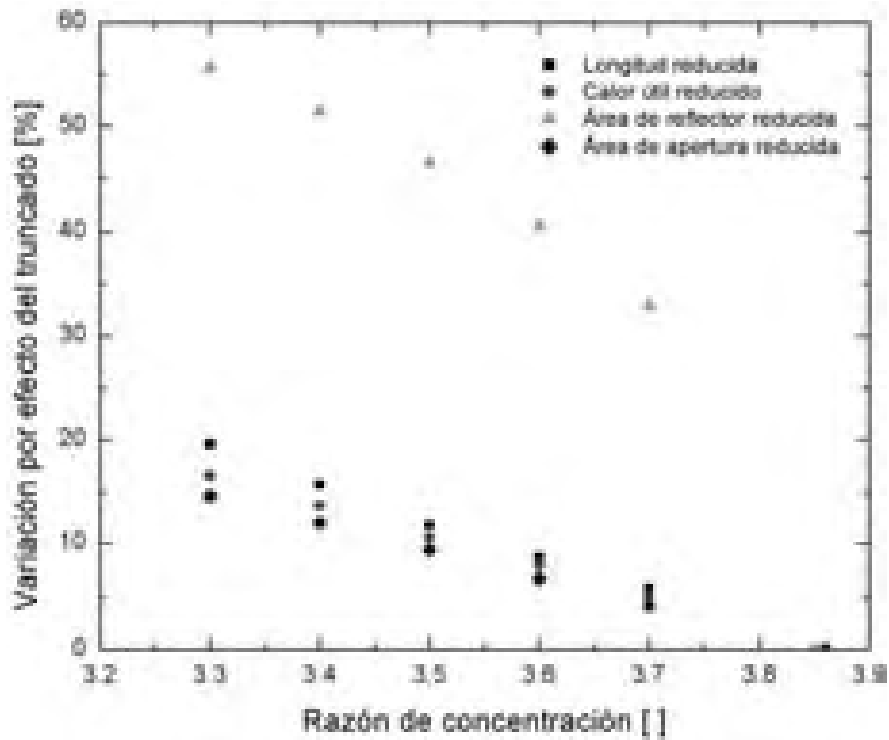


Figura 4.4. Variación de la longitud, el calor útil, el área de reflector y el área de apertura del concentrador con respecto a la disminución en razón de concentración debido al truncado

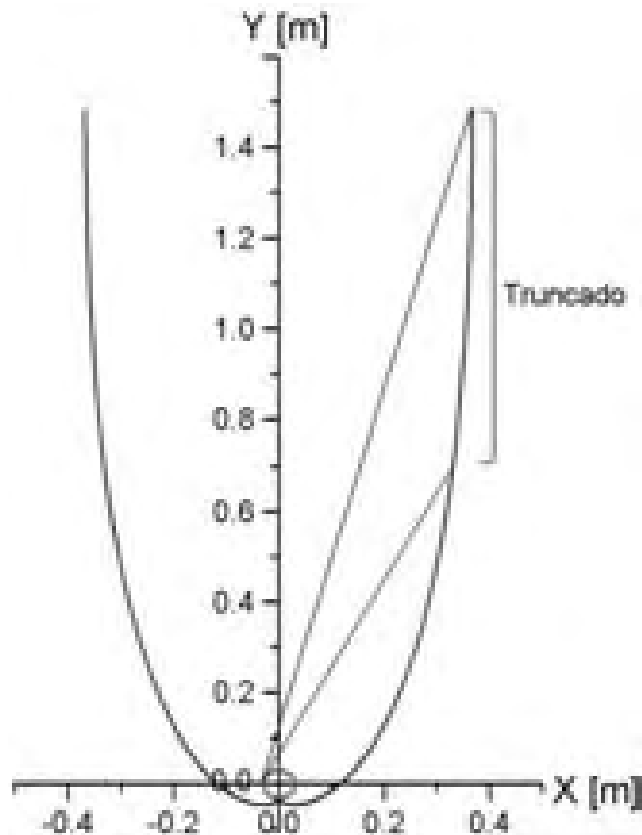


Figura 4.5. Sección truncada del concentrador de diseño

4.2.2 Trazado de rayos

En el capítulo 2 sección 2.3 se desarrolló la formulación básica para el análisis por trazado de rayos de un concentrador parabólico compuesto de absorbedor tubular. Posteriormente se realizó un programa de cómputo para el trazado de rayos con el compilador Autolist, compatible con AUTOCAD con el apoyo del estudiante Elias González Mosqueda. Con el fin de facilitar el programa se realizó la siguiente simplificación: la curva del reflector se generó a partir de n puntos que se obtuvieron de la resolución de las ecuaciones (2.2) y (2.3), y se trazaron rectas entre cada dos puntos. El programa verifica con qué recta intercepta el rayo, aplica la ley de reflexión y genera un nuevo rayo hasta que toca el tubo absorbedor.

Para correr el programa se requieren los siguientes datos: diámetro del tubo absorbedor, razón de concentración solar de diseño, razón de concentración de truncamiento, incremento en x para "lanzar" los rayos desde la apertura y el ángulo de inclinación de los rayos. Como resultados, el programa almacena las imágenes del trazado para cada ángulo de inclinación de los rayos y calcula la razón de rayos que salen del concentrador con respecto a los que se "lanzan".

En la figura 4.6 se muestra un ejemplo del trazado de rayos en el CPC truncado a una razón de concentración de $3.5x$. Se consideró que todos los rayos que entran dentro de la apertura del concentrador interceptan el absorbedor. Se observa que, para los casos con 9° y 6° de inclinación de los rayos solares, en la parte inferior del tubo absorbedor se concentra la incidencia de rayos solares, por lo que se puede esperar que exista un mayor calentamiento en esta zona.

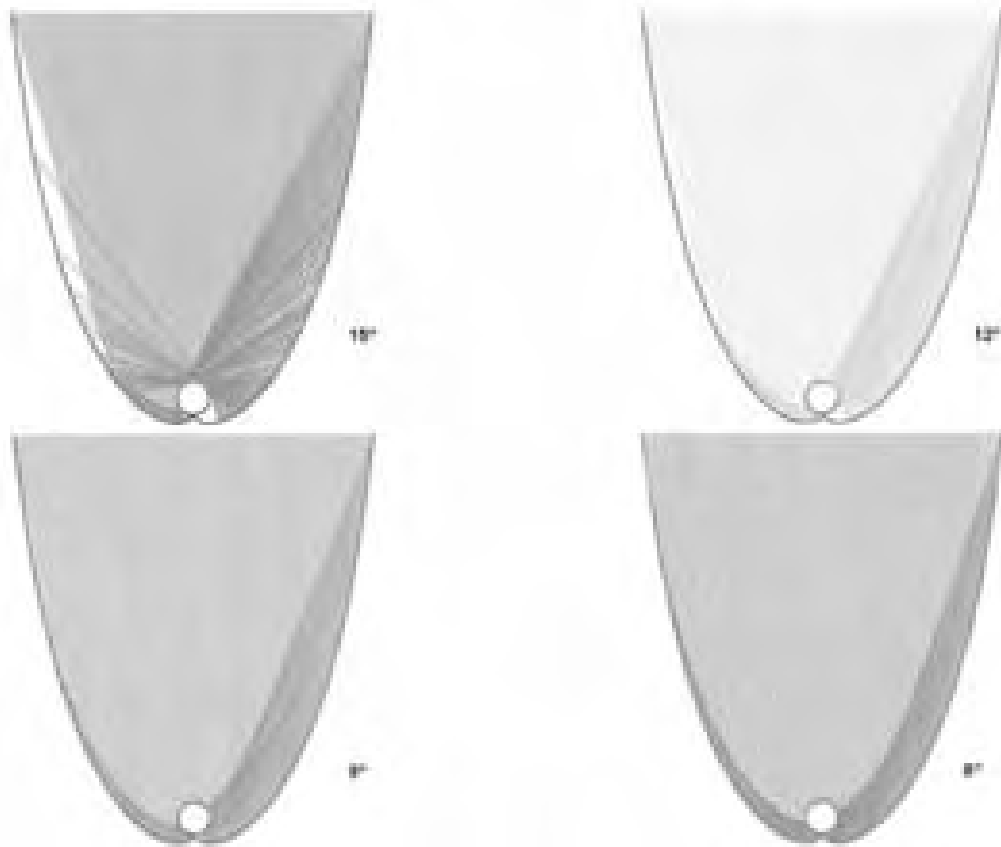


Figura 4.6. Trazado de rayos en el CPC truncado con $C = 3.5x$, con ángulos de inclinación de los rayos solares de 15° , 12° , 9° y 6°

4.2.3 Materiales de Construcción del Concentrador

4.2.3.1 Cubierta

Inicialmente se utilizó como cubierta un vidrio comercial de 4mm de espesor, que después se reemplazó por cristal templado de 4mm para evitar posibles fracturas.

4.2.3.2 Reflector

Se propusieron dos materiales diferentes para la construcción del reflector: lámina de acero inoxidable calidad espejo y lámina de aluminio altamente pulido. Con el fin de seleccionar una de las dos se determinó su reflectancia a través de la medición de la reflectancia monocromática. Para medirla se utilizó un espectrofotómetro de reflectancia directa en el espectro solar (entre 0.29 y $3.0\mu\text{m}$), tomando como referencia un espejo aluminizado. Para calcular el valor global de la reflectancia se integró la medición de la reflectancia espectral con el factor espectral de la distribución de la radiación solar.

La reflectancia se midió para tres muestras de la lámina de acero inoxidable calidad espejo (Figura 4.7), y para dos muestras de aluminio altamente pulido (Figura 4.8). Para ello se empleó un espectrofotómetro marca Shimadzu que mide en el intervalo de 0.25 a $2.50\mu\text{m}$, tomando como referencia un espejo aluminizado.

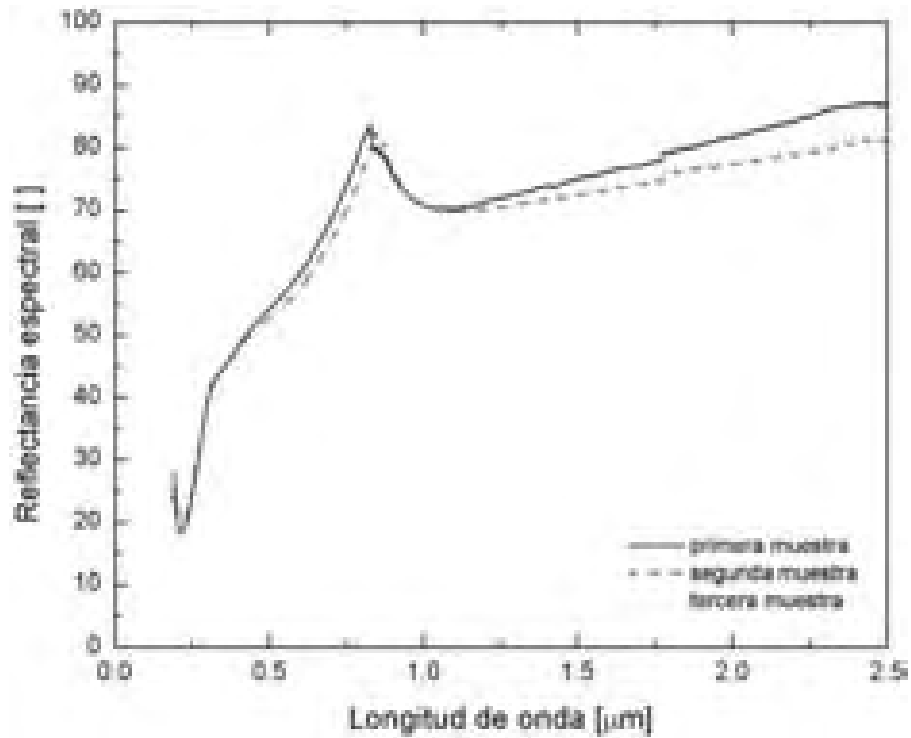


Figura 4.7. Reflectancia espectral de las tres muestras de acero inoxidable calidad espejo, en función de la longitud de onda, en el rango visible

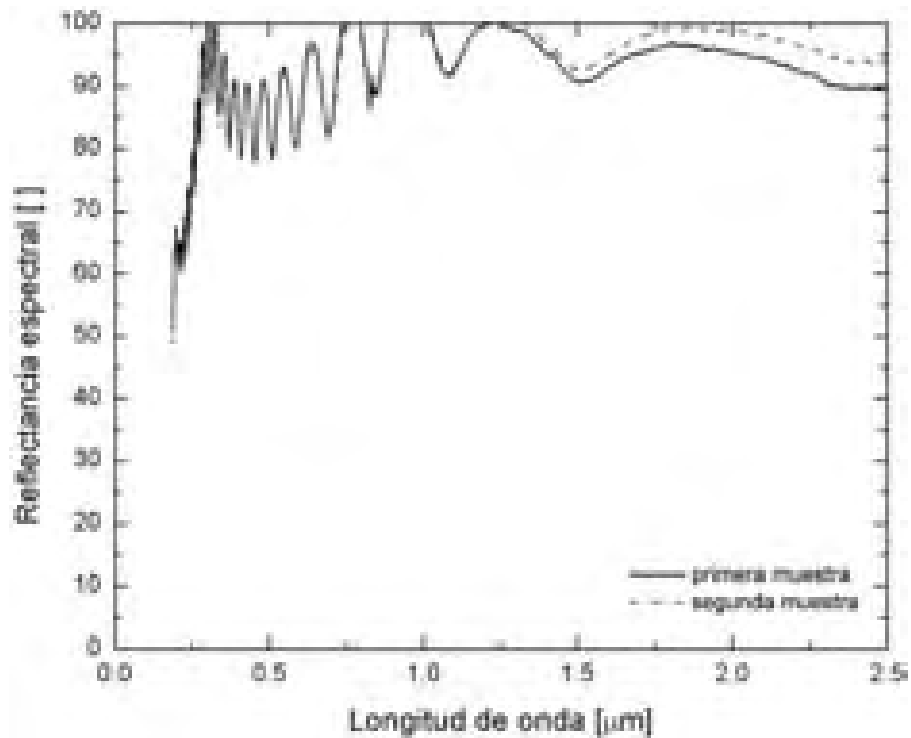


Figura 4.8. Reflectancia espectral de las dos muestras de aluminio altamente pulido, en función de la longitud de onda, en el rango visible

En la figura 4.8 se observa que algunas mediciones se salen de rango para la reflectancia monocromática, esto tal vez se debe a que el espectrofotómetro estaba mal calibrado, pero dado que el dato que se requiere es el valor integrado sobre todo el intervalo de longitud de onda, los datos desviados no se tomaron en cuenta.

Los resultados de la reflectancia total de las muestras de acero inoxidable son: $\rho_{Inox1} = 0.686$, $\rho_{Inox2} = 0.669$, $\rho_{Inox3} = 0.666$, siendo el valor promediado de: $\rho_{Inox} = 0.674$. Los resultados para las muestras de aluminio altamente pulido son: $\rho_{Alum1} = 0.888$, $\rho_{Alum2} = 0.890$, con un promedio de: $\rho_{Alum} = 0.889$.

A partir de estos resultados se decidió utilizar una lámina especular de aluminio altamente pulido marca “Alanod” de 0.5mm de espesor, la cual tiene un sustrato de aluminio anodizado con deposición física de vapor y cuenta con una capa protectora transparente para evitar daño por exposición al medio ambiente.

4.2.3.3 Absorbedor y superficie selectiva

Dado que el concentrador solar se diseñó para la generación directa de vapor de amoniacagua, y que esta mezcla es corrosiva al cobre, el tubo absorbedor no pudo construirse de este material, así que se optó por utilizar un tubo de acero al carbón, a pesar de que su conductividad térmica es menor, lo que afectó el desempeño térmico del concentrador.

El tubo absorbedor es de acero al carbón ASTM A-53 cédula 40 con costura, con un diámetro nominal de 2” (0.0603m exterior) y espesor de 0.0078m, resiste un rango de presión hasta de 1.5MPa, y tiene una conductividad térmica entre 49.0 y 51.9W/(K m) (a temperaturas hasta de 200°C) [2].

Una vez definido el material del tubo absorbedor se analizó el tipo de superficie selectiva que se aplicaría, tomando en cuenta su costo, disponibilidad y facilidad de aplicación. Las posibilidades analizadas fueron:

- La superficie selectiva SOLKOTE™ Hi/Sorb™-II hecha a base de polímero de silicón, con emitancia de 0.28 a 0.49 y absorptancia de 0.88 a 0.94, bajo costo (50 - 75% más económica que el cromo negro), una excelente resistencia a la radiación ultravioleta y a la degradación por humedad, tolerancia a temperaturas de hasta 537°C, de fácil aplicación en forma de spray, y no pierde absorptividad con el tiempo.
- Un cermeto Al_2O_3 -Mo con emitancia a 350°C de 0.05 y absorptancia de 0.94 y que es estable hasta 500°C de temperatura y 10MPa de presión. Esta superficie debe aplicarse por dispersión catódica (sputtering).
- Pintura negro mate Comex con emitancia de 0.85 y absorptancia de 0.85 (valores estimados).

En la figura 4.9 se muestra el efecto de cada una de las superficies sobre la temperatura del fluido y del absorbedor, con respecto al área de apertura del concentrador. Como se observa el cermeto ofrece los mejores resultados, al alcanzar una temperatura de salida de 95°C, iniciar el proceso de evaporación a los 2.43m y logra una calidad del vapor de 0.1031. Por otra parte, con Solkote Hi/Sorb-II se llega a una temperatura de salida de 94.4°C, comienza a evaporar a los 2.54m y obtiene un 0.0954 de calidad. Por último, con el tubo pintado con pintura negro mate de Comex se alcanza una temperatura de salida de 93.0°C, empieza la evaporación a los 3.01m y llega a una calidad de 0.0783.

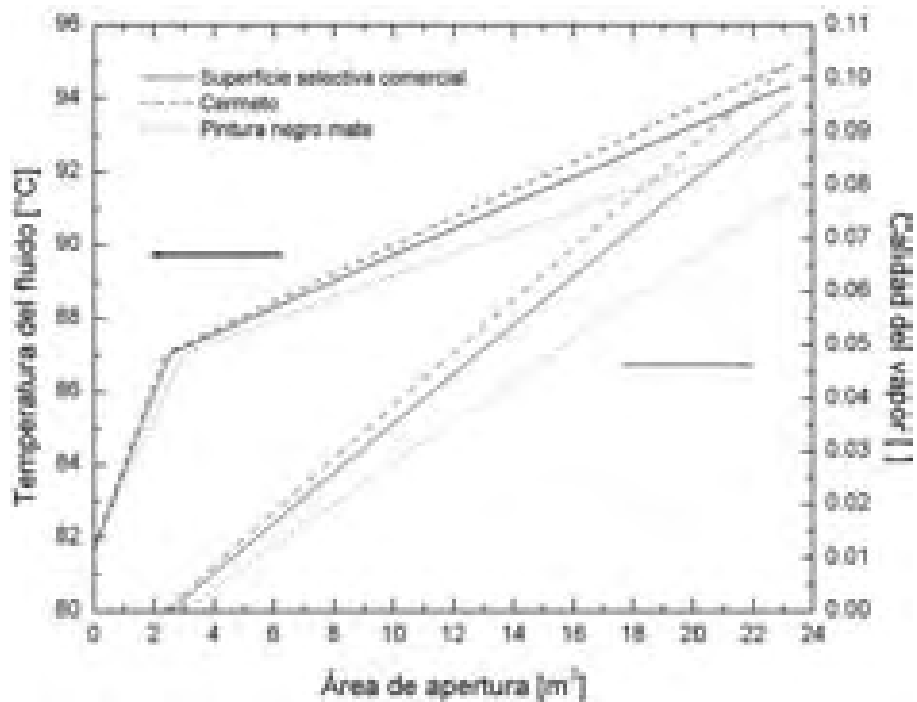


Figura 4.9. Efecto de la superficie selectiva sobre la temperatura

Aún cuando el cermeto $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Mo}$ ofrece los mejores resultados, se decidió utilizar Solkote Hi/Sorb-II, tomando en consideración que es de fácil aplicación, bajo costo y la calidad de vapor sólo disminuye 0.0077, equivalente a un 7.5% del valor que se obtendría con el cermeto. Esta superficie es de importación, producida por SOLEC en Ewing, NJ, USA, y tiene un costo de aproximadamente 50 dólares por galón (Datos del fabricante). Aún cuando los sustratos recomendados de aplicación son cobre, aluminio o acero inoxidable, se aplicó sobre el tubo de acero al carbón sin sufrir desprendimientos, el material se trató con acetona para eliminar cualquier resto de suciedad o grasa y se le dio un tiempo de secado de 3 horas.

4.2.4 Dimensionado del Módulo de Concentración Solar

Para la caracterización del concentrador se seleccionó un módulo de CPC de 2m de longitud. El diseño final del concentrador se muestra en la figura 4.10.

Las dimensiones de la cubierta de vidrio son de $0.665\text{m} \times 2.0\text{m}$. Se utilizó un tubo absorbedor de diámetro nominal de 2" y longitud de 3m, de tal manera que sobresaliera 0.5m de cada lado con el propósito de realizar conexiones e instalar instrumentación. Se utilizaron dos segmentos de lámina de aluminio "Alanod" de $0.89\text{m} \times 2.0\text{m}$ para los lados del reflector.

La altura del concentrador es de 0.805m y la altura total de la estructura es de 0.85m. La apertura final es de 1.33m^2 lo cual, junto con el diámetro del absorbedor utilizado, corresponde a una razón de concentración de 3.5x.

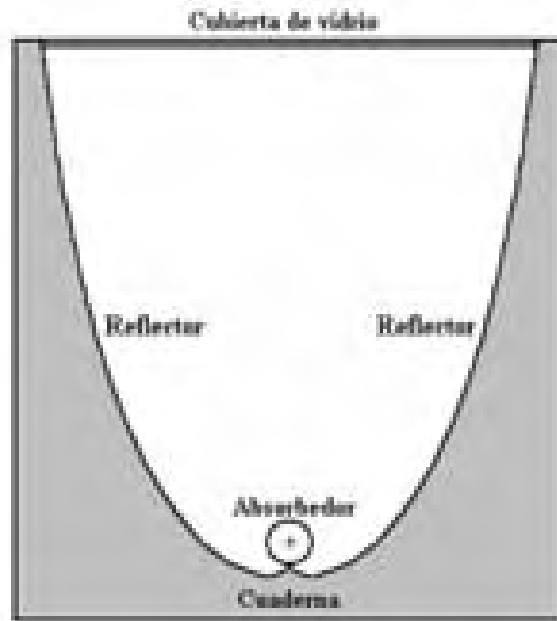


Figura 4.10. Estructura del concentrador solar

4.3 Construcción del Concentrador Solar

En la figura 4.11 se aprecia un esquema del concentrador parabólico compuesto terminado.

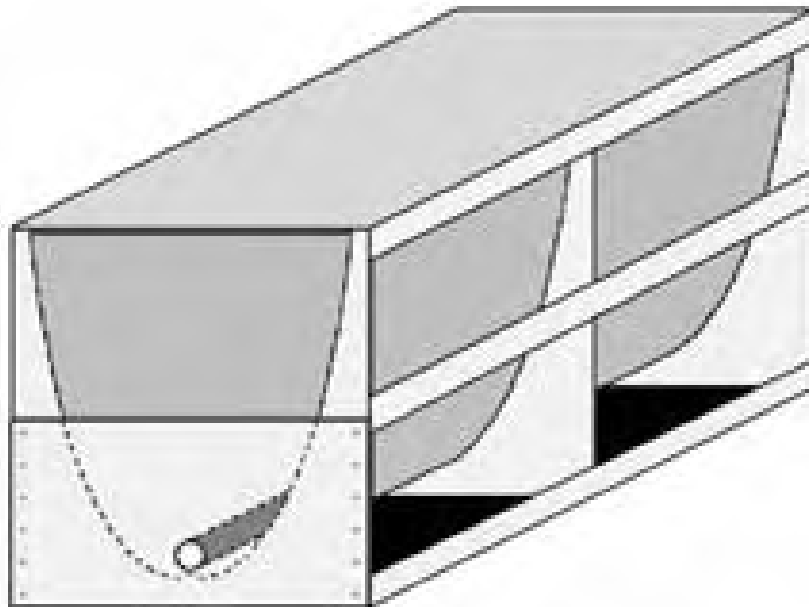


Figura 4.11. Concentrador solar final

El prototipo del modelo del concentrador fue construido con aglomerado de madera MDF (medium density fibers) de 18mm de espesor. Este tipo de madera sintética tiene una buena estabilidad dimensional, es posible realizar cortes finos y tiene una buena resistencia a la humedad.

La forma de la curva fue dibujada en AUTOCAD, trazada en un plotter y después pegada sobre una pieza de MDF de 0.845m de alto y 0.76m de ancho, sobre la cual fue calcada a mano alzada, tratando de seguir lo mejor posible la línea de la curva. Esto se realizó sobre tres piezas de MDF para construir tres cuadernas, las cuales sirvieron como soporte estructural del sistema y como guía para darle la forma adecuada al reflector.

Las cuadernas o guías fueron cortadas con una sierra caladora y, por último, se afinó el corte interior lijando hasta darle la forma exacta del reflector. Estas tres guías fueron atornilladas perpendicularmente sobre otra pieza de MDF, que sirve como base del concentrador.

Sobre las dos partes externas del concentrador fueron atornilladas firmemente dos piezas de MDF de 0.40m de alto y 0.76m de ancho, sobre las cuales se perforó una cavidad circular del diámetro exacto del tubo absorbedor, a una altura de 0.09m, que corresponde a la altura del vértice del reflector, de tal manera que el tubo absorbedor pudiera entrar sin dificultad. Estas dos piezas sirven como guía para colocar el tubo absorbedor. Además, se modificaron las cuadernas exteriores de la estructura de soporte para poder colocar el tubo absorbedor adecuado para la colocación de los instrumentos de medición de temperatura y presión. Finalmente, la estructura de soporte fue completamente impermeabilizada y pintada.

A los lados del CPC se montaron dos tapas de acrílico transparentes para cerrar la cavidad del concentrador pero permitiendo el paso de radiación solar hacia su interior, estas piezas se podían deslizar para acceder al interior del mismo.

El barniz de fábrica del tubo absorbedor de acero al carbón fue eliminado mediante un solvente y se le dio tratamiento previo con acetona. A 0.2m de cada extremo del tubo se soldó un cople de acero al carbón de 1/4" NPT para conectar un medidor diferencial de presión mediante tramos de manguera de teflón. También se soldaron dos coples de acero al carbón de 1/8" NPT a 0.35m de cada extremo del tubo, uno de ellos alineado con el cople de 1/4" NPT y el otro a 180°, con el fin de conectar dos termistores para medir la temperatura de entrada y de salida del fluido, como líquido o vapor (Ver figura 4.12). Por último se le aplicó una capa de pintura selectiva SOLKOTE Hi/Sorb-II.

Se construyó un marco estructural de PTR con un soporte adicional al centro para colocar la cubierta de vidrio sobre el área de apertura del concentrador.

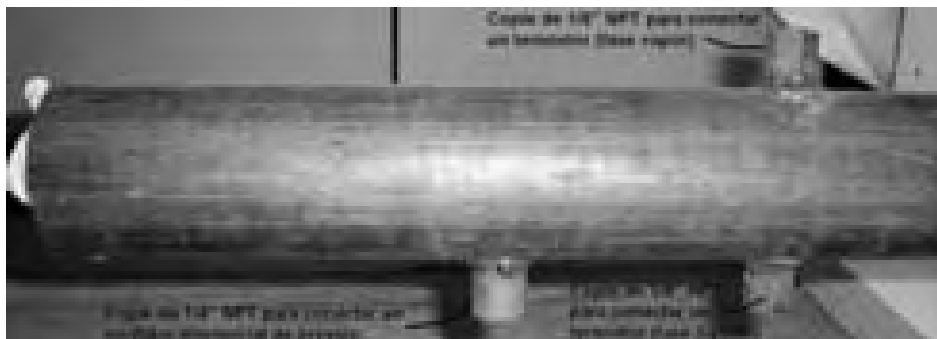


Figura 4.12. Detalle de conexiones realizadas en el tubo absorbedor

Se tuvieron varios problemas para instalar las piezas de lámina reflectora sobre la estructura del CPC. Primero se hicieron pruebas con lámina de acero inoxidable calidad espejo y se notó que

los dos segmentos de lámina reflectora se separaban en el vértice donde se unen las dos secciones de involuta, así que se decidió agregar un tramo de 2.0m de ángulo de 90° como soporte inferior de ambas láminas para evitar estas deformaciones. Posteriormente se mandaron cortar dos segmentos de lámina de aluminio y se intentó instalarlos en el taller del CIE pero resultó muy difícil darles la curvatura requerida sin dañar su superficie, por lo que se decidió enviarlos a una empresa para darles la curvatura por presión al hacerla pasar por una serie de rodillos pero la lámina se deformó y tuvo que desecharse. Esto trajo como consecuencia un atraso considerable en la construcción del concentrador porque se tuvieron que comprar dos láminas más de aluminio “Alanod”, las cuales se cortaron y después se mandaron a conformar y montar sobre la estructura del CPC en el taller de mecánica del Instituto de Investigaciones Eléctricas, quienes tenían experiencia en la manipulación e instalación de este tipo de lámina. Por último se pegó sobre el tramo de ángulo de soporte con un pegamento de contacto resistente a altas temperaturas.

Posteriormente se realizó la remoción de la lámina protectora de la superficie reflectora, la cual quedó marcada con el logotipo de la empresa fabricante de la misma debido a que fue expuesta por cierto periodo de tiempo a la radiación solar directa, por ello se le dio un tratamiento con solvente para eliminar todos los rastros de suciedad y polvo.

Una vez que se tuvo completamente limpia la superficie reflectora, se montó el tubo absorbedor en el eje focal del concentrador y el vidrio sobre la superficie del concentrador. Ver figuras 4.13 y 4.14.



Figura 4.13. Vista frontal del concentrador armado



Figura 4.14. Detalle lateral del concentrador armado

4.4 Montado del Concentrador Solar

Inicialmente se utilizó una montura ecuatorial de seguimiento solar manual con un grado de libertad de movimiento con un rango de latitud norte entre 14° y 34° (Figura 4.15). El concentrador quedaba a una altura de 1.42m sobre la superficie del suelo.



Figura 4.15. Montura ecuatorial con un grado de libertad de movimiento

Para orientar el concentrador, la base superior de montaje debía tensarse mediante cables pero el sistema era muy inestable, debido a esta inestabilidad se decidió reemplazar la montura por la base de acero que se muestra en la figura 4.16, la cual puede inclinarse a 0° , 10° , 21° , 30° y 40° .



Figura 4.16. Prototipo del concentrador montado sobre la base de acero con cinco ángulos de inclinación (0° , 10° , 21° , 30° y 40°)

4.5 Diseño de la Unidad Experimental para la Caracterización del Concentrador Solar

Para las pruebas de desempeño del equipo solar se diseñó y construyó una unidad experimental que se instaló en la plataforma de pruebas del Centro de Investigación en Energía – UNAM. Debido a los problemas inherentes al manejo de la mezcla amoníaco-agua, tales como mantener presurizado el sistema, construirlo de acero inoxidable, el costo elevado de los materiales, etc., se decidió desarrollar una unidad experimental para realizar la caracterización del concentrador con agua como fluido de trabajo, lo cual se justifica porque el desempeño térmico del CPC es independiente de la naturaleza del fluido, aunque depende de las condiciones de evaporación del fluido. Así, fue posible utilizar cobre en tuberías y conexiones, aunque los instrumentos de medición y el tubo absorbedor del concentrador se adquirieron de acero (ya sea al carbón o inoxidable) con la idea de que, una vez demostrada la factibilidad técnica del uso del concentrador parabólico compuesto como generador de vapor, se desarrolle una unidad para producción de hielo con la mezcla amoníaco-agua.

La prueba de caracterización del CPC consiste en la determinación del calor útil obtenido, de la eficiencia instantánea y de la distribución de temperatura del fluido a lo largo del tubo absorbedor para diferentes condiciones de operación. En el experimento se fija y mantiene un flujo másico y una temperatura de entrada al concentrador constantes, se registra la temperatura de entrada y de salida del agua en el concentrador, así como las temperaturas en varios puntos a lo largo del tubo absorbedor, y se almacena el agua caliente en un tanque de almacenamiento de agua caliente. Una vez terminada la prueba se envía el agua caliente hacia un tanque de almacenamiento de agua “fría”, se fija nuevamente un flujo másico y una temperatura de entrada mayor a la de la prueba anterior y se reinicia el experimento.

La unidad experimental básicamente consta de los siguientes elementos (Figura 4.17):

1. El concentrador parabólico compuesto de absorbedor tubular.
2. La base de montaje del concentrador.
3. El tanque de almacenamiento de agua fría (termotanque) con dos resistencias de 3kW y 6kW, respectivamente.
4. El tanque de almacenamiento de agua caliente.
5. La bomba de recirculación.
6. El medidor de flujo por efecto Coriolis.
7. El medidor diferencial de presión (que no se muestra).
8. El piranómetro (el cual no se muestra).

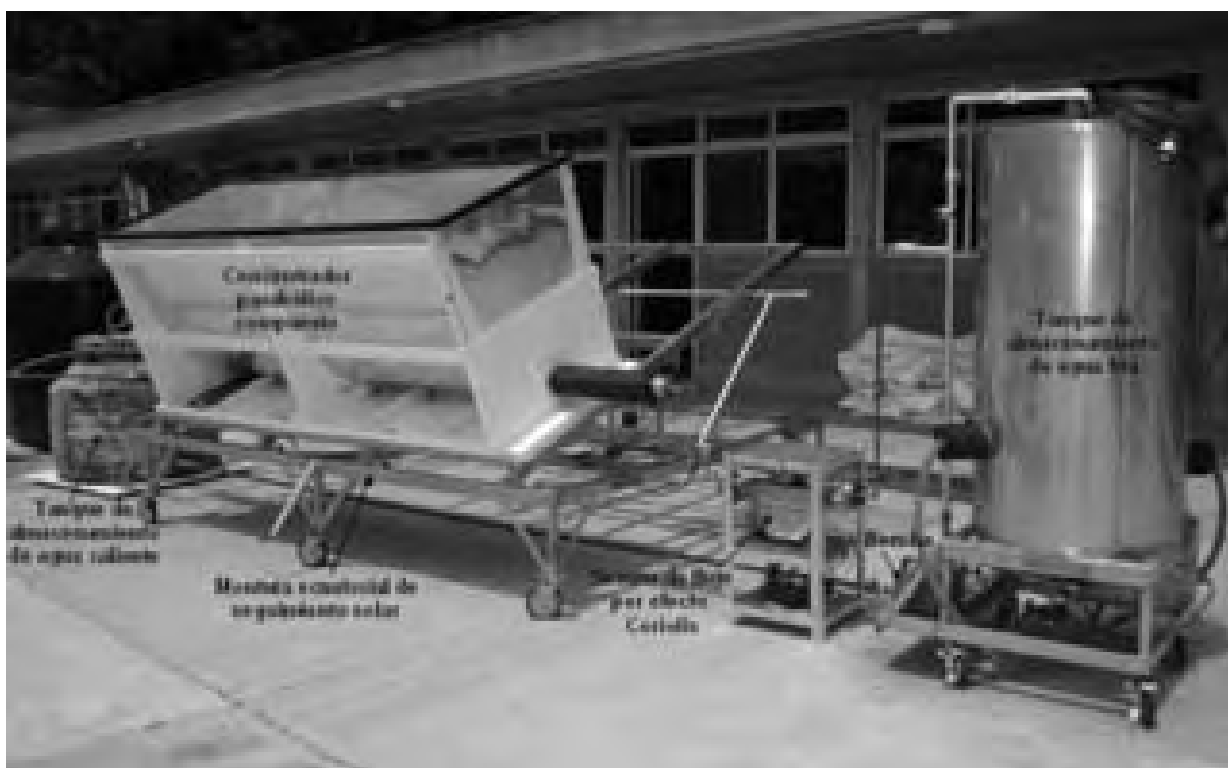


Figura 4.17. Sistema experimental para la evaluación del concentrador parabólico compuesto. Consta de un CPC, dos tanques de almacenamiento, una bomba, un sensor de flujo y una montura para el concentrador

4.5.1 Tanques de almacenamiento

El sistema experimental cuenta con dos circuitos principales, uno para el agua fría y otro para el agua caliente.

El circuito de agua fría consta de un tanque de almacenamiento aislado de acero inoxidable (termotanque) con capacidad de 200 litros y con dos resistencias térmicas de 3kW y 6kW, respectivamente, que se utilizaron junto con un controlador digital tipo pirómetro Termacrón MR modelo JK-212-R con margen de temperatura de -20 a 1170°C, para mantener constante la temperatura de entrada al concentrador (ver figuras 4.18 y 4.19). El tanque cuenta con una motobomba centrífuga de 1/2HP de potencia con sellos de vitón que resisten temperaturas hasta

de 80°C, esta bomba envía el agua fría hacia el tubo absorbedor del concentrador solar, mantiene un flujo recirculante para evitar la estratificación del agua al interior del tanque y permite bombear el agua caliente del segundo tanque (de agua caliente) hacia el de agua fría.



Figura 4.18. Termotanque con control e instrumentación



Figura 4.19. Detalle del controlador digital de temperatura del termotanque

El circuito de agua caliente tiene un tanque de almacenamiento aislado con capacidad de 400 litros, en el que se acumula el agua caliente proveniente del concentrador (Figura 4.20). Este tanque se descarga hacia el termotanque utilizando la motobomba instalada con este último.



Figura 4.20. Tanque de almacenamiento de agua caliente

4.5.2 Instrumentación

Para realizar la caracterización térmica del concentrador se requirió la medición de la radiación solar global sobre el plano, las temperaturas del agua a la entrada y a la salida, la temperatura ambiente del aire y el flujo másico. Además de estas variables, para validar el modelo también es necesario conocer las temperaturas del reflector y de la cubierta, la temperatura del agua al interior del termotanque, la presión a la entrada del concentrador, la caída de presión entre la entrada y la salida y la distribución de temperatura a lo largo del tubo absorbedor, por lo que se midió la temperatura en siete posiciones a lo largo del tubo y cuatro distribuidos radialmente en cada una, con un total de 28 puntos (Ver figura 4.21). Así, se monitorearon 38 variables.

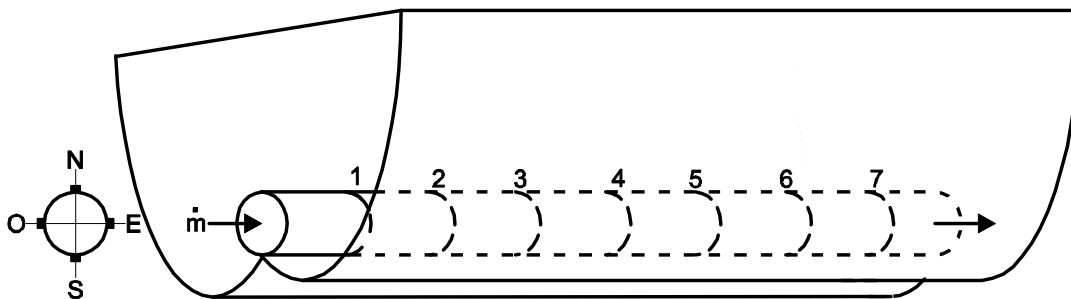


Figura 4.21. Distribución de sensores de temperatura en el tubo absorbedor del CPC. Se colocaron en siete posiciones a lo largo del tubo, numeradas del 1 al 7, y en cuatro puntos cardinales en cada posición, denominadas N, S, E y O, para obtenerse un total de 28 sensores

4.5.2.1 Medición de la radiación solar

Para la medición de la radiación solar global en general se recomienda utilizar un piranómetro clase I, colocado sobre el plano de apertura del concentrador, de modo que no exista ninguna sombra dirigida sobre el durante todo el periodo de prueba. Se decidió entonces usar un piranómetro Eppley modelo PSP con una constante $k = 7.97 \mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$.

Se realizó una prueba de la respuesta del medidor de radiación durante todo un día, con el fin de corroborar que su constante fuera la correcta. Los datos obtenidos se compararon con la respuesta de un piranómetro con las mismas características, que fue calibrado en el Instituto de Geofísica – UNAM. En la figura 4.22 se muestran los piranómetros instalados en plataforma, y en la figura 4.23 se presenta la curva de respuesta de los dos medidores de radiación.



Figura 4.22. Piranómetros instalados para monitorear su respuesta

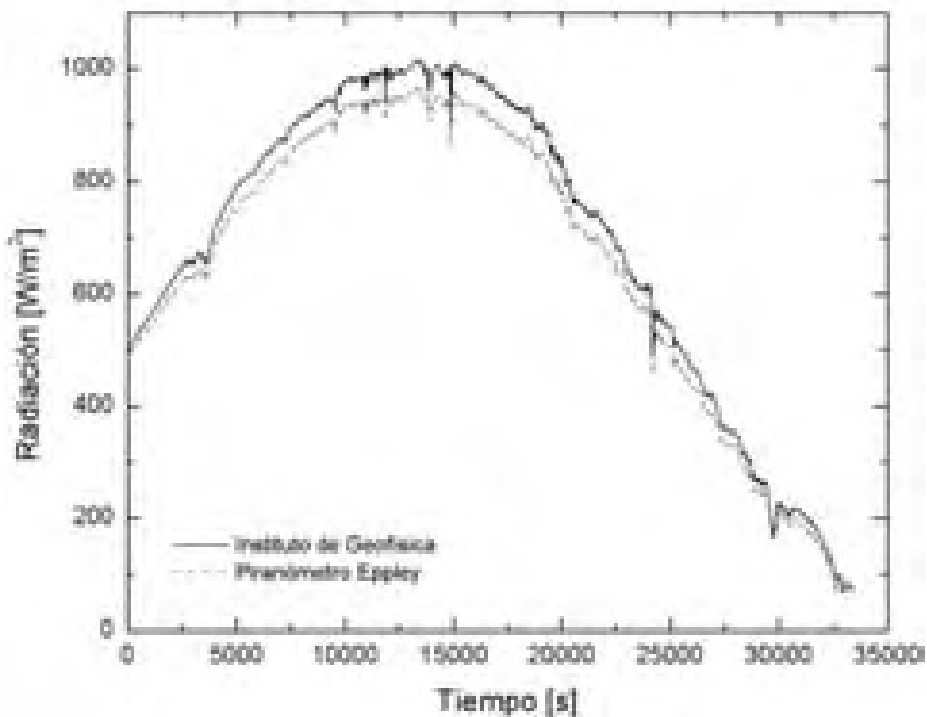


Figura 4.23. Curva de calibración del piranómetro Eppley

Se observa la misma tendencia en la respuesta de ambos sensores con un error sistemático del 4.8% en la lectura del piranómetro Eppley utilizado.

4.5.2.2 Medición de la temperatura

Para medir la temperatura del agua de entrada y de salida del tubo absorbedor del CPC se utilizaron dos termistores marca YSI con tubing de 1", diámetro de 5/32" y conexión 1/8" NPT, que opera en un rango de -40 a 150°C, los cuales tienen una sensibilidad mayor que otro tipo de sensores. Ambos termistores se calibraron en un equipo electrónico de alta precisión marca Ametek modelo D55SE de Jofra Instruments, el cual opera en un rango de temperatura de 0 a 150°C. En la figura 4.24 se muestra el equipo y el sistema de calibración.



Figura 4.24. Calibrador de sensores de temperatura y sistema de calibración

La temperatura del agua en el termotanque se midió con un termopar tipo J con bulbo de 1/8". Todas las demás temperaturas se midieron con termopares tipo J de contacto con un rango de operación de -40 a 950°C y con trenzado de acero inoxidable.

El sensor para medir la temperatura del aire se colocó por debajo de la estructura de soporte del concentrador para que estuviera siempre sombreado y sin entrar en contacto con ninguna superficie.

Los termopares del reflector y la cubierta se pegaron sobre su superficie con un pegamento especial que soporta altas temperaturas y se les colocó un aislante en la parte superior para protegerlos de la radiación solar directa y reflejada asegurando una lectura correcta.

Se instalaron 28 termopares de contacto distribuidos radialmente en siete posiciones a lo largo del tubo absorbedor. Para colocar estos últimos se realizaron 14 perforaciones en la lámina reflectora, a través de las cuales se introdujeron los termopares para poder acceder al tubo. Inicialmente se intentó pegarlos sobre la superficie del tubo mediante un pegamento de alta resistencia pero no existía un buen contacto con la película de superficie selectiva, así que se instalaron por presión con trozos de alambre tensado. Para garantizar una lectura correcta de la temperatura superficial de la pared del tubo absorbedor se colocó sobre cada lámina de termopar un trozo de papel de aluminio para reflejar la radiación solar. Ver figuras 4.25 y 4.26.

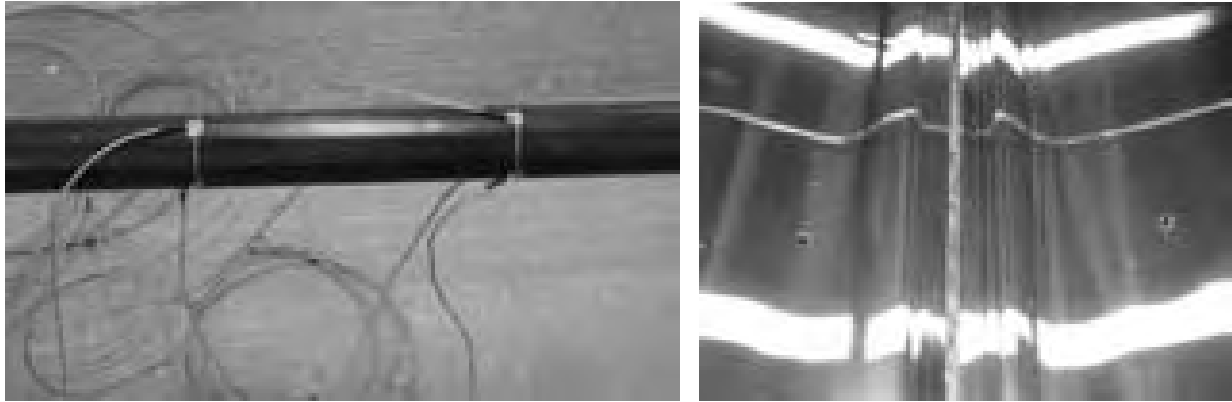


Figura 4.25. Detalle de termopares distribuidos radialmente en el tubo absorbedor y de perforaciones en la lámina reflectora

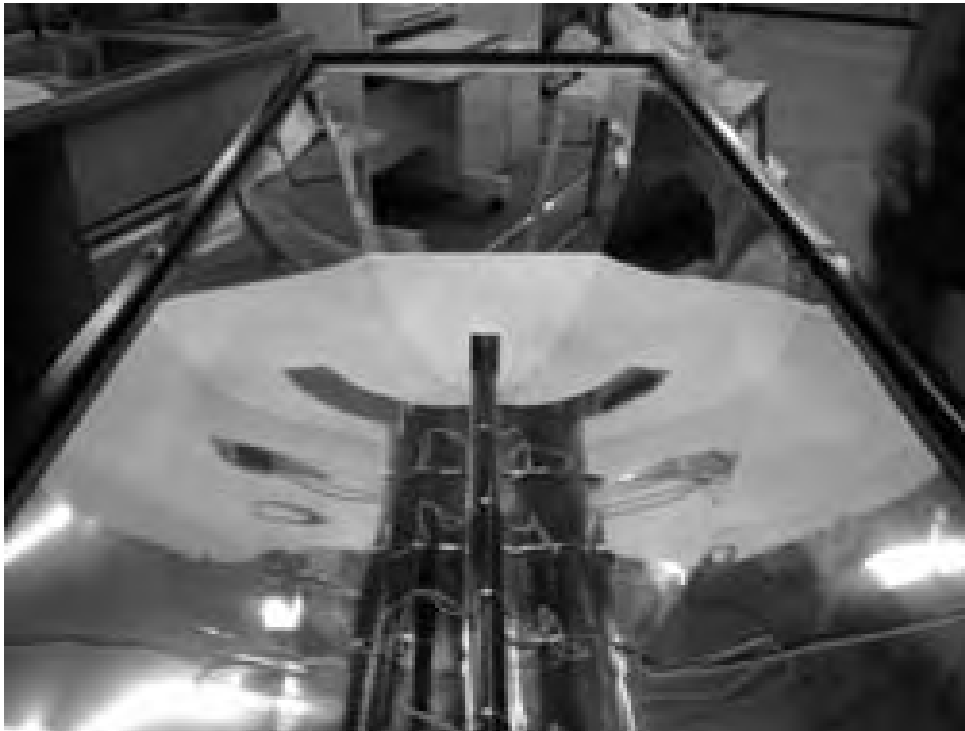


Figura 4.26. Vista frontal del CPC con el tubo absorbedor montado con sus termopares

4.5.2.3 Medición del flujo másico

El flujo másico del agua se midió con un sensor de flujo por efecto Coriolis marca Micro Motion Elite modelo CMF025M313NRAUSZZZ de acero inoxidable 316 y con conexiones de 1/2" ANSI a 0.75MPa con un rango de operación de 0 a 2180kg/h y exactitud de $\pm 0.10\%$ de la medición. Se utilizó también un transmisor multivariable para flujo y densidad modelo 2700C11BUSZZZ. En la figura 4.27 se muestra el circuito para la medición del flujo.

Debido a su alta precisión en la medición del flujo másico o volumétrico, además de que se conecta muy fácilmente, este sistema se puede usar como referencia para la calibración de otros flujómetros menos precisos.

Los sensores por efecto Coriolis permiten la medición de flujo másico o volumétrico, densidad y temperatura de líquidos y gases sin ser necesario ningún equipo adicional ni cálculos manuales y tienen la ventaja adicional de que el fluido está en un tubo liso, sin partes móviles, no necesitan limpieza ni mantenimiento y presentan una caída de presión muy baja.

Los flujómetros normales miden caudal volumétrico, el cual es proporcional al caudal másico sólo cuando la densidad del fluido es constante, si el fluido tiene una variación de densidad o contiene burbujas no se cumple esta regla. El principio de medición de los flujómetros por efecto Coriolis está basado en la generación controlada de fuerzas Coriolis y es independiente de los efectos de temperatura, presión, etc. Estas fuerzas siempre están presentes cuando se sobreponen los movimientos transnacionales y rotacionales de una masa en movimiento.

El sensor de flujo másico de Coriolis funciona aplicando una fuerza de vibración a un tubo curvado a través del que pasa el fluido. El efecto Coriolis crea una fuerza en el tubo perpendicular a ambas direcciones, la de vibración y la dirección de la corriente, esta fuerza se mide para obtener el flujo másico.

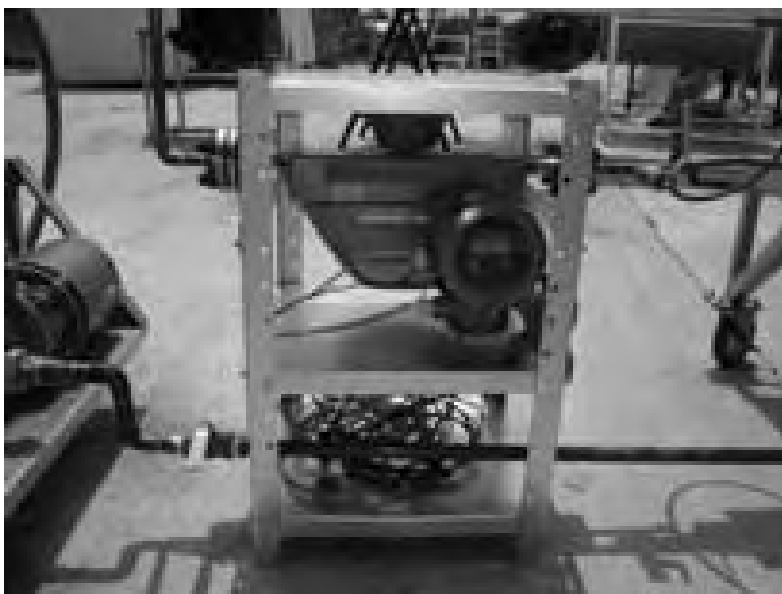


Figura 4.27. Sensor de flujo por efecto Coriolis instalado en plataforma

4.5.2.4 Medición de presión

La presión del agua que circula por el concentrador se midió con un transmisor de presión modelo CPI68848-14, con rango de operación de 0 a 3.45MPa, exactitud de $\pm 1\%$ de la escala total y rango de temperatura de -40 a 121°C . Éste fue calibrado utilizando un sensor de referencia y nitrógeno como fluido de trabajo. En la figura 4.28 se muestra la instalación de prueba.

La caída de presión entre la entrada y la salida del concentrador se midió con un transductor de presión diferencial de diafragma Endres + Hauser Deltabar PMD 235-SH4F1EA1A (Se muestra en la figura 4.29), el cual tiene un rango de operación de 0 a 0.05MPa, una exactitud de $\pm 0.1\%$ de la escala total, conexiones de $1/4''$ NPT, y sellos de vitón para poder usarlo con soluciones de amoníaco.

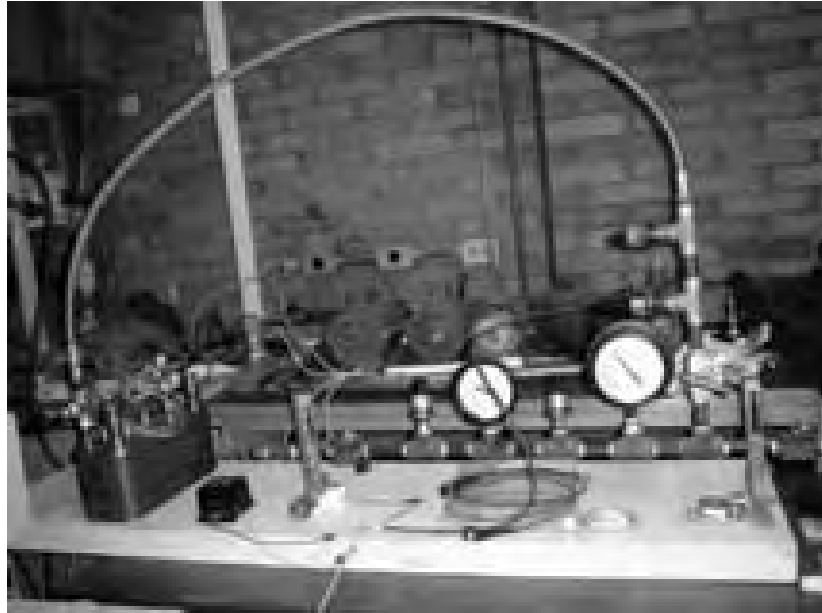


Figura 4.28. Instalación de prueba para calibrar sensores de presión



Figura 4.29. Transductor diferencial de presión montado en plataforma

4.5.3 Tubería, válvulas y conexiones

Ya que las pruebas se hicieron con agua como fluido de trabajo, la tubería utilizada en todo el sistema de caracterización se seleccionó de cobre, excepto el tubo absorbedor del concentrador parabólico compuesto de acero al carbón.

Para las líneas de la motobomba centrífuga de carga y descarga del termotanque, de la descarga del CPC hacia el tanque de almacenamiento de agua caliente y de descarga de este último hacia la motobomba se usó tubería de 3/4" nominal, para las líneas restantes se utilizó tubería de 1/2" nominal.

Dado que el flujo de diseño al interior del tubo absorbedor es pequeño (~ 0.05 kg/s), el caudal no inunda completamente al tubo absorbedor del concentrador de 2" de diámetro nominal, así que éste no se fijó a la estructura del CPC, de tal manera que pudiera moverse sobre su propio eje para que el sensor de presión diferencial siempre estuviera completamente lleno de fluido, y los bulbos de los termistores para medir la temperatura a la entrada y la salida del concentrador estuvieran siempre mojados.

Se usaron abrazaderas de transición para el acoplamiento entre el tubo absorbedor y la tubería de cobre. La conexión de la tubería de 2" a 1/2" a la entrada del tubo se hizo con una campana de reducción concéntrica y para la reducción de 2" a 3/4" a la salida se diseñó el aditamento que se muestra en la figura 4.30, que evita acumulación de agua y disminuye la caída de presión, además de contar con un juego de válvulas de nivel roscadas de acero al carbón de 1/2" para conocer el nivel de líquido dentro del tubo absorbedor.



Figura 4.30. Conexión de salida del concentrador parabólico compuesto

La conexión del sensor de flujo por efecto Coriolis se realizó con un juego de bridas de acero inoxidable T-316 de 1/2", de tal manera que se controlara fácilmente y que pudiera ser removido cuando fuera necesario (Ver figura 4.27). Se utilizó un tramo de manguera de teflón de 1/2" de diámetro y 1m de largo para conectar la tubería de salida del sensor con la de entrada del tubo absorbedor.

Para poder desmontarlo sin dificultad, el transductor de presión diferencial fue conectado al tubo absorbedor del CPC mediante dos válvulas de bola de acero inoxidable marca Worcester con cuerda NPT de 1/4" y mangueras de teflón de 1/4" NPT con trenzado de acero inoxidable

para mediana presión y conector girable hembra JIC 37° en un extremo y conector macho JIC 37° de acero al carbón 1/4" NPT.

Para regular el flujo de agua se instaló una válvula de compuerta de 1/2" de cobre en la línea de entrada del sensor de flujo.

Se instalaron otras tres válvulas de compuerta de cobre, una en la línea de descarga del termotanque para ayudar a controlar el flujo, otra en la línea de entrada del tanque de agua caliente para regular el nivel en el tubo absorbedor y la última en la línea de purgado del termotanque para futuras conexiones.

Además se colocaron cinco válvulas de bola de cobre, una en la línea de succión del termotanque, otra en la línea de descarga del tanque de agua caliente hacia la motobomba, otra en la línea de entrada al tubo absorbedor del CPC después del sensor de flujo y dos más para purgar el circuito de medición de presión diferencial y el de medición de flujo.

Se instaló un filtro "Y" de 1/2" en la línea de succión del termotanque. Por último, todas las líneas fueron aisladas para evitar pérdidas de calor.

4.5.4 Adquisición de datos

Para tener una base de datos del comportamiento térmico del concentrador solar se utilizó un adquisidor de datos marca Agilent modelo 34970A con capacidad para tres tarjetas de 20 canales cada una y se usó el programa HP VEE de Hewlet Packard para realizar la rutina de adquisición.

Se conectaron los 38 instrumentos de medición (32 termopares, 2 termistores, un piranómetro, un medidor de flujo tipo Coriolis, un sensor de presión y un medidor diferencial de presión) hacia su correspondiente canal en las dos tarjetas de adquisición de datos.

Se instaló el software en la computadora asignada para adquirir datos y se comprobó que todos los instrumentos instalados fueran detectados y estuvieran dando lecturas correctas de las variables medidas.

4.5.5 Puesta a punto

El CPC se orientó en un eje este-oeste inclinado hacia el sur con cuatro ajustes de la inclinación al año, como se recomienda para un CPC con ángulo de apertura de 15° [3].

En una localización arbitraria, si el objetivo es que al mediodía solar el ángulo azimutal sea igual con cero, la declinación se debe modificar por una declinación relativa igual a la diferencia entre la latitud del lugar y la declinación del día; a lo largo del año la declinación va de -23.45° en el solsticio de verano a 23.45° en el solsticio de invierno y para el caso de Temixco, Morelos la latitud es de 18.84°, así que la declinación relativa está entre -4.61° y 42.25°, con un valor de cero el 16 de mayo y el 29 de julio. A partir de estos datos se decidió realizar los cuatro ajustes del año en las siguientes fechas: el 21 de marzo (cuando la declinación relativa se iguala a la declinación), el 16 de mayo (cuando la declinación relativa tiene un valor de cero), el 29 de julio y el 15 de octubre. Para definir los valores de la inclinación se calculó la radiación solar absorbida a lo largo del año para ángulos de inclinación desde 0 hasta 60° a intervalos de 5 grados e incluyendo el valor de la latitud y el de 21°, a partir de estos cálculos se encontró que el ajuste del 21 de marzo debía hacerse con una inclinación de 10°, el del 16 de mayo con una inclinación de 0°, el del 29 de julio con una inclinación de 19° y

el del 15 de octubre con una inclinación de 30° , pero debido a que la base para montar el concentrador tiene ángulos de inclinación limitados, se decidió cambiar el movimiento del 29 de julio al 20 de agosto con en el valor más cercano de inclinación, es decir, a 21° . En la figura 4.31 se muestran los resultados de la radiación solar absorbida para el día 15 de cada mes con estas cuatro inclinaciones en sus respectivos intervalos de operación.

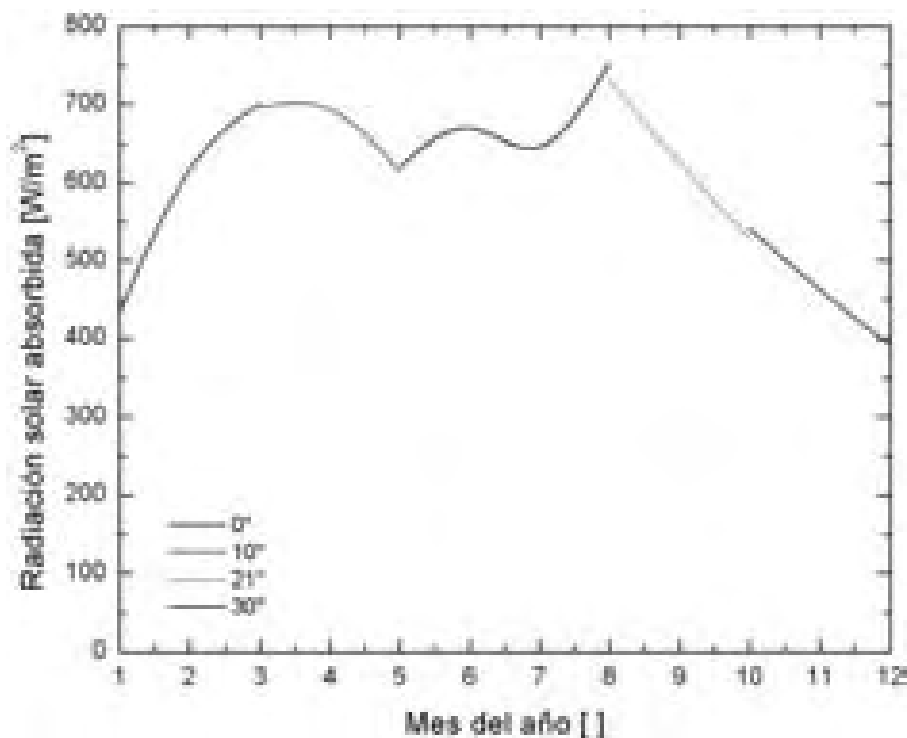


Figura 4.31. Radiación solar absorbida para las cuatro inclinaciones del concentrador seleccionadas en sus intervalos de operación durante el año

Por último, al sistema instalado se le hicieron pruebas de fugas manteniendo un flujo alto de agua, se corrigieron algunas uniones roscadas poniendo cinta teflón y apretando, otras soldadas desmontándolas y volviendo a soldar, y algunas en el cabezal de válvulas ajustando su tuerca.

Una vez que se comprobó que el sistema funcionaba correctamente se procedió a realizar las pruebas experimentales.

4.6 Referencias

- [1] Ortega, N. (2002) *Estudio teórico de un colector solar tipo CPC acoplado al generador de un sistema de refrigeración por absorción*, Tesis de Maestría, Posgrado en Energía Solar, UNAM.
- [2] Ortega, N., Best, R. (2000) *Thermal analysis of a compound parabolic concentrator for refrigeration applications*, Proceedings of the ISES Millennium Solar Forum 2000, 199-204.
- [3] Boyer, H.E., Gall, T.L. (1985) *Metals Handbook*, American Society for Metals, desk edition.

- [4] Kreith, F., Kreider, J.F. (1978) *Principles of Solar Engineering*, Editorial McGraw-Hill, 253.

5 RESULTADOS

5.1 Introducción

En este capítulo se presentan los principales resultados obtenidos con el modelo numérico y con la unidad experimental de módulo concentrador, respectivamente.

Los cálculos iniciales se realizaron con el modelo numérico con la intención de mejorar la sección de modelado del proceso de evaporación al establecer la correlación más adecuada para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección de la mezcla amoníaco-agua para las condiciones de operación propuestas.

Una vez establecida su configuración final, el modelo se utilizó para analizar el efecto de algunos parámetros de diseño (diámetro del tubo absorbedor, los materiales de construcción del concentrador y su geometría) sobre el desempeño térmico del CPC. Los resultados mostraron que la temperatura del fluido es proporcional al diámetro del tubo y que la calidad del vapor depende del área de transferencia de calor y la caída de presión, por lo cual es necesario establecer un compromiso entre ambas con el fin de maximizar la calidad y garantizar una buena temperatura de salida del fluido. Se mostró además que la adecuada selección del material de construcción del reflector y del tipo de revestimiento del tubo absorbedor es crucial para favorecer la producción de vapor.

A partir de este análisis se diseñó el módulo experimental de concentrador solar y se realizó el análisis de un día típico de operación para el concentrador solar de diseño al calcular las temperaturas del fluido y la calidad del vapor que podrían alcanzarse. Por último; se analizó el desempeño del concentrador solar de diseño en un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua típico y se determinó necesario recurrir a un equipo auxiliar de calentamiento para garantizar la producción de frío de diseño.

Por otra parte, para el análisis experimental se realizaron algunas pruebas preliminares con agua para establecer la curva de eficiencia del concentrador diseñado y la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor. Estas pruebas se hicieron variando la temperatura de entrada al CPC, el flujo másico y la inclinación del concentrador. A partir de estos resultados fue posible mejorar el diseño del concentrador y establecer las condiciones óptimas de operación para la aplicación en el sistema continuo de refrigeración por absorción amoníaco-agua típico analizado en la sección teórica.

5.2 Resultados Numéricos

El análisis numérico se realizó mediante un programa desarrollado en Quick C con el que se resolvió el modelo desarrollado en el capítulo 4. La figura 5.1 muestra el diagrama de flujo del programa.

El estudio se dividió en tres partes fundamentales:

- (a) El análisis de un prototipo de concentrador con dos correlaciones diferentes para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección de la mezcla amoníaco - agua.

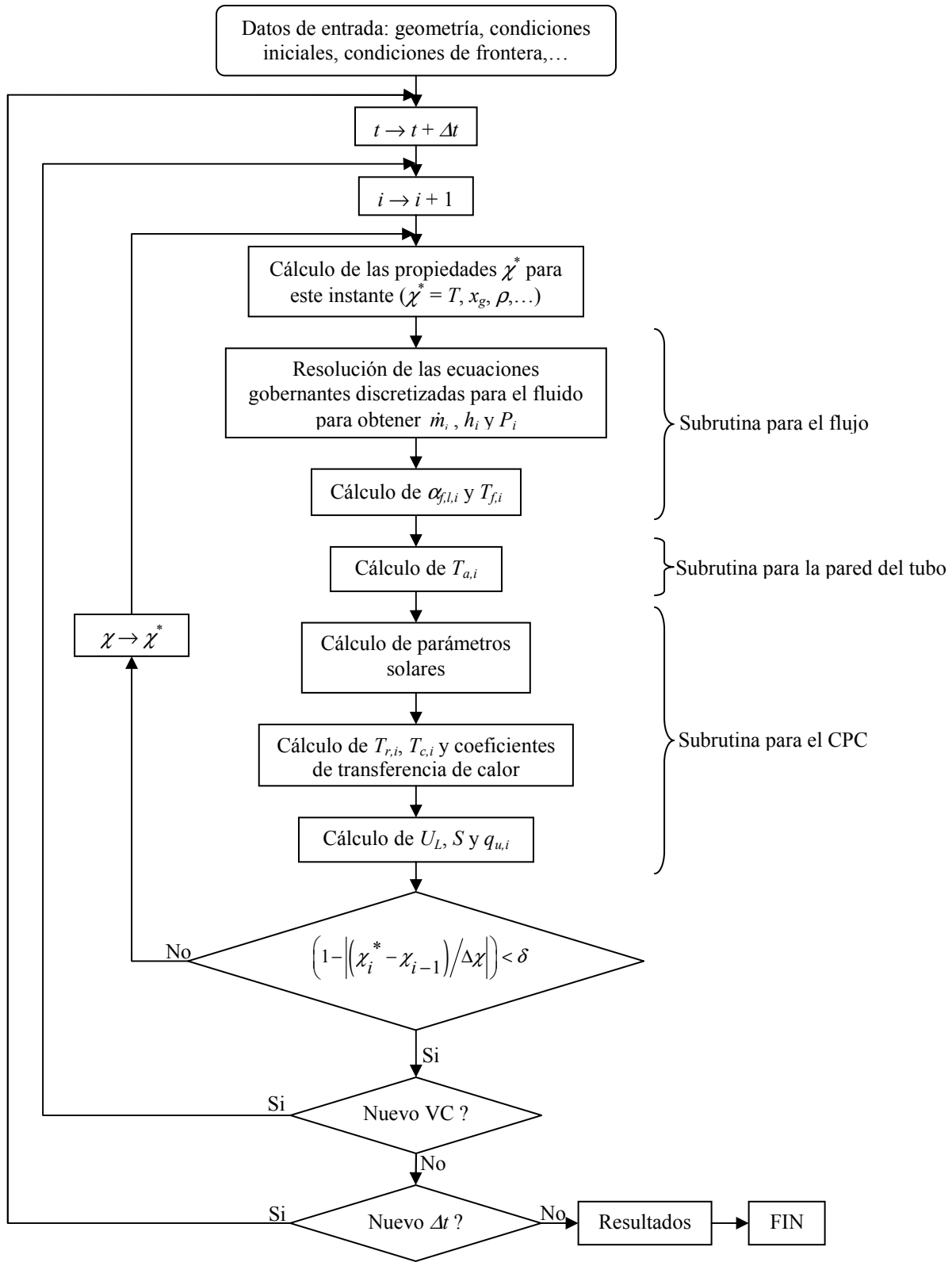


Figura 5.1. Diagrama de flujo del programa de resolución del modelo numérico desarrollado

A partir de estos resultados se determinó cuál de las dos debía utilizarse para los cálculos subsecuentes.

- (b) La comparación del efecto de una selección de parámetros de diseño en el desempeño térmico del CPC.
- (c) El acoplamiento de la configuración de diseño seleccionada a partir del análisis anterior con un sistema completo de refrigeración solar por absorción amoniaco-agua.

5.2.1 Análisis de dos correlaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección de la mezcla amoniaco-agua

Los cálculos se hicieron para un CPC sin seguimiento solar con las siguientes características: temperatura de entrada de la mezcla de 60°C, concentración inicial de amoniaco de 38.7%, flujo másico de 0.0483kg/s y presión de generación de 1.1MPa. El análisis fue hecho para un CPC instalado en Temixco, Morelos para el 15 de marzo al mediodía solar, cuando la energía solar absorbida por unidad de área es de 649.3W/m² (el día con la mayor radiación del año 1996 [1]).

Los materiales de construcción del CPC considerados para el estudio fueron: tubo absorbedor de acero al carbón, vidrio para la cubierta y aluminio altamente pulido para el reflector.

Después de calcular que, bajo las condiciones propuestas, la longitud requerida para iniciar el proceso de evaporación fue de 27m, para el análisis se estableció una longitud total de 45m, equivalente a 30m² de área de captación. Se calcularon las temperaturas de los componentes, la calidad de la mezcla, el coeficiente convectivo de transferencia de calor del fluido, la ganancia de calor útil y el coeficiente total de pérdidas. La caída de presión no es significativa para los casos de estudio por lo que no se reporta.

La figura 5.2 muestra el coeficiente convectivo de transferencia de calor, calculado en la zona bifásica con las correlaciones de Rivera y Best [2], y la de Zürcher et al. [3], así como la ganancia de calor útil correspondiente a cada una de dichas correlaciones. El comportamiento opuesto del coeficiente convectivo de transferencia de calor podría deberse a que la primera correlación fue desarrollada para la mezcla amoniaco-agua con flujo en tubos verticales con ebullición nucleada saturada, y la segunda para amoniaco puro fluyendo en un tubo horizontal. Sin embargo, la ganancia de calor útil obtenida es prácticamente igual con las dos correlaciones analizadas, como se observa en la gráfica.

En la figura 5.3 aparecen las temperaturas de reflector, cubierta, pared del tubo absorbedor y mezcla amoniaco-agua, calculados con el modelo de Zürcher et al. [3]. Como se advierte, el proceso de evaporación inicia a los 27m de longitud del tubo absorbedor, con un cambio abrupto en la pendiente de la temperatura del fluido y una súbita disminución de las temperaturas del absorbedor, la cubierta y el reflector, ambos efectos corresponden al cambio del fluido de líquido subenfriado a flujo bifásico. Esta tendencia se debe a que el coeficiente de transferencia de calor se calculó con diferentes correlaciones empíricas, lo cual produce una discontinuidad donde ocurre la transición entre ambas regiones. Así mismo, esta discontinuidad se refleja en las temperaturas de la cubierta y del reflector, debido a que en el modelo las cuatro temperaturas están acopladas, en la realidad, este efecto no debería producirse.

El aumento de temperatura en la zona subenfriada de aproximadamente 40°C se debe al flujo másico y la conductividad térmica bajos de la pared del tubo absorbedor. Las temperaturas

obtenidas con la correlación de Rivera y Best [2] son prácticamente iguales a las mostradas en esta figura por lo que no se presentan en la misma.

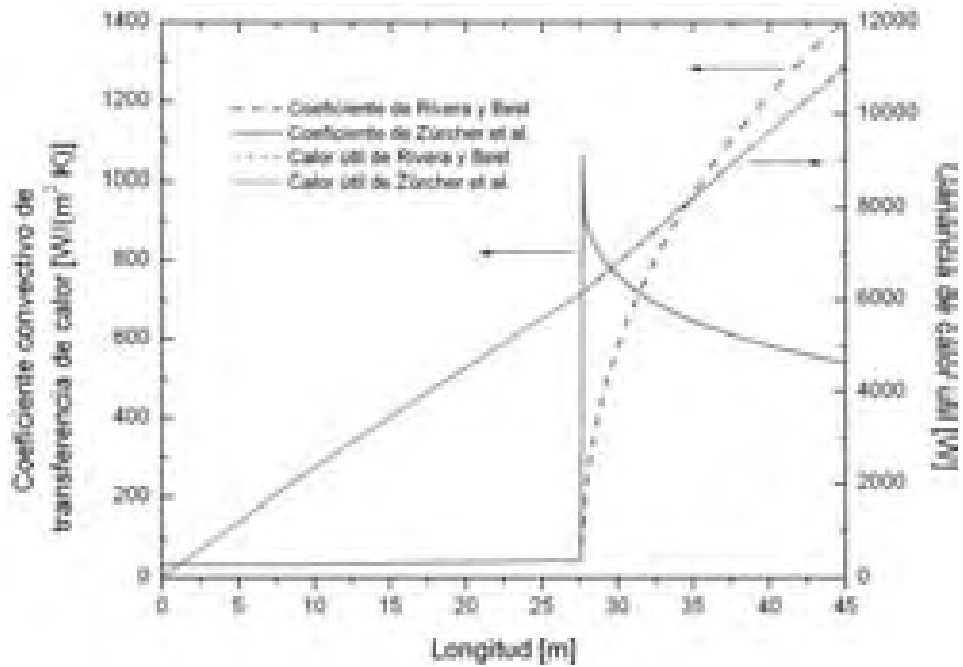


Figura 5.2. Coeficiente convectivo de transferencia de calor de la mezcla amoniaco-agua y calor útil calculados para el 15 de marzo de 1996 al mediodía solar con modelos de Rivera y Best, y de Zürcher et al.

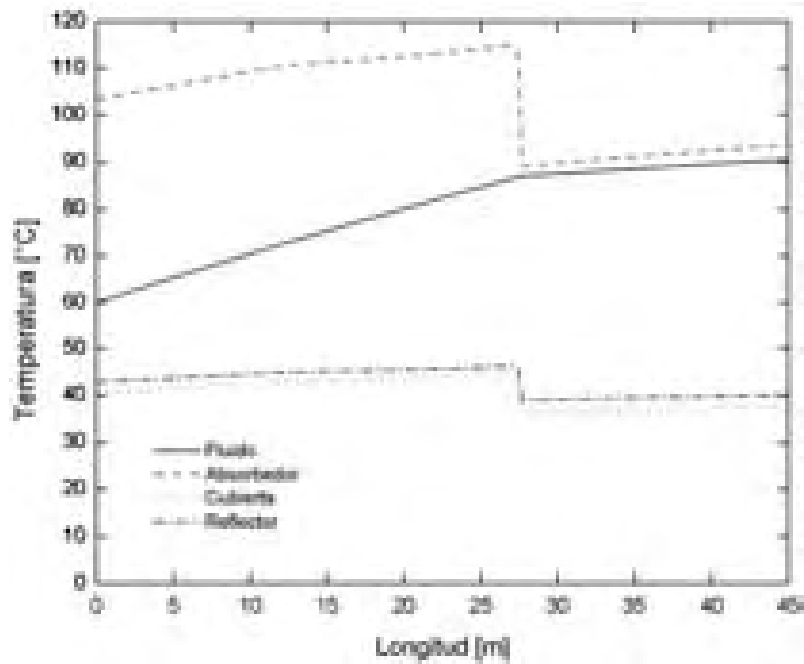


Figura 5.3. Temperaturas de los componentes del CPC y la mezcla para el 15 de marzo

A partir de estas dos figuras se dedujo que el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el fluido produce sólo cambios pequeños en el coeficiente total de pérdidas de calor.

Para los cálculos subsiguientes se decidió utilizar la correlación de Zürcher et al. [3], que fue desarrollada para flujo en tubos horizontales, aunque no para la mezcla amoniaco-agua sino para flujos bajos de amoniaco puro. La misma cubre una amplia gama de regímenes desde completamente estratificado hasta anular con secado parcial y calidades de vapor del 1 al 99%; mientras que la de Rivera y Best [2] es para flujo en tubos verticales y para regímenes con baja calidad de vapor.

5.2.2 Efecto de algunos parámetros de diseño en el desempeño del CPC

Una vez decidida la correlación aplicada para el cálculo del coeficiente convectivo de calor en flujo bifásico, se aplicó el modelo desarrollado para el diseño del CPC como generador de vapor para analizar el efecto de una selección de parámetros de diseño que incluyen: el ángulo medio de aceptación y la longitud del concentrador, el diámetro y la superficie selectiva del tubo absorbedor, y las propiedades de los materiales de la cubierta, el reflector y el tubo absorbedor.

Los cálculos se hicieron para cincuenta y siete configuraciones del CPC (sin seguimiento solar), durante el 15 de Marzo al mediodía solar en Temixco, Morelos, con una irradiancia solar de 991W/m^2 y una energía solar absorbida por unidad de área de 649.3W/m^2 .

La temperatura de entrada, la presión de operación y el flujo másico de la mezcla amoniaco-agua que entra al concentrador se consideraron de 81.7°C , 1.1MPa y 0.0483kg/s , respectivamente.

El área de apertura se mantuvo constante en 23.3m^2 variando el porcentaje de truncamiento y la longitud de cada configuración de CPC con el fin de tener la misma entrada de energía en todos los casos analizados. En la tabla 5.1 se encuentran los datos geométricos de algunas de las configuraciones analizadas con tubo de acero al carbón y de aluminio, donde los diámetros analizados del tubo absorbedor son iguales.

D_{out} (mm)	θ_C (grados)	L (m)	% Área truncada	$C_{\text{diseño}}$	C_{real}
60.3	21	100.50	84.55	2.79	1.22
60.3	27	100.50	76.44	2.20	1.22
60.3	30	100.50	71.76	2.00	1.22
60.3	40	100.50	53.90	1.56	1.22
21.3	15	100.50	48.71	3.86	3.45
26.7	15	100.50	71.10	3.86	2.76
33.4	15	100.50	81.08	3.86	2.20
48.3	15	100.50	89.07	3.86	1.52
60.3	15	34.85	46.13	3.86	3.50
73.0	15	34.85	68.00	3.86	2.89
88.9	15	34.85	80.53	3.86	2.38
101.6	15	34.85	84.69	3.86	2.08

Tabla 5.1. Características geométricas de las configuraciones analizadas con tubo de acero al carbón y aluminio correspondientes a 24 casos estudiados

Los valores del ángulo medio de aceptación fueron de 15°, 21°, 27°, 30°, y 40°, y el diámetro del tubo absorbedor seleccionado (para los casos de acero al carbón y aluminio) en el análisis fue de entre 21.3mm y 101.6mm (Ver figuras 5.4 y 5.5).

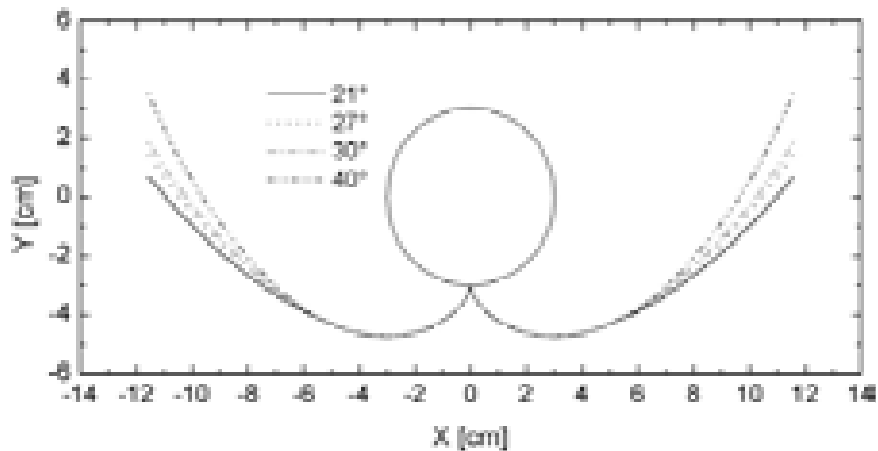


Figura 5.4. Configuraciones de CPC con ángulo medio de aceptación variable, área de apertura constante y diámetro del tubo absorbedor de 60.3mm

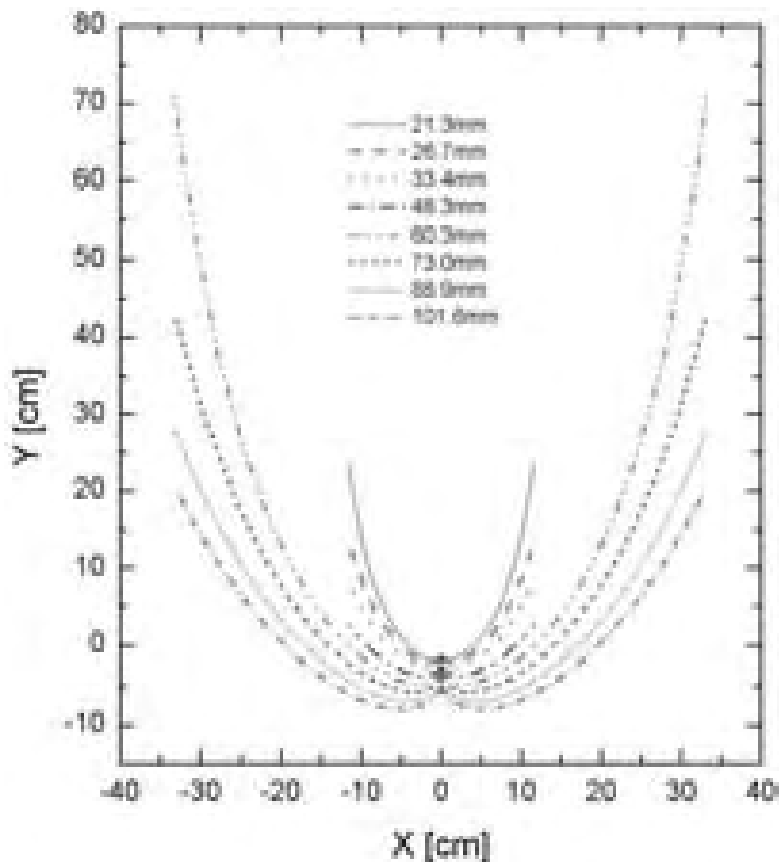


Figura 5.5. Configuraciones de CPC con diámetro del tubo absorbedor variable, área de apertura constante y ángulo medio de aceptación de 15°. Para los diámetros entre 21.3mm y 48.3mm se consideró un ancho del concentrador de 0.2312m y longitud de 100m. Para los casos con diámetro de 60.3mm a 101.6mm se seleccionó un ancho de 0.6634m y longitud de 34.85m. Estas configuraciones corresponden a tubos de acero al carbón o aluminio, para tubería de acero inoxidable varían un poco los diámetros nominales

Se consideraron tres diferentes revestimientos para el tubo absorbedor: una superficie selectiva disponible comercialmente, un cermeto y una pintura negra comercial. Se analizaron tres materiales para la cubierta: cristal templado, un policarbonato y una superficie antirreflectiva. Se estudiaron tres reflectores: acero inoxidable calidad espejo, aluminio altamente pulido y aluminio altamente pulido con una capa protectora.

Se evaluaron tres tubos absorbedores: acero al carbón, acero inoxidable y aluminio, dado que la mezcla amoniaco-agua es corrosiva al cobre.

La longitud máxima del CPC tomada en consideración fue de 150m, pero no se muestran todos los resultados debido a que siempre se mantuvo la tendencia general, esto es que la temperatura de salida del fluido y la calidad del vapor siempre aumenta con la longitud del CPC.

La figura 5.6 muestra la distribución de la temperatura del fluido y de la calidad de vapor a lo largo del CPC para siete diámetros diferentes del tubo absorbedor de acero al carbón, con superficie selectiva comercial y ángulo medio de aceptación de 15°.

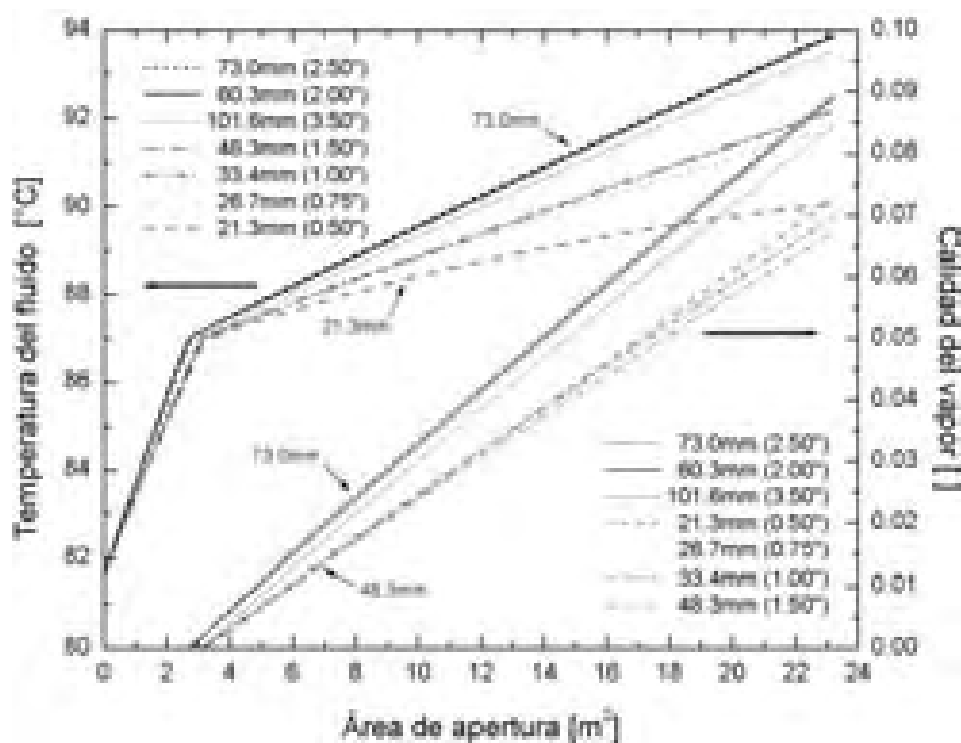


Figura 5.6. Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo de un CPC para siete diámetros diferentes del tubo absorbedor de acero al carbón. Se muestra una leyenda para cada eje y, donde las curvas se organizaron en orden descendente.

La diferencia en la temperatura de salida entre los diámetros mínimo y máximo de tubo absorbedor (21.3mm y 101.6mm) fue de alrededor de 3.4°C, desde 90.1°C a 93.5°C, respectivamente. Para la calidad de vapor la diferencia fue de 0.0117, de 0.0730 a 0.0847. Los mejores resultados para ambas, temperatura del fluido y calidad del vapor, se obtuvieron para un tubo absorbedor con diámetro de 73.00mm (temperatura de salida de 93.92°C y calidad de vapor de 0.0897), que básicamente tiene el mismo comportamiento que el de 60.3mm, seguido por el de 101.6mm. El tubo de 21.3mm de diámetro presentó una calidad de vapor mayor que

los de 26.7mm, 33.4mm y 48.3mm, debido a una caída de presión mayor que favoreció el proceso de evaporación.

Los tubos absorbedores de acero inoxidable y aluminio mostraron la misma tendencia en sus resultados. La temperatura del fluido alcanzada es directamente proporcional al diámetro del tubo, lo cual no es igual para la calidad de salida del vapor. Así, existe un compromiso entre el área de transferencia de calor (que depende directamente del diámetro del tubo) y la caída de presión, que afecta la distribución de la temperatura del fluido y de la calidad de vapor, favoreciendo una u la otra.

El cambio de pendiente de la temperatura del fluido a aproximadamente 2.5m^2 de área de apertura se debe a que este punto el fluido cambia de líquido subenfriado a flujo en dos fases. Debido a esto, la evaluación del coeficiente de transferencia de calor entre ambas regiones tiene un cambio abrupto que produce esta tendencia. Más aún, el uso de diferentes correlaciones empíricas de transferencia de calor para ambas regiones produce una discontinuidad en el volumen de control donde ocurre la transición. Esta tendencia aparece en todas las siguientes figuras cuando toma lugar el proceso de evaporación.

La figura 5.7 muestra la distribución de temperatura del fluido y la calidad de vapor de cinco CPC con diferentes ángulos medios de aceptación. El diámetro del tubo absorbedor de acero al carbón se mantuvo constante en un valor de 60.3mm. Se observó que 15° , el menor ángulo medio de aceptación que corresponde a una razón de concentración real de 3.5, ofrece los mejores resultados en ambas variables, con una temperatura de salida de 93.9°C y una calidad de vapor de salida de 0.0890. El ángulo de aceptación de 21° presenta resultados aceptables, y a partir de 27° no se observa ninguna variación.

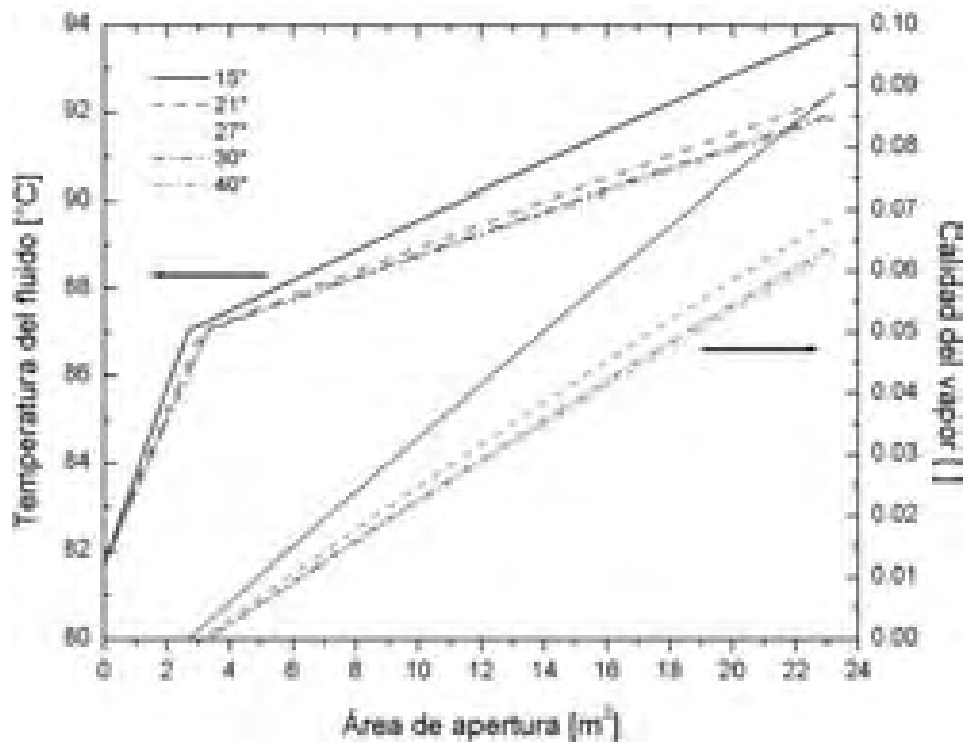


Figura 5.7. Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo de un CPC con cinco ángulos medios de aceptación

La figura 5.8 presenta la distribución de temperatura del fluido y la calidad de vapor a lo largo del CPC para tres revestimientos diferentes del tubo absorbedor de acero al carbón, y tres materiales de construcción del reflector. Los materiales del tubo absorbedor y la cubierta también se analizaron pero no se encontró ningún efecto en los resultados. Todas las curvas fueron analizadas con vidrio templado como cubierta y acero al carbón como tubo absorbedor. La combinación de aluminio altamente pulido con capa protectora como reflector y un cermeto como superficie selectiva ofrece los mejores resultados, con una temperatura de salida del fluido de 95.4°C y calidad de vapor de salida de 0.1083.

Por otro lado, los peores resultados se obtuvieron para el caso con acero inoxidable calidad espejo y superficie selectiva comercial, los cuales presentan a la salida una temperatura del fluido y una calidad de vapor de 91.8°C y 0.0617, respectivamente, aunque se puede deducir que el caso de acero inoxidable calidad espejo con pintura negra comercial daría resultados inferiores. Se obtuvieron resultados intermedios para el caso de aluminio altamente pulido y superficie selectiva comercial.

De esta curva se concluye que los factores que tienen la influencia más importante en la calidad de vapor obtenida a la salida de un CPC son el material de construcción del reflector, seguido por el tipo de revestimiento del tubo absorbedor.

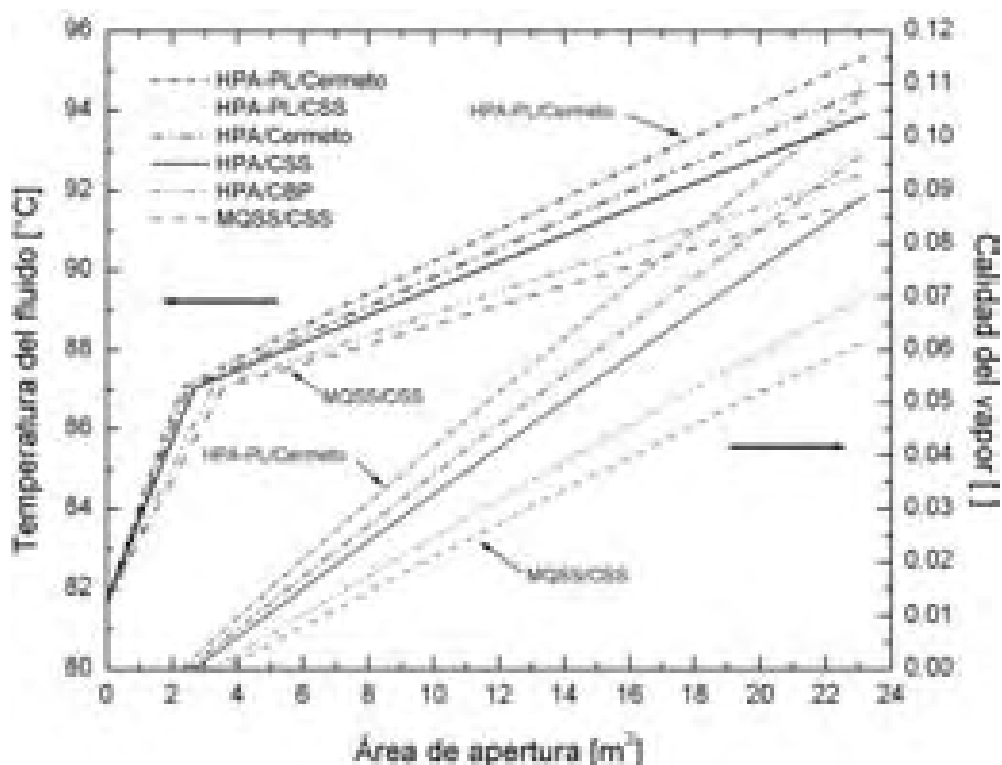


Figura 5.8. Distribución de temperatura y calidad del vapor a lo largo de un CPC para tres recubrimientos del tubo absorbedor de acero al carbón y tres materiales del reflector. Las leyendas se establecieron como reflector/recubrimiento, donde HPA-PL significa aluminio altamente pulido con una capa protectora, HPA significa aluminio altamente pulido, MQSS significa acero inoxidable calidad espejo, CSS significa superficie selectiva comercial y CBP significa pintura negra comercial

5.2.3 Análisis de un día típico de operación con el concentrador solar de diseño

A partir del análisis de las últimas tres figuras se diseñó un módulo de CPC con las características ópticas y geométricas enunciadas en las tablas 5.2 y 5.3, el cual fue acoplado con un modelo de un sistema de refrigeración por absorción de una etapa. Se seleccionó el diámetro del tubo absorbedor de 60.3mm ya que, junto con el de 73.00mm, presentan los mejores resultados en calidad del vapor y aumento de temperatura, pero con la ventaja de tener un dispositivo más compacto y con un mejor mojado dentro del tubo, dado que el flujo másico es relativamente bajo. La simulación se llevó a cabo considerando un tubo absorbedor de acero al carbón, un reflector de aluminio altamente pulido, superficie selectiva comercial y cubierta de vidrio templado. La aplicación de un reflector de aluminio altamente pulido con cubierta protectora no se contempló debido a que este material debe importarse y los costos totales de construcción aumentan. Se seleccionó una superficie selectiva comercial sobre el cermeto debido a su menor costo y su aplicación sencilla.

θ_c (grados)	C	D_{out} (mm)	D_{in} (mm)	H (m)	W (m)	L (m)
15°	3.5x	60.3	52.5	0.76	0.66	35

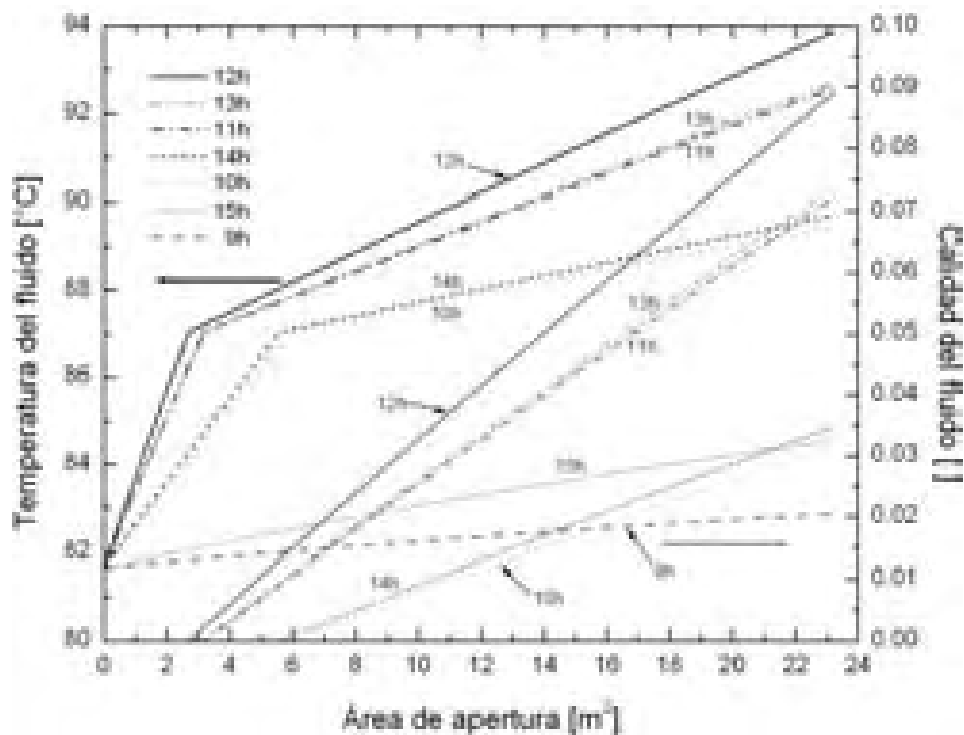
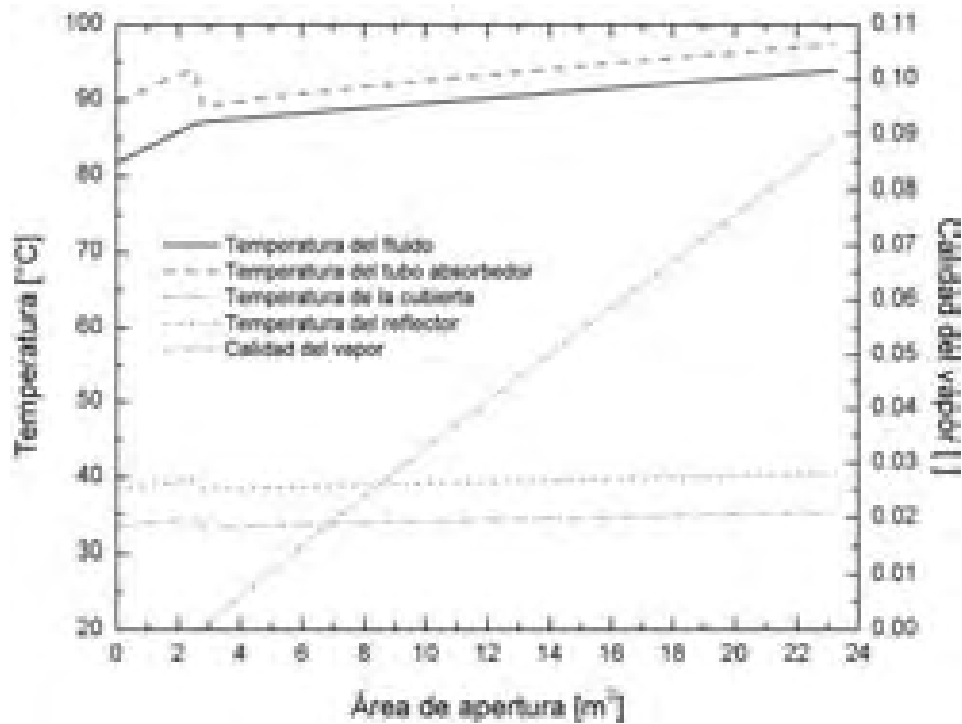
Tabla 5.2. Características geométricas del módulo CPC de diseño

Componente	α	ϵ	ρ
Absorbedor de acero al carbón con superficie selectiva comercial	0.91	0.38	0.09
Cubierta de cristal templado	0.03	0.94	0.05
Reflector de aluminio altamente pulido	0.11	0.05	0.87

Tabla 5.3. Propiedades radiativas de los componentes del CPC de diseño

La figura 5.9 muestra la distribución de temperatura del reflector, la cubierta, la pared del tubo absorbedor y la mezcla amoniaco-agua, así como la calidad de vapor a lo largo del módulo CPC de diseño para el 15 de Marzo al mediodía solar. La mezcla amoniaco-agua entra al CPC con un subenfriamiento de 5.4°C. La calidad del vapor de amoniaco de salida obtenido fue de 0.0891, la cual representa una producción de vapor de 0.0043kg/s. El cambio abrupto en la temperatura del tubo absorbedor cuando inicia la evaporación de la mezcla se debe a que, como se explicó antes, el coeficiente de transferencia de calor por convección presenta una discontinuidad desde la región de líquido subenfriado hasta la de flujo en dos fases debido al uso de diferentes correlaciones empíricas de transferencia de calor para ambas regiones.

La figura 5.10 muestra la distribución de temperatura del fluido y de la calidad de vapor para un día típico durante siete horas de operación. Como se esperaba, la calidad del vapor de salida aumenta con el aumento en la radiación solar, alcanzando un máximo de 0.0891 (con una producción de vapor de 0.0043kg/s a las 12h, al mediodía solar). Se observó un mínimo en la calidad de salida de 0.0316 (producción de vapor de amoniaco de 0.0015kg/s) a las 10h. A las 9h y las 15h no hay producción de vapor pero se logra un aumento de temperatura de 1.2°C y 2.9°C, respectivamente. Debido a la baja producción de vapor para los casos a las 9h, 10h, 14h y 15h, se agregó un calentador auxiliar en serie después del CPC para alcanzar la temperatura y la producción de vapor de salida obtenidas alrededor de las 11h y, de ese modo, conseguir una capacidad de enfriamiento adecuada para el sistema completo.



5.2.4 Acoplamiento entre el concentrador solar de diseño y un sistema de refrigeración por absorción

El CPC diseñado previamente se acopló a un modelo de un sistema completo de refrigeración por absorción, mostrado en la figura 5.11. La secuencia de cálculo para obtener las condiciones de operación del sistema se explica en el capítulo 3, sección 5.

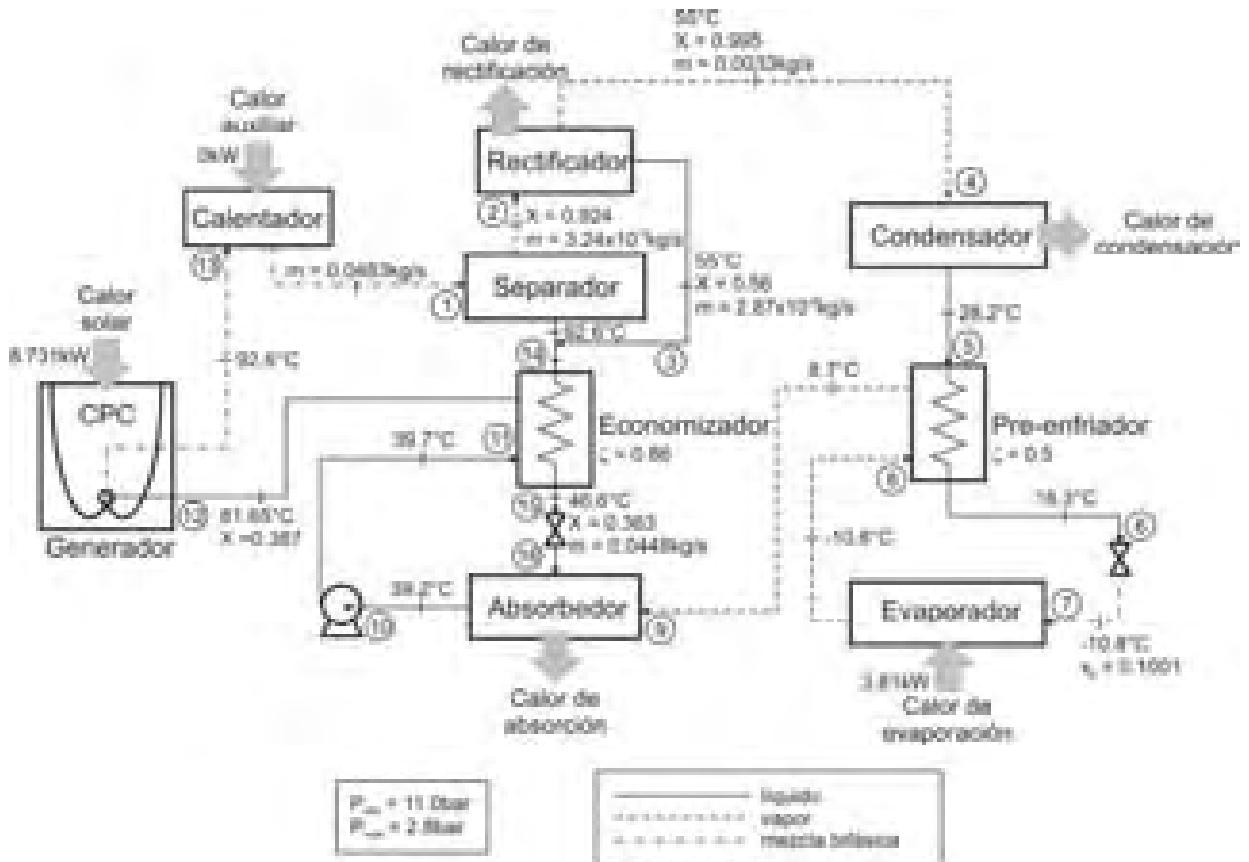


Figura 5.11. Sistema de refrigeración solar por absorción de la mezcla amoníaco-agua con un CPC como generador de vapor

El objetivo fue establecer la capacidad de enfriamiento y la eficiencia del refrigerador solar por absorción amoníaco-agua, de acuerdo con los resultados de la simulación del acoplamiento del modelo del CPC con un simulador del sistema de refrigeración por absorción de una etapa. Para la simulación se consideró una temperatura de entrada al CPC acorde con la temperatura de generación obtenida con la simulación del ciclo de absorción.

Las variables analizadas fueron la capacidad de enfriamiento, el coeficiente de operación (COP), la eficiencia de refrigeración y la relación de flujo.

La primera parte del estudio consistió en analizar un día típico de operación. La tabla 5.4 muestra los resultados obtenidos para el 15 de marzo durante siete horas. Se observó que la temperatura de salida del módulo CPC varía desde 92.6°C para el caso base a las 11h y es menor para los casos a las 9h, 10h, 14h y 15h, con 82.9°C, 89.5°C, 89.7°C, y 84.5°C, respectivamente.

	Hora solar (h)						
	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00
Concentración de amoníaco (kg NH₃/kg sol)							
Refrigerante (4)	0.995	0.995	0.995	0.995	0.995	0.995	0.995
Solución fuerte (10)	0.387	0.387	0.387	0.387	0.387	0.387	0.387
Solución débil (13)	0.363	0.363	0.363	0.357	0.362	0.363	0.363
Presión (bar)							
Condensación	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0
Evaporación	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
Flujo másico (kg/s)							
Refrigerante (4)	0.0033	0.0033	0.0033	0.0041	0.0033	0.0033	0.0033
Solución fuerte (10)	0.0483	0.0483	0.0483	0.0483	0.0483	0.0483	0.0483
Solución débil (13)	0.0448	0.0448	0.0448	0.0438	0.0447	0.0448	0.0448
Temperatura principales (°C)							
Entrada evaporador (7)	-10.80	-10.80	-10.80	-10.80	-10.80	-10.80	-10.80
Entrada condensador	55.00	55.00	55.00	55.00	55.00	55.00	55.00
Entrada generador (12)	81.65	81.65	81.83	83.30	81.94	81.65	81.65
Salida CPC (13)	82.87	89.46	92.60	94.12	92.74	89.70	84.54
Salida generador (1)	92.60	92.60	92.60	94.12	92.74	92.60	92.60
Salida absorbedor (10)	39.19	39.19	39.19	39.19	39.19	39.19	39.19
CPC							
Energía solar (kW)	7.154	13.968	20.120	22.601	20.120	13.968	7.154
Calor útil (kW)	0.278	4.514	8.731	10.455	8.896	4.844	0.660
Eficiencia solar (%)	3.889	32.317	43.398	43.398	44.213	34.683	9.224
Comportamiento energético							
Razón de flujo (FR)	14.85	14.85	14.85	11.82	14.51	14.85	14.85
Energía auxiliar (kW)	8.45	4.22	0.00	0.00	0.00	3.89	8.07
Fracción solar (%)	3.18	51.70	100.00	100.00	100.00	55.48	7.56
Enfriamiento (kW)	3.81	3.81	3.81	4.79	3.90	3.81	3.81
COP de enfriamiento	0.437	0.437	0.437	0.458	0.439	0.437	0.437
Eficiencia total (%)	---	---	18.94	21.19	19.40	---	---

Tabla 5.4. Comparación de resultados de un sistema de refrigeración operando durante un día típico acoplado con el CPC de diseño

Para los casos a las 12h y 13h la temperatura de salida aumenta a 94.1°C y 92.7°C. La eficiencia del módulo es de 43.4% para el caso base a las 11h, y menor para los casos a las 9h, 10h, 14h y 15h. La fracción solar fijada como del 100% para el caso a las 11h, es de sólo el 3.2% para el caso a las 9h, 51.7% a las 10h, 55.5% a las 14h, y 7.6% a las 15h. La capacidad de enfriamiento es de 3.81kW y mayor para los casos a las 12h y 13h, 4.79kW y 3.90kW, respectivamente. El coeficiente de operación del ciclo de refrigeración es de 0.437, operando a una temperatura de evaporación de -10°C. La eficiencia total, definida como la capacidad de enfriamiento obtenida dividida entre la energía solar que alcanza al módulo de CPC, es de 18.9% para el caso base a las 11h, con un máximo de 21.2% al mediodía solar.

La segunda parte del análisis consistió en evaluar la operación del sistema con cuatro niveles de radiación, correspondientes a cuatro días del año 1996, como se indica en la tabla 5.5.

Caso	Mes	Día	Hora	α (grados)	G_{bn} (W/m^2)	S (W/m^2)
1	Febrero	15	10	35	518.5	346.8
2	Noviembre	15	12	35	610.8	466.1
3	Mayo	15	12	15	801.1	602.8
4	Marzo	15	12	15	926.1	706.8

Tabla 5.5. Condiciones de evaluación del CPC diseñado

La figura 5.12 ilustra la distribución de temperatura del fluido y la calidad del vapor para los cuatro casos analizados. La calidad de salida del vapor obtenida para el caso 3 es de 0.0708, que representa una producción de amoniaco de 0.0034kg/s. Como se esperaba, la calidad de salida del vapor se incrementa con el aumento en la energía solar, alcanzando un máximo de 0.095 (producción de vapor de amoniaco de 0.0046kg/s para el caso 4, el día con el mayor nivel de radiación solar) y un mínimo de 0.0012 (producción de vapor de amoniaco de 0.000056kg/s) para el caso 1. Como en el análisis anterior, se necesitó de un calentador auxiliar en serie con el CPC. Puede verse que la temperatura de salida del CPC varía desde 92.46°C para el caso base 3 y es menor para los casos 1 y 2, de 87.12°C y 89.33°C, respectivamente. Para el caso 4 la temperatura de salida aumenta a 94.33°C.

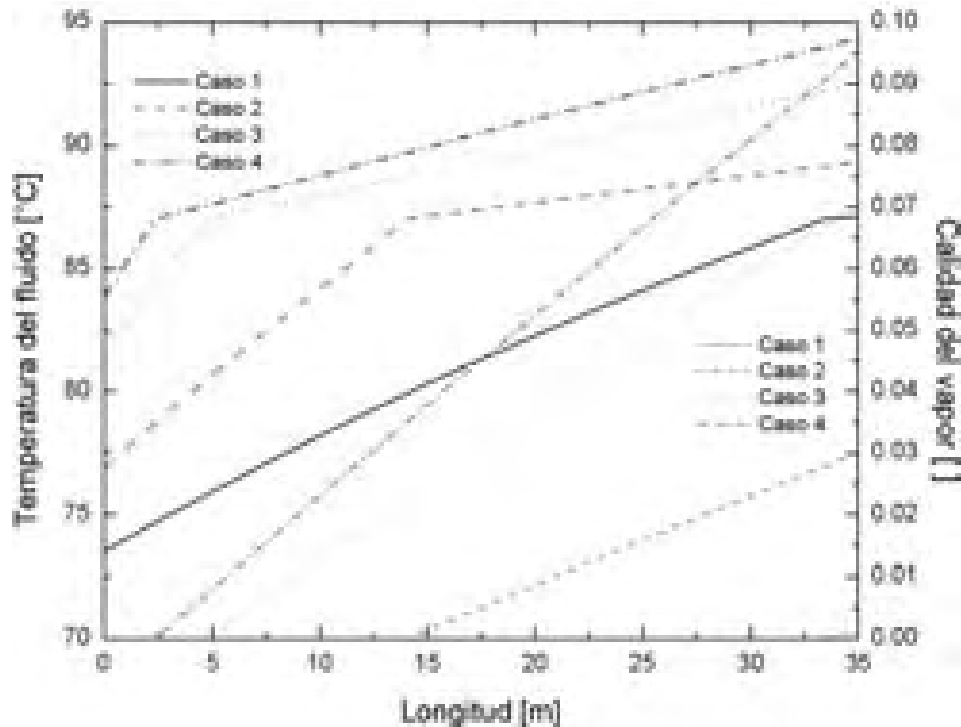


Figura 5.12. Distribución de temperatura del fluido y los componentes del CPC y calidad del vapor a lo largo del concentrador para los cuatro casos analizados

5.3 Resultados Experimentales

Las pruebas experimentales consistieron en la medición de las siguientes variables en intervalos de 5 segundos, con una inclinación del concentrador de 21° o 30°, dependiendo de la época del año:

- Flujo másico (variable dependiente).
- Temperatura del fluido a la entrada (variable dependiente).
- Temperatura del fluido a la salida.
- Temperatura de la pared del tubo absorbedor en 28 puntos distribuidos radialmente a lo largo del mismo.
- Temperatura ambiente.
- Irradiancia global.
- Caída de presión.
- Hora estándar.

Dichas pruebas se dividieron en tres grupos: con flujos bajos de agua, con flujos altos de agua y con fluido estancado. La primera serie de pruebas se hizo en diciembre del 2005 a 30° de inclinación del concentrador, con el tubo absorbedor completamente inundado y flujos másicos de 1.5kg/min, 3kg/min (diseño) y 4.5kg/min, variando la temperatura de entrada del agua al concentrador: ambiente, 40°C, 50°C, 60°C y 70°C. La segunda serie se hizo en marzo del 2006 con una inclinación del concentrador de 21° y 30°, el tubo completamente inundado y flujos másicos de 10kg/min y 15kg/min, para cuatro temperaturas de entrada del agua al concentrador: ambiente, 40°C, 50°C y 60°C. Finalmente, la tercera serie de pruebas se realizaron en julio de 2007 a 30° de inclinación, con agua estancada y con el concentrador cubierto y descubierto.

Además se realizaron dos pruebas más durante seis horas continuas con flujo másico de 10kg/min, inclinación de 15° y 21° y temperatura de entrada igual a la ambiente y 60°C.

En las figuras 5.13 y 5.14 se presentan las condiciones de operación estables del sistema para la corrida del 10 de marzo de 2006 a las 12:15h (horario local), con un flujo de 15kg/min, temperatura de entrada de 35°C e inclinación del concentrador de 30°.

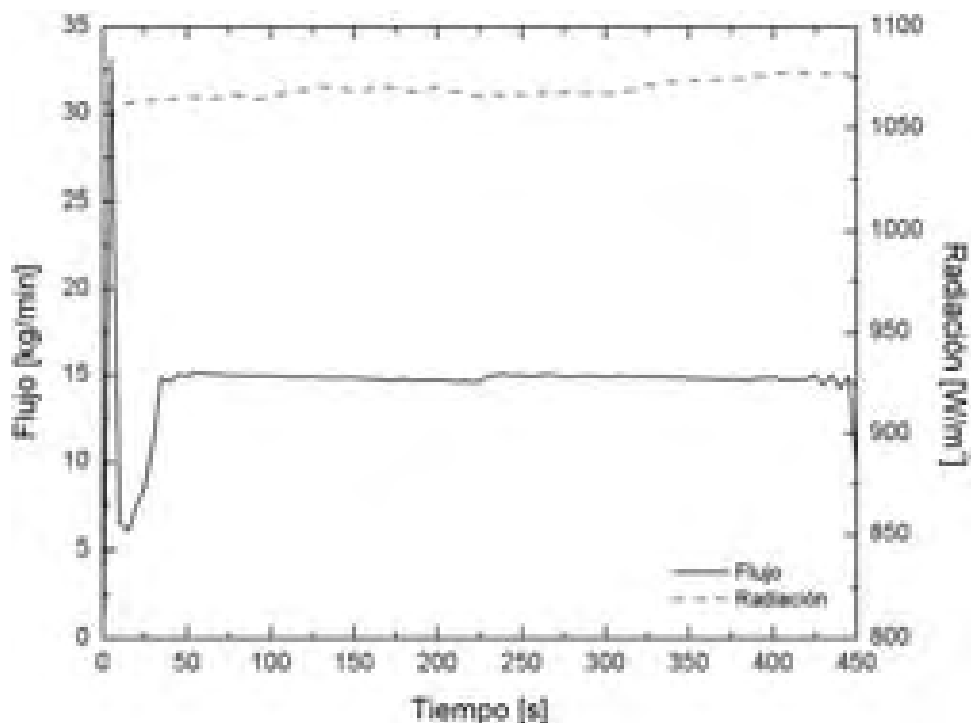


Figura 5.13. Condiciones de flujo y radiación para la corrida del 10 de marzo de 2006 a las 12:15h

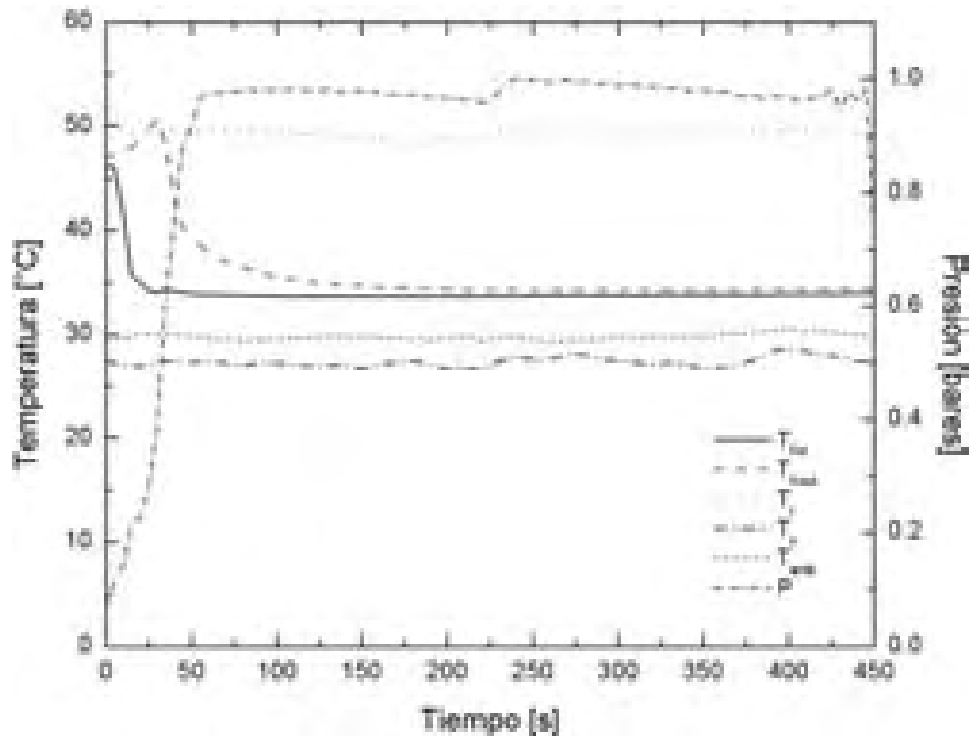


Figura 5.14. Condiciones de temperatura y presión para la corrida del 10 de marzo de 2006 a las 12:15h

Las pruebas se hicieron con la intención de conocer las curvas de eficiencia del concentrador con diferentes condiciones de operación, así como la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor.

Como es sabido, la pendiente de cada curva de eficiencia se puede interpretar como una medida del factor de pérdidas totales del concentrador: $-CF_R U_L$, y la ordenada al origen como un indicador de las ganancias obtenidas por el concentrador: $F_R S/I$. Dado que las variables involucradas en el cálculo de estos factores no son constantes (con excepción de la razón de concentración, C), es previsible cierta dispersión en los datos experimentales, debido a los efectos de la velocidad del viento, a la variación en el ángulo de incidencia y en el nivel de la radiación y a la dependencia de las tres variables con respecto a la temperatura de entrada, de los componentes del concentrador y de la ambiente.

5.3.1 Resultados con flujos bajos de agua

En la figura 5.15 se presentan las ecuaciones de las curvas de eficiencia para los flujos bajos, en las cuales se nota que los productos $b = F_R S/I$, indicador de las ganancias obtenidas y $m_p = -CF_R U_L$, de las pérdidas de calor, son mayores para el flujo de 1.5kg/min, en comparación con las de los flujos de 3kg/min y 4.5kg/min, siendo las menores para el flujo de diseño (3kg/min).

Si se calcula la razón entre ambas, como una medida de la ganancia de energía con respecto a las pérdidas se tiene:

$$\frac{b}{m_p} = -\frac{1}{CI} \frac{S}{U_L} \quad \Rightarrow \quad \frac{S}{U_L} = -CI \left[\frac{b}{m_p} \right] \quad (5.1)$$

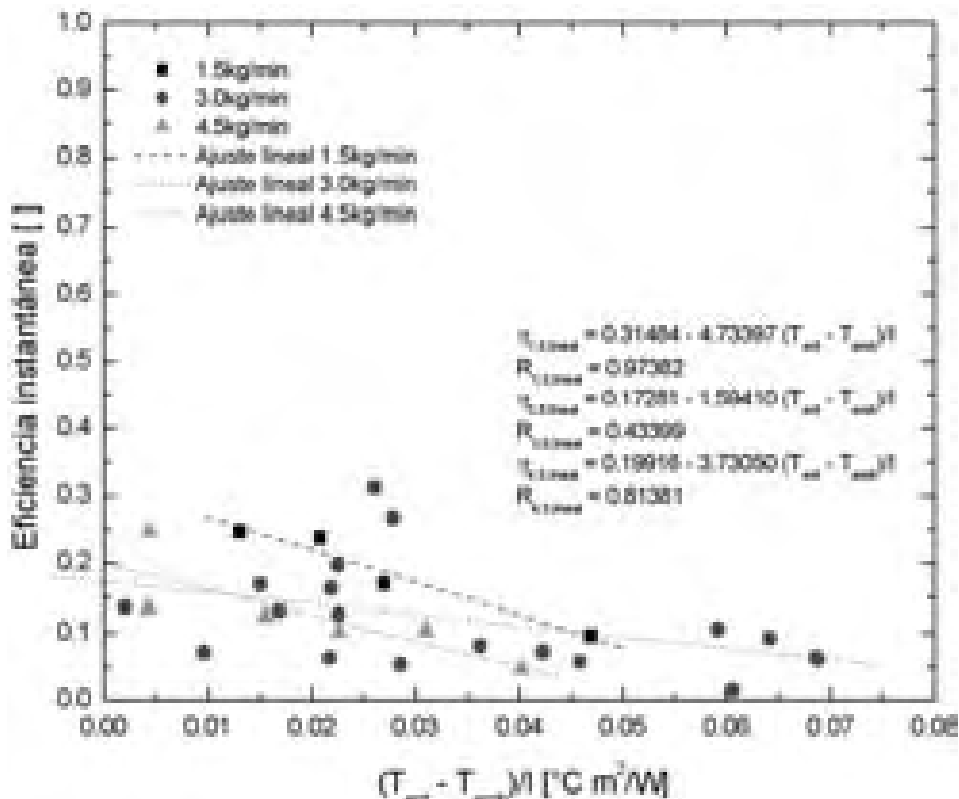


Figura 5.15. Curvas de eficiencia para los tres flujos bajos: 1.5kg/min, 3kg/min y 4.5kg/min

Considerando una radiación solar constante para todos los casos de 1000W/m^2 , se obtienen los siguientes resultados: $(S/U_L)_{1.5} = 233$, $(S/U_L)_{3.0} = 379$ y $(S/U_L)_{4.5} = 187$, a partir de los cuales se puede interpretar que el flujo de 3.0kg/min ofrece mejores resultados que el de 1.5kg/min y el de 4.5kg/min, respectivamente.

5.3.2 Resultados con flujos de agua altos

Realizando el mismo análisis con los flujos altos, de la figura 5.16 se obtiene que $(S/U_L)_{10} = 271$ y $(S/U_L)_{15} = 191$.

En la figura 5.17 se presentan las curvas de eficiencia calculadas con los datos experimentales y los resultados numéricos obtenidos con el modelo desarrollado con flujo de 10kg/min. En la figura 5.18 se muestran las curvas de eficiencia equivalentes a las anteriores con un flujo másico de 15kg/min. De la figura 5.17 se obtiene $(S/U_L)_{10,num} = 1250$, que comparado con el valor experimental nos produce una diferencia del 361%, junto con una diferencia promedio entre la eficiencia teórica y la experimental de 144%. Análogamente, de la figura 5.18 se tiene un factor $(S/U_L)_{15,num} = 862$, con una diferencia del 352% con respecto al valor experimental, y una diferencia promedio en la eficiencia de 131%.

En la figura 5.19 se presentan las curvas de eficiencia de los resultados experimentales para cada una de las dos inclinaciones del concentrador: 21° y 30° , con flujos de 10 y 15kg/s. De donde se obtiene $(S/U_L)_{15,21^\circ} = 220$, $(S/U_L)_{15,30^\circ} = 164$, $(S/U_L)_{10,21^\circ} = 309$, $(S/U_L)_{10,30^\circ} = 234$.

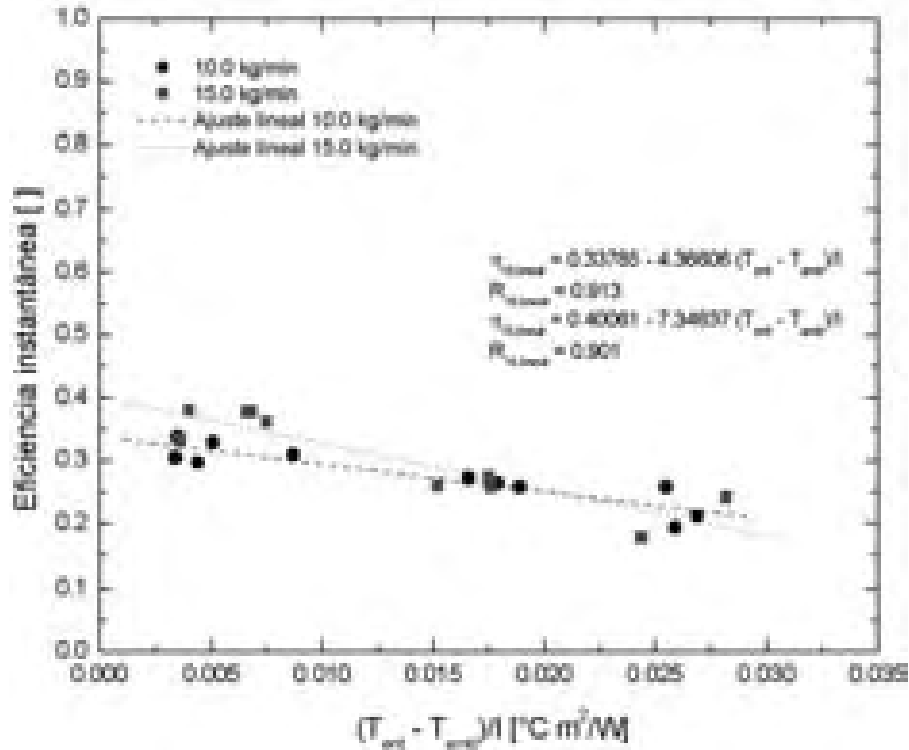


Figura 5.16. Curvas de eficiencia para los dos flujos altos: 10kg/min y 15kg/min

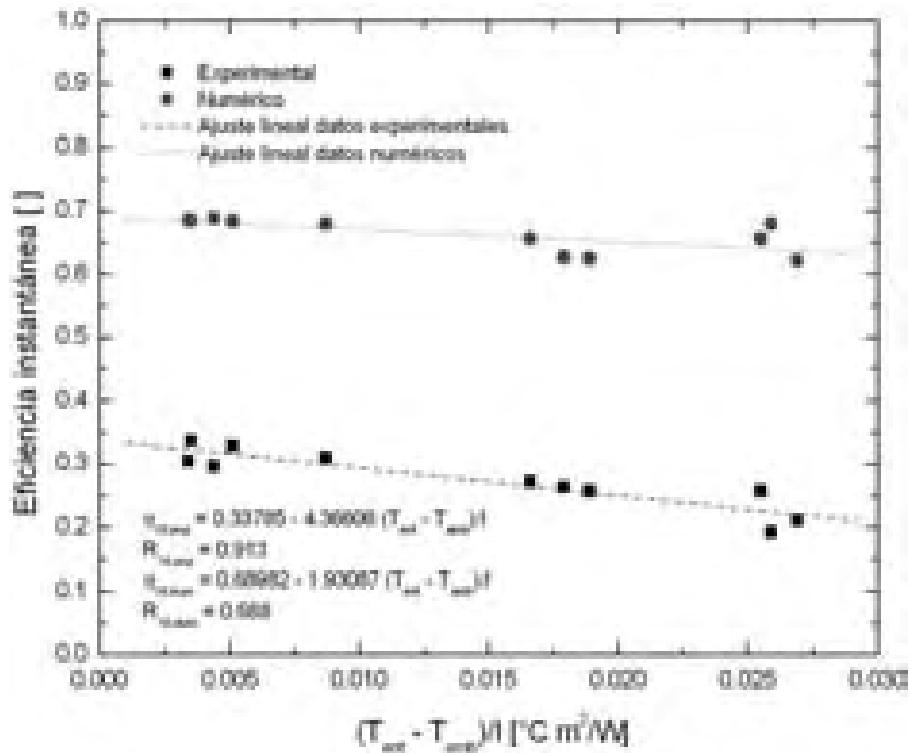


Figura 5.17. Comparación entre las curvas de eficiencia obtenidas para los datos experimentales y la simulación teórica con un flujo de 10kg/min

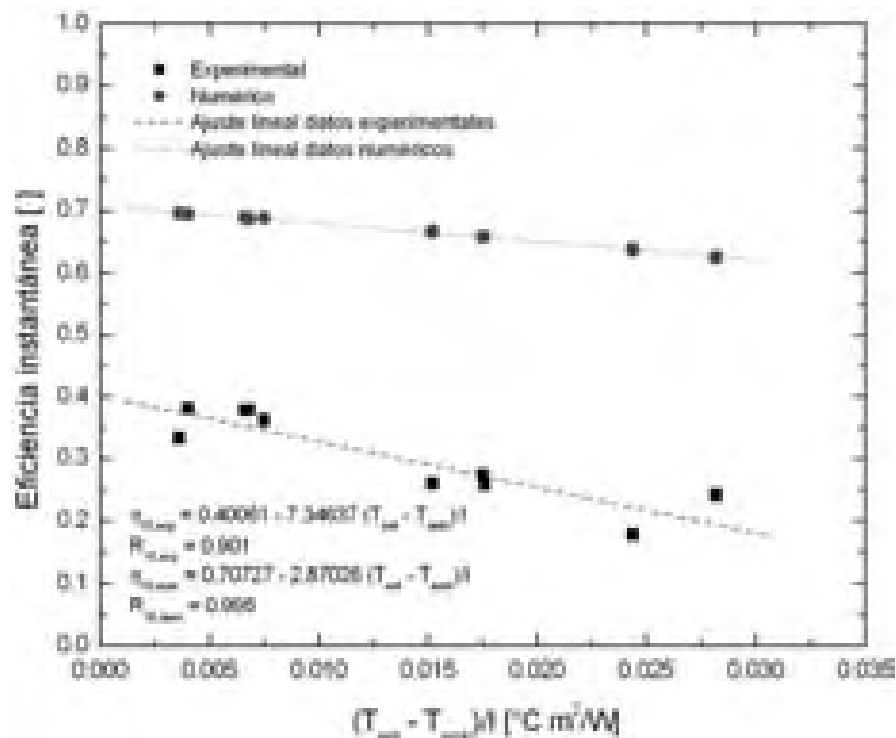


Figura 5.18. Comparación entre las curvas de eficiencia obtenidas para los datos experimentales y la simulación teórica con un flujo de 15kg/min

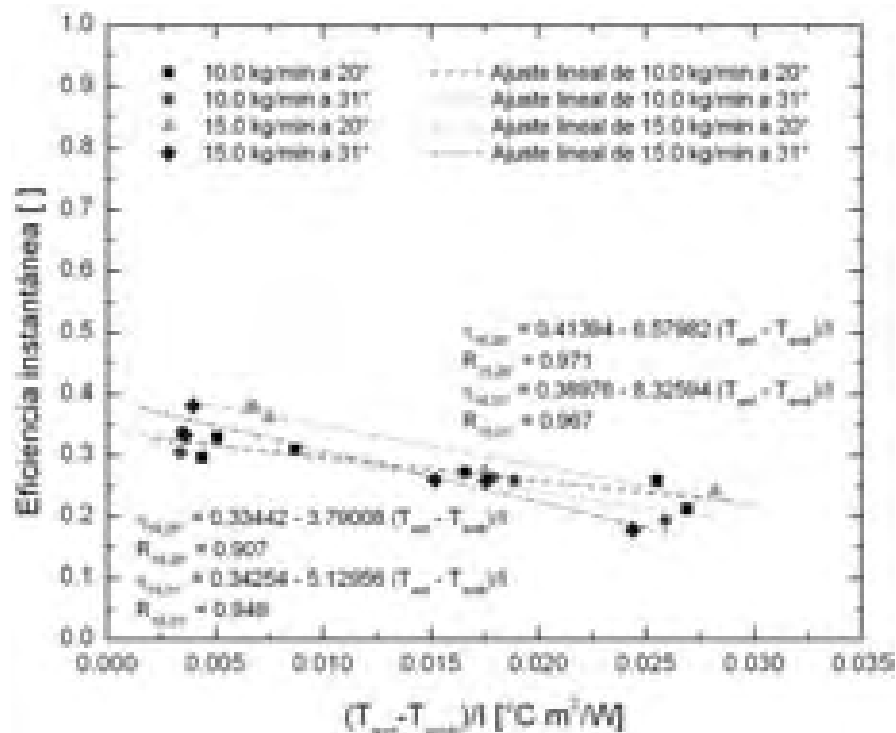


Figura 5.19. Curvas de eficiencia para flujos de 10kg/min y 15kg/min e inclinaciones del concentrador de 21° y 30°

En la figura 5.20 se muestra la cantidad de calor útil obtenida con respecto a la temperatura de entrada, para los cinco flujos másicos (bajos y altos). Como era de esperarse, a menor nivel de temperatura de entrada y mayor nivel de flujo másico, la cantidad de calor útil extraída es mayor, lográndose obtener hasta 0.54kW con un flujo másico de 15kg/min y una temperatura de entrada de 33.8°C. Comparando los resultados de los dos “flujos altos”, alrededor de los 50°C la cantidad de calor útil obtenida es muy parecida y a temperaturas más altas el flujo de 10kg/min es mejor. Además, con respecto a los “flujos bajos”, el de 1.5kg/min ofrece mayor cantidad de calor útil que los de 3.0kg/min y 4.5kg/min.

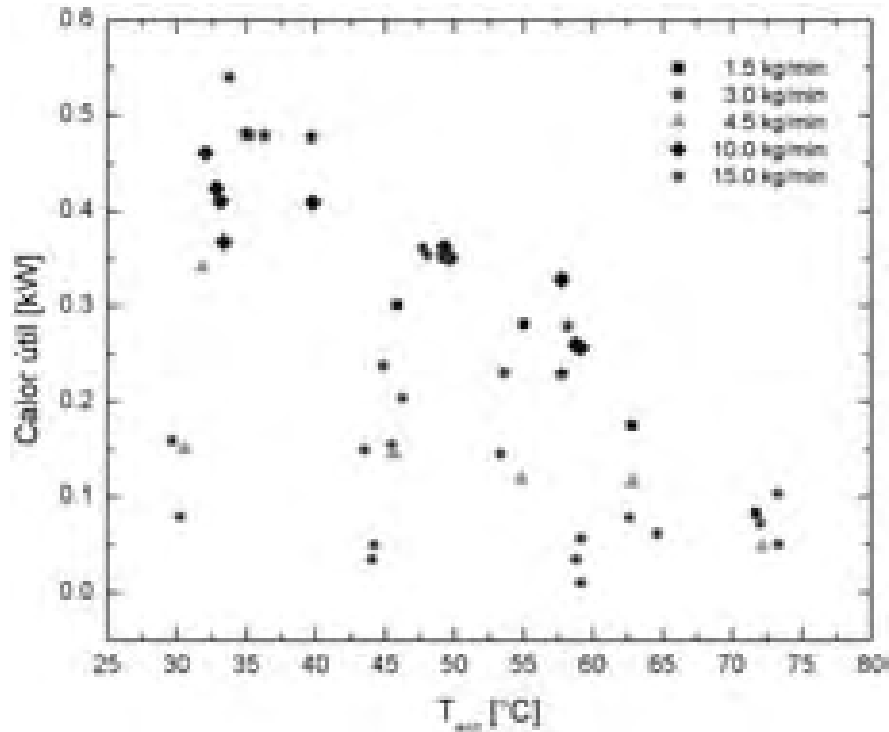


Figura 5.20. Calor útil extraído por el fluido en función de la temperatura de entrada del fluido de trabajo

Ahora bien, con las condiciones de diseño del sistema de refrigeración solar por absorción mostrado en la figura 5.11, para producir 1.0kW de enfriamiento se requieren 2.28kW de calor útil en el concentrador solar. A partir de este dato se calculó el área de colección necesaria para lograr obtener dicha cantidad de calor con el concentrador analizado, para los cinco niveles de flujo másico, en función de la temperatura de entrada del fluido; dichos resultados se presentan en la figura 5.21. Como puede observarse, el área requerida aumenta con la temperatura de entrada y disminuye con el flujo másico del fluido. Cabe destacar que con ambos “flujos altos” se requieren menos de 14m² de área de colección solar para producir 2.28kW de calor útil, con un mínimo de 5.6m² para las condiciones de flujo másico de 15kg/min y temperatura de entrada de 33.8°C. Al realizar una extrapolación de los puntos obtenidos para ambos “flujos altos”, se encontró que, para la temperatura de entrada al CPC de 81.65°C – necesaria para operar el sistema de refrigeración de la figura 5.11 – se requieren aproximadamente 23m² de área de colección con 10kg/min y 27m² con 15kg/min, es decir, con 20 módulos del CPC de diseño conectados en serie es posible operar el sistema con flujos entre 10 y 15kg/min.

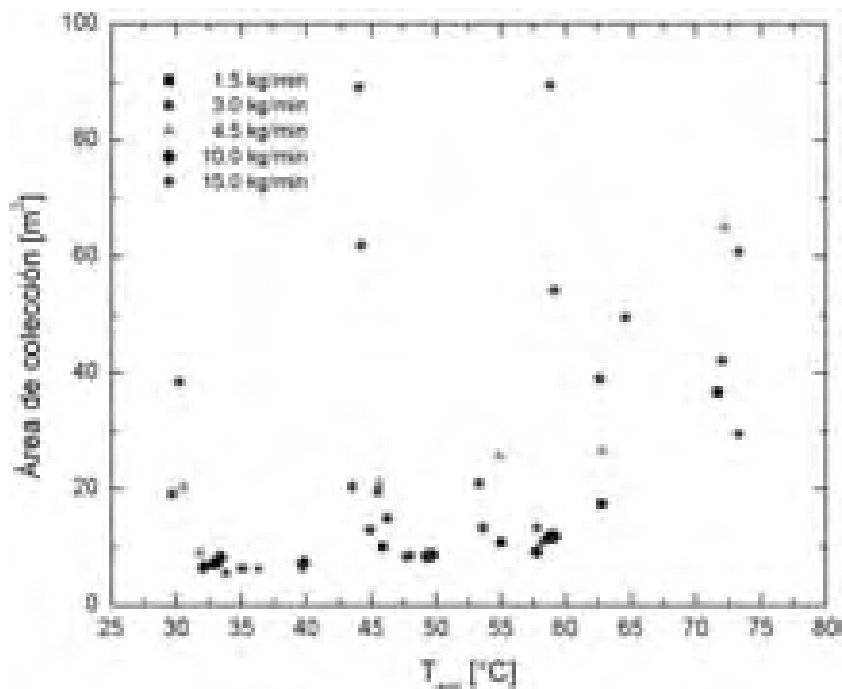


Figura 5.21. Área de colección solar requerida para obtener un calor útil de 2.28kW

En la figura 5.22 se muestran las temperaturas de salida del concentrador medidas y calculadas mediante la simulación numérica para los flujos máxicos de agua altos: 10kg/min y 15kg/min.

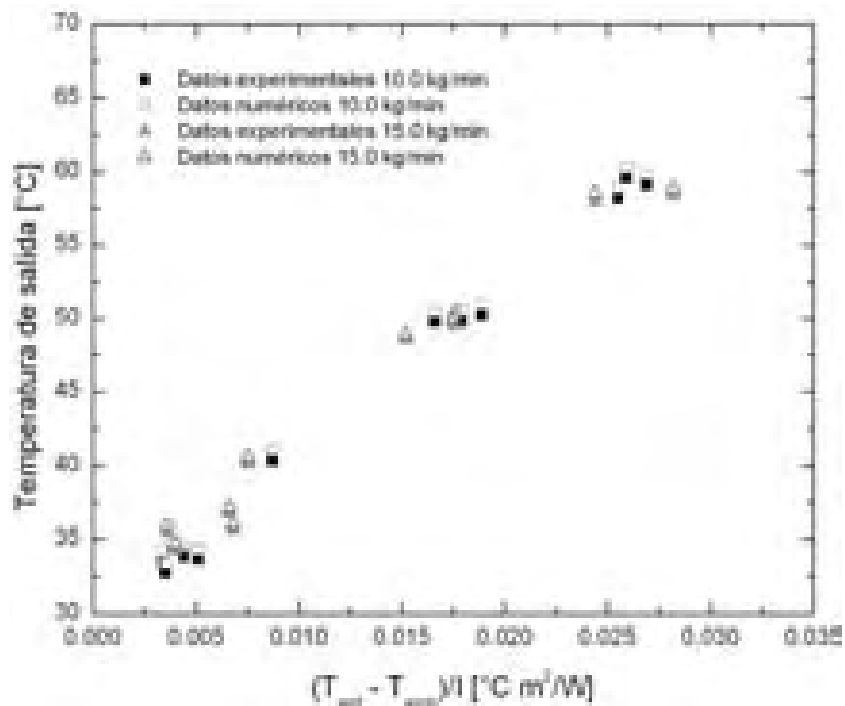


Figura 5.22. Comparación de la temperatura de salida del agua entre los resultados numéricos y experimentales para ambos flujos altos

Aunque la diferencia promedio entre ambas temperaturas de salida es baja, de 1.68% para el flujo de 10kg/min y de 1.06% para el flujo de 15kg/min, el aumento de temperatura entre la entrada y la salida (ΔT) es muy pequeño, por lo que la diferencia entre los resultados experimentales y numéricos debe cuantificarse en términos de dicho ΔT .

En la figura 5.23 se aprecia el incremento de temperatura del agua (entre la entrada y la salida del concentrador solar) medido y calculado con la simulación numérica para ambos flujos altos. Se observa que la diferencia promedio entre el incremento medido y el calculado es de 144.7% para el flujo de 10kg/min y de 131.4% para el flujo de 15kg/min. Estos resultados son consistentes con los obtenidos para la eficiencia instantánea, mostrados en las figuras 5.17 y 5.18.

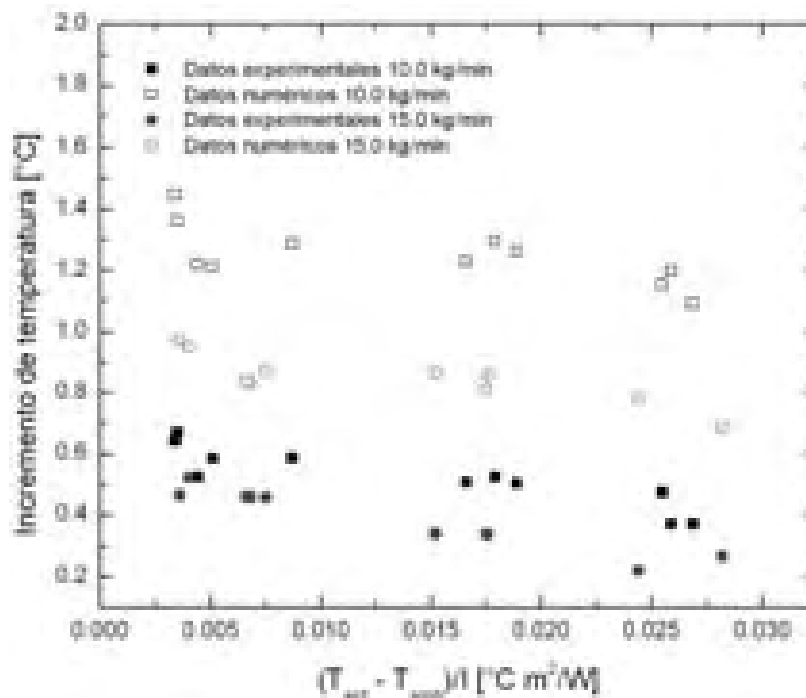


Figura 5.23. Comparación del incremento de temperatura del agua entre los resultados numéricos y experimentales para ambos flujos altos

5.3.2.1 Resultados de la distribución radial de temperatura en la pared del tubo absorbedor

En la figura 5.24 se presenta un ejemplo de la distribución radial de temperatura de los sensores norte, sur, este y oeste colocados en la primera posición del tubo absorbedor para la corrida del 10 de marzo de 2006 a las 12:15h (horario local), con un flujo de 15kg/min e inclinación del concentrador de 30°. Se observa que el estado estacionario se alcanza aproximadamente a los 150s de prueba, la máxima temperatura se presenta en el sensor oeste, seguido por el sur y el este y que la más baja es la del sensor norte, existiendo una diferencia de temperatura entre los sensores oeste y el norte de aproximadamente 23°C.

Además, para la corrida anterior (10 de marzo de 2006 con flujo de 15kg/min e inclinación de 30°), en la figura 5.25 se presenta la distribución de temperaturas en la pared del tubo absorbedor agrupadas en cada una de las cuatro posiciones radiales (norte, este, sur y oeste) para los siete sensores a lo largo del tubo en cuatro instantes diferentes (0s, 150s, 300s y 450s).

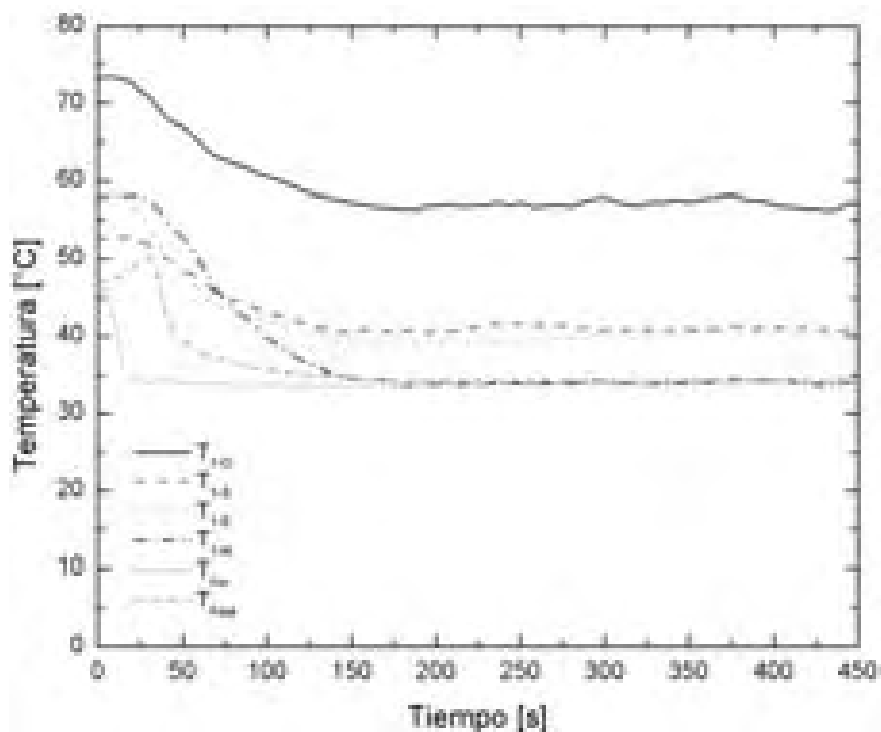


Figura 5.24. Distribución de temperatura de los sensores 1-N, 1-S, 1-E y 1-O del tubo absorbedor y del fluido a la entrada y la salida del concentrador para la corrida del 10 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 30°.

Se observa que en las cuatro posiciones radiales existe una distribución de temperatura a lo largo del tubo absorbedor desde el inicio y que la tendencia de ésta se mantiene durante toda la corrida, con una disminución de la temperatura de la pared de entre 10°C y 20°C al alcanzar el estado estacionario, debido a la transferencia de calor con el fluido y los alrededores.

En la posición oeste se presentan las máximas temperaturas – aunque con la mayor dispersión entre los sensores 1 a 7 – dado que el concentrador estaba orientado hacia el sur, por lo tanto, esta línea de sensores era la que recibía mayor cantidad de radiación solar reflejada por la estructura del CPC. El aumento brusco en el sensor 5-sur y en el sensor 4-oeste podría deberse a que no tuvieron un buen contacto con la pared del tubo, o que el aislamiento en la parte superior no fue efectivo, por lo que hubo una ganancia directa de calor debida a la radiación solar.

Este tipo de gráficas se realizaron para varias corridas, que incluían ambos flujos y ambas inclinaciones del concentrador, con el fin de comparar su efecto sobre la temperatura de la pared del tubo absorbedor. Así, se analizaron tres corridas correspondientes al 13 de marzo de 2006, con las siguientes condiciones de operación: flujo de 10kg/min e inclinación de 21°; flujo de 15kg/min e inclinación de 21°; y flujo de 15kg/min e inclinación de 30°, respectivamente.

En las figuras 5.26 y 5.27 se muestran las distribuciones de temperaturas de la pared del tubo absorbedor, para condiciones con el mismo flujo másico e inclinación diferente, desde el inicio de cada corrida hasta que se alcanzó el estado estacionario.

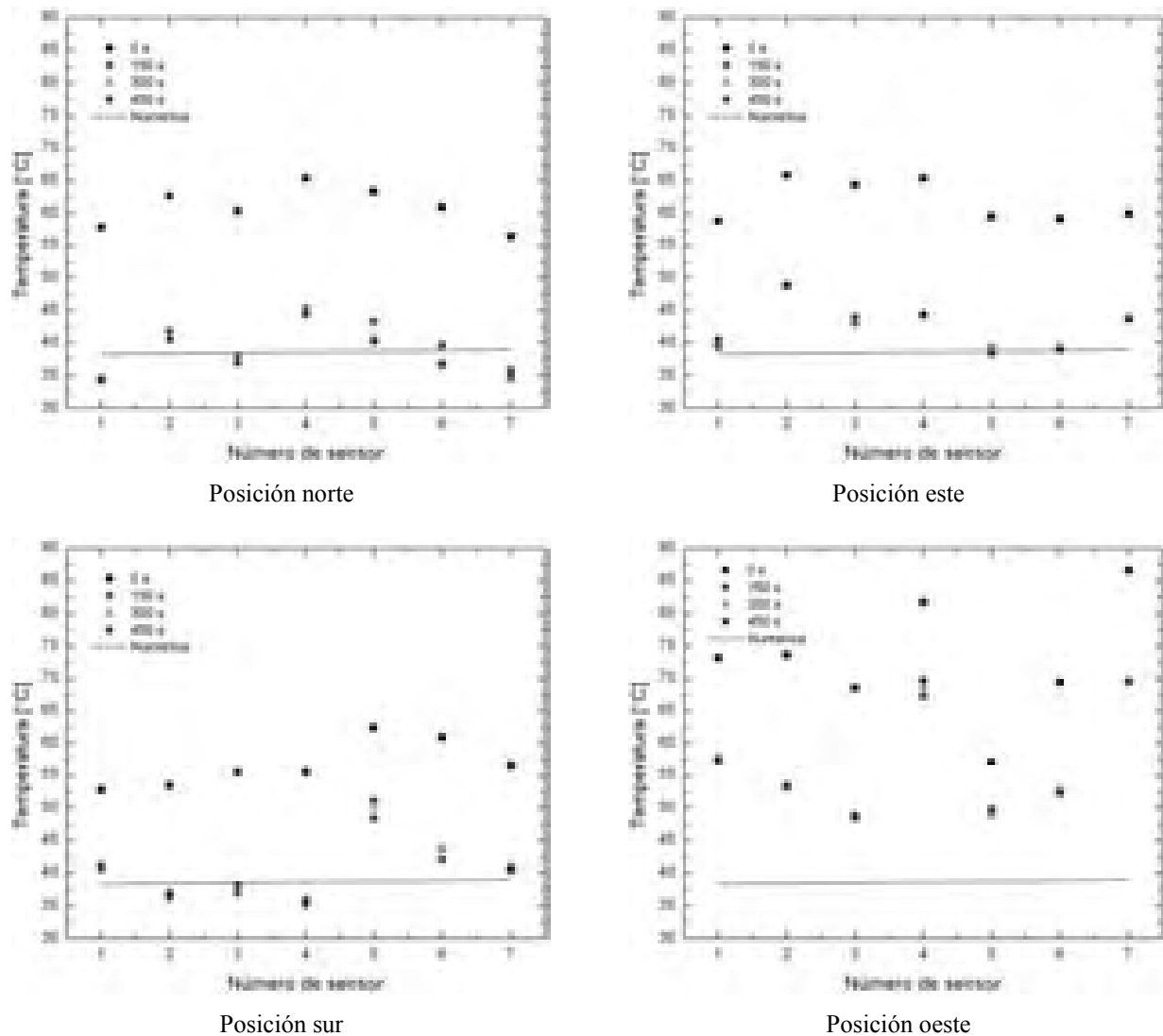


Figura 5.25. Distribución de temperatura en las cuatro posiciones radiales del tubo absorbedor para cuatro instantes distintos de la corrida del 10 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 30°

El comportamiento esperado era un aumento paulatino de la temperatura a medida que el fluido avanzaba lo largo del tubo pero en general, existe un pequeño aumento, una disminución y un aumento más, para después estabilizarse. Aún cuando en el caso con flujo de 15kg/min y 21° de inclinación no se llegó al estado estacionario, se ve que los resultados con inclinación de 30° son más estables, lo cual coincide con el análisis realizado en el capítulo 4 en la sección de puesta a punto, donde se determinaron las fechas de ajustes de inclinación al año; para estas dos corridas la inclinación ideal del concentrador era la de 30°, por lo cual se justifican los resultados observados.

No se muestra la comparación de resultados para las corridas con diferente flujo másico y misma inclinación, debido a que la tendencia en la distribución de temperaturas es muy similar, por lo que se consideró que el flujo másico no influye directamente en dicha distribución.

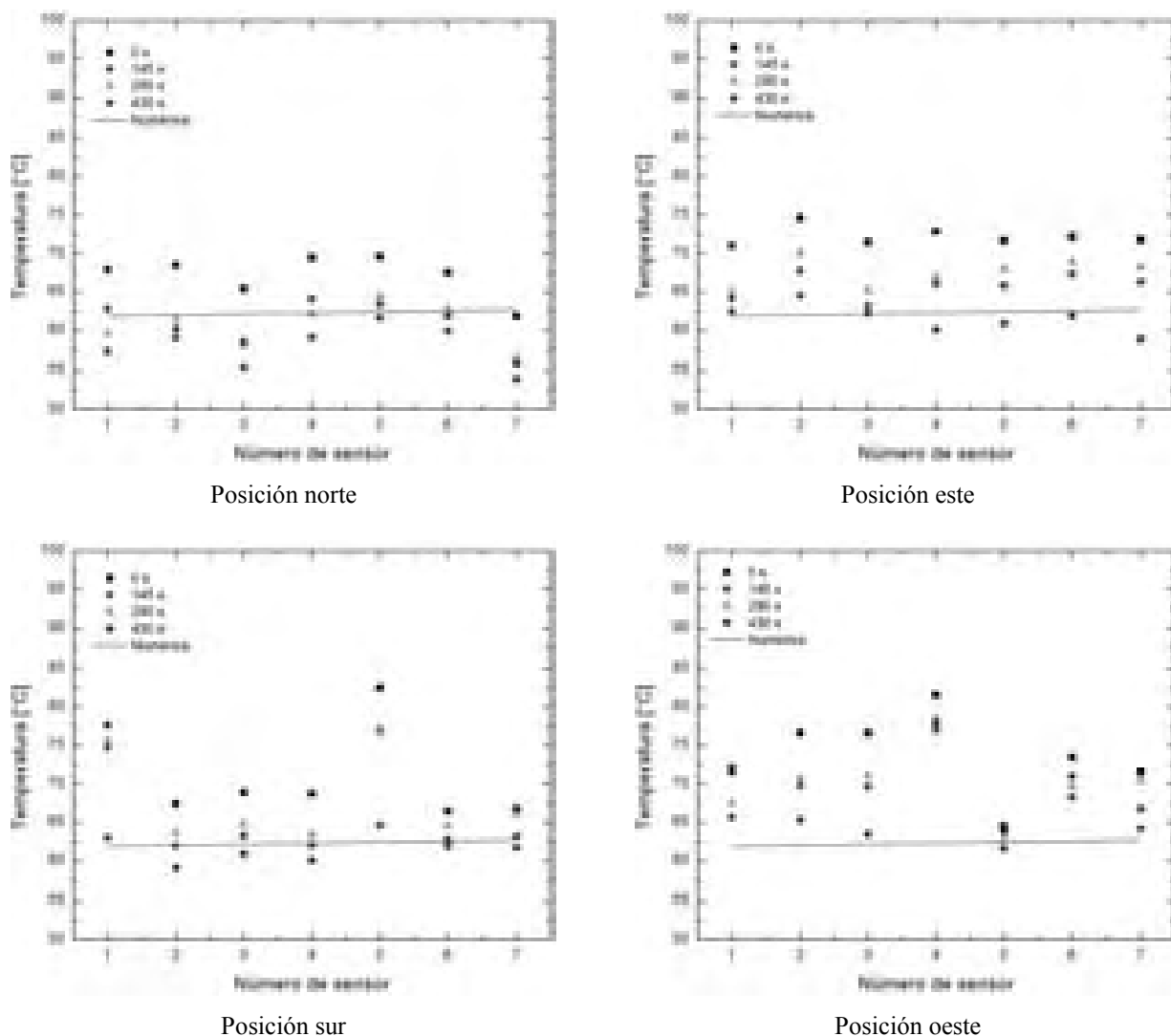


Figura 5.26. Distribución de temperatura en las cuatro posiciones radiales del tubo absorbedor para cuatro instantes distintos de la corrida del 13 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 21°

A partir de los resultados obtenidos no se logró encontrar una tendencia bien definida en la distribución radial de la temperatura de la pared, por lo cual se decidió realizar pruebas con el fluido estancado, a fin de simplificar el experimento y eliminar la variable del flujo. En la siguiente sección se presentan algunos de estos resultados.

5.3.3 Resultados con fluido estancado

Se realizó un día de pruebas experimentales con tres corridas consecutivas: con el concentrador cubierto con una lona, el tubo absorbedor completamente inundado con agua y flujo estancado; con el concentrador descubierto, es decir, con ganancia de calor a partir de la radiación solar, el tubo absorbedor completamente inundado con agua y flujo estancado; y por último, con el concentrador descubierto y el tubo absorbedor vacío.

Cabe mencionar que estas pruebas se realizaron el 26 de abril de 2007, un año después que las anteriores, por lo cual se tuvieron algunos problemas con los sensores de temperatura de la

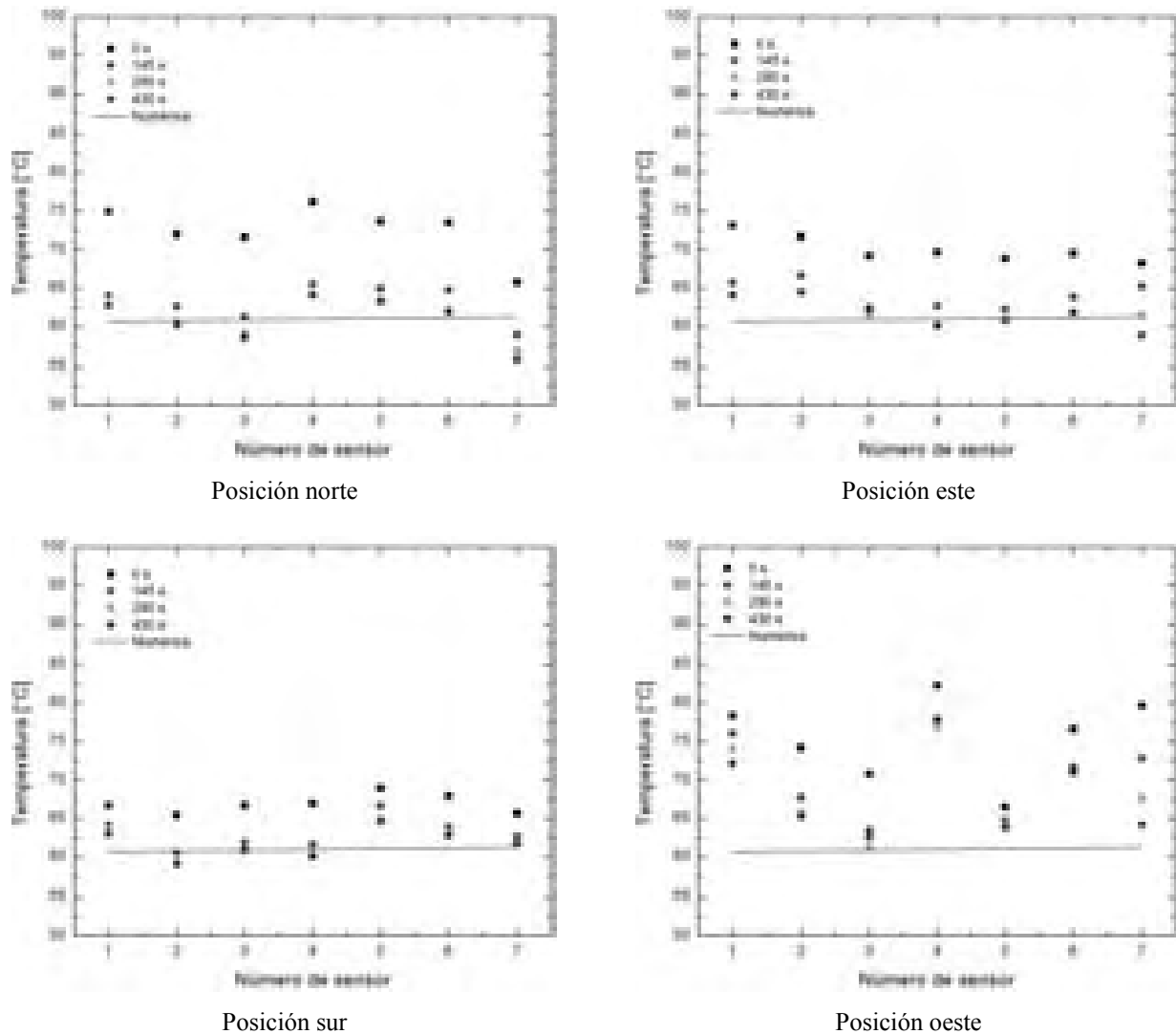


Figura 5.27. Distribución de temperatura en las cuatro posiciones radiales del tubo absorbedor para cuatro instantes distintos de la corrida del 13 de marzo de 2006, con flujo de 15kg/min e inclinación de 30°

pared del tubo, algunos estaban desprendidos o deteriorados, por lo cual no fue posible corroborar los resultados obtenidos en la sección anterior.

Las figuras 5.28, 5.29 y 5.30 muestran los resultados con respecto al tiempo para una línea de sensores a lo largo de las siete posiciones en el tubo absorbedor, para cada una de las tres corridas realizadas. En la figura 5.28 se observa que, dado que no hay ganancia de calor por radiación solar ni transferencia por flujo de fluido, la temperatura de cada sensor oeste se mantiene más o menos estable, además existen tres zonas de distribución de temperatura, los sensores 1 y 5 están en el nivel mas alto de temperatura, seguidos de los sensores 2, 4, 6 en el nivel medio y por último los sensores 3 y 7 están en el nivel más bajo.

En la figura 5.29 se ve que una vez que se descubre el concentrador manteniendo el fluido estancado, la temperatura de todos los sensores oeste aumenta sistemáticamente, desaparecen las tres zonas de distribución de temperatura observadas con anterioridad, y la temperatura del sensor 4 (al centro del concentrador) es siempre superior a las otras seis.

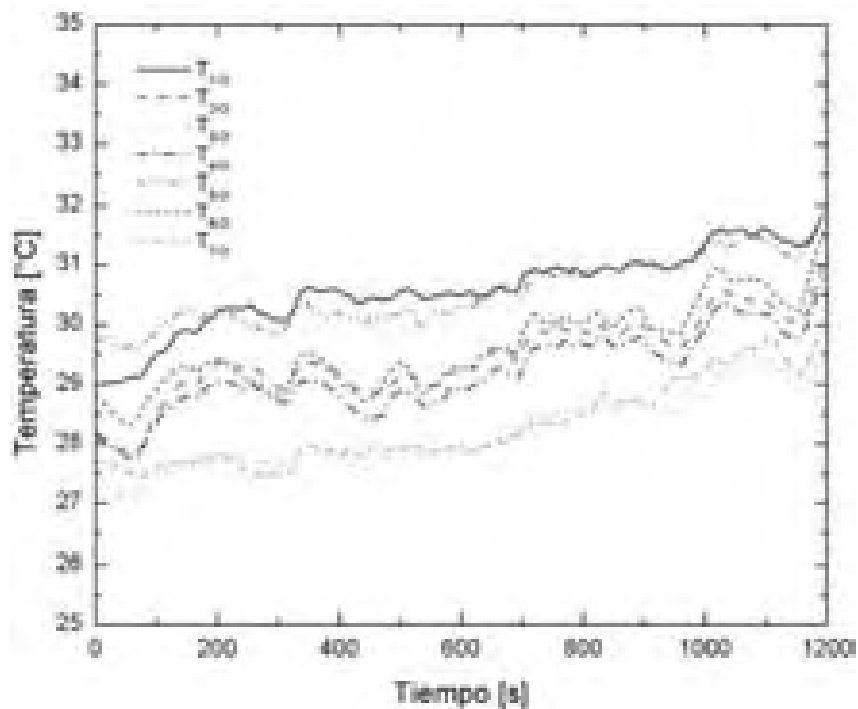


Figura 5.28. Distribución de temperatura de los sensores 1-O, 2-O, 3-O, 4-O, 5-O, 6-O Y 7-O para la corrida del 11 de julio de 2007 a las 11:28am, completamente inundado y con fluido estancado ($m = 0\text{kg/min}$), inclinación de 30° y concentrador cubierto ($I = 0\text{W/m}^2$)

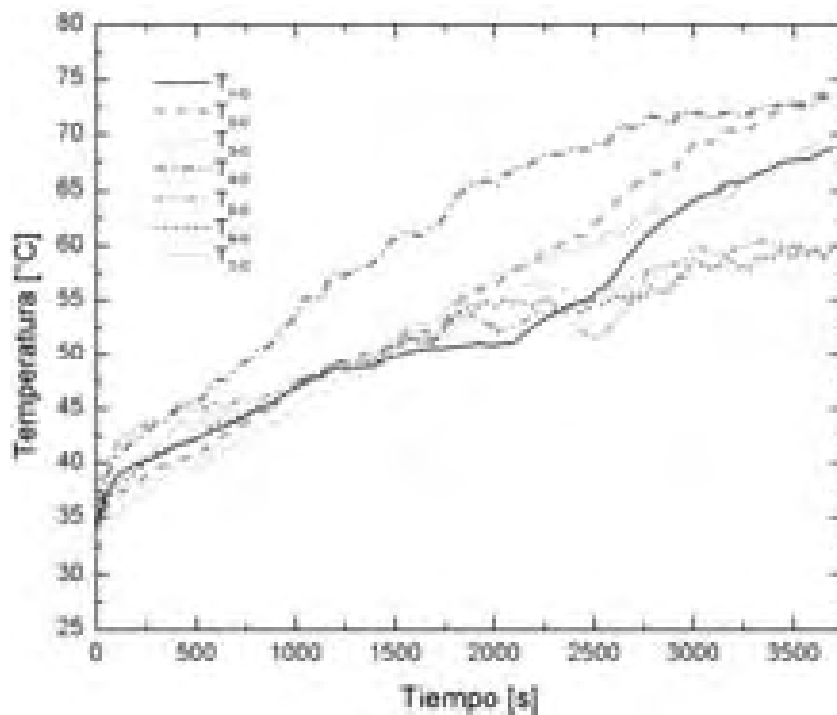


Figura 5.29. Distribución de temperatura de los sensores 1-O, 2-O, 3-O, 4-O, 5-O, 6-O Y 7-O para la corrida del 11 de julio de 2007 a las 11:49am, completamente inundado y con fluido estancado ($m = 0\text{kg/min}$), inclinación de 30° y concentrador descubierto ($I > 0\text{W/m}^2$)

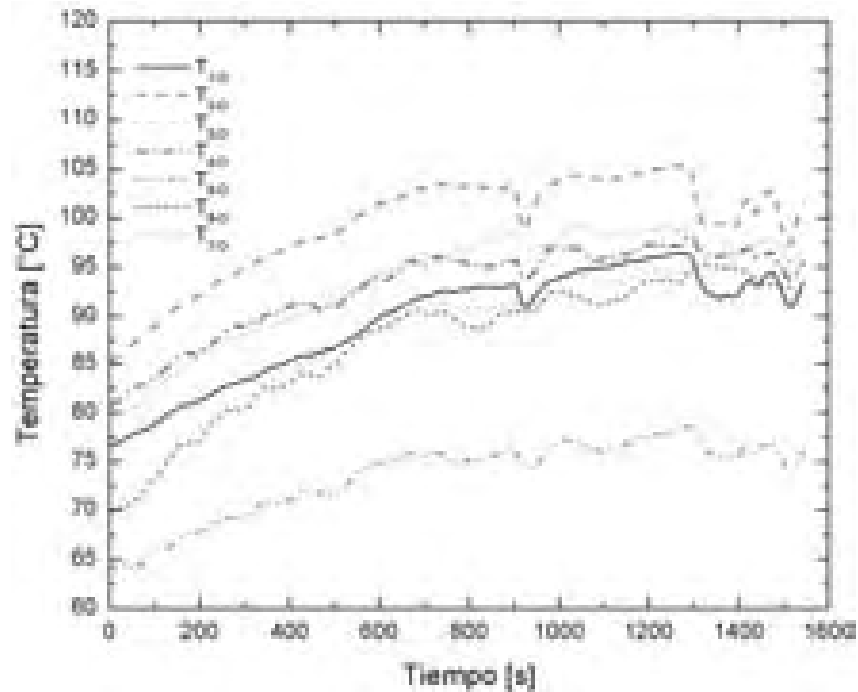


Figura 5.30. Distribución de temperatura de los sensores 1-O, 2-O, 3-O, 4-O, 5-O, 6-O Y 7-O para la corrida del 11 de julio de 2007 a las 12:58pm, con el tubo vacío ($m = 0\text{kg/min}$), inclinación de 30° y concentrador descubierto ($I > 0\text{W/m}^2$)

Por último, se vació el líquido estancado y se registró la variación de temperatura de los siete sensores oeste, como se observa en la figura 5.30. En este caso la temperatura del sensor 5 es la que se mantiene superior a las otras durante toda la prueba. Alrededor de los 920s, 1200s a 1300s y 1520s se ven depresiones en la distribución de temperatura debido a la presencia de nubes durante la prueba.

5.4 Conclusiones

Los resultados muestran que la mejor transferencia de calor se consiguió operando con el flujo de diseño (3kg/min) y la más baja se obtuvo con el flujo de 4.5kg/min . A pesar de ello, la máxima eficiencia instantánea obtenida experimentalmente que se podría conseguir para el flujo de diseño es de 17.28% , en comparación con la de 37.45% del flujo de 10kg/min o la de 43.95% del flujo de 15kg/min .

De las corridas experimentales se encontró que el calor útil obtenido aumenta con el flujo másico y disminuye con el incremento en la temperatura de entrada, obteniéndose 0.54kW con un flujo másico de 15kg/min y una temperatura de entrada de 33.8°C . Además, si se quisiera producir 1.0kW de enfriamiento se requerirían alrededor de 2.3kW de calor útil extraído por el CPC de diseño. Así, el área requerida para producirlos sería menor de 14m^2 , equivalentes a 10 módulos del CPC de diseño conectados en serie, con un flujo másico mayor a 10kg/min .

Por ello, es preferible trabajar con flujos superiores a 10kg/min , lo cual representa una ventaja para la operación del concentrador como generador de vapor en un refrigerador por absorción amoníaco-agua, ya que permitiría obtener una capacidad de enfriamiento alta al operar con una mayor cantidad de amoníaco.

Con respecto a los resultados de la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor, no fue posible determinar una correlación con la posición radial ni con respecto al eje longitudinal.

Al comparar los resultados experimentales con los resultados de la simulación numérica se encontró que el modelo sobrestima la temperatura del fluido a la salida del concentrador y la eficiencia instantánea con un factor de más del 100%. Sin embargo se planea optimizar el diseño a través de una reducción de las pérdidas térmicas del concentrador para tratar de incrementar la eficiencia. Además se planea perfeccionar el modelo numérico estimando mejor las propiedades ópticas y térmicas del concentrador mediante un estudio paramétrico.

5.5 Referencias

- [1] Ortega, N. (2002) *Estudio teórico de un colector solar tipo CPC acoplado al generador de un sistema de refrigeración por absorción*, Tesis de Maestría, Posgrado en Energía Solar, UNAM.
- [2] Rivera, W., Best, R. (1999) *Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, pp. 905-921.
- [3] Zürcher, O., Thome, J.R., Favrat, D. (1999) *Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions*, Journal of Heat Transfer, 121, pp. 89-101.

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

En el presente trabajo se realizó el análisis numérico-experimental del proceso de generación directa de vapor de amoníaco en un concentrador parabólico compuesto de eje lineal, utilizado como generador de vapor de la mezcla amoníaco-agua en un sistema de refrigeración por absorción de operación continua.

Anteriormente se desarrolló un modelo numérico del comportamiento térmico del concentrador considerando flujo bifásico homogéneo en la zona de generación de vapor, en donde se enfatizó el estudio del aprovechamiento de la energía solar y se simplificó el análisis de la mezcla bifásica. Por esta razón, en este estudio se buscó optimizar el modelo original del concentrador solar como generador de vapor, al dividirlo en tres subsistemas acoplados:

- Resolución de la transferencia de calor en el flujo de fluido, utilizando un modelo de flujo bifásico separado, incluyendo la reformulación de la ecuación de energía para calcular la temperatura del fluido en términos de su entalpía y la resolución de las ecuaciones gobernantes de conservación de masa y de cantidad de movimiento.
- Cálculo de la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor, considerando conducción transversal de calor.
- Determinación del calor útil que se obtiene del análisis térmico del concentrador solar, incluyendo el mejoramiento en el cálculo del coeficiente de pérdidas totales y de algunos parámetros solares.

Así, se desarrolló la simulación numérica unidimensional del comportamiento térmico y dinámico del flujo en dos fases en estado transitorio, donde el análisis numérico se realizó aplicando el método de volúmenes de control a las ecuaciones gobernantes de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento discretizadas y acopladas usando un método implícito paso a paso en la dirección del flujo.

Una de las principales ventajas del modelo numérico es que puede ser utilizado para simular el proceso de generación de cualquier mezcla refrigerante-absorbente dentro del tubo absorbedor en el CPC, siempre y cuando se conozcan sus propiedades termodinámicas. La formulación propuesta permite resolver también los casos de flujo estacionario o de fase simple. En el caso de estudio particular del CPC se consideró estado estacionario.

El algoritmo numérico propuesto resuelve, de manera segregada, tres subrutinas: el flujo al interior del tubo absorbedor, la conducción de calor en la pared del tubo absorbedor, y la transferencia de calor en el concentrador solar. El acoplamiento entre las tres subrutinas se desarrolló iterativamente para cada paso de tiempo hasta que se alcanzó la convergencia.

Los primeros cálculos se realizaron para establecer la correlación más adecuada para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección de la mezcla amoníaco-agua para las condiciones de operación propuestas. Se utilizó la correlación de Zürcher et al., desarrollada para flujo bajos de amoníaco puro en tubos horizontales con una amplia gama de regímenes.

Posteriormente se analizó el efecto de una serie de parámetros de diseño sobre los resultados. Estos parámetros fueron el ángulo medio de aceptación del concentrador, el diámetro y el revestimiento del tubo absorbedor, y los materiales de fabricación de la cubierta, el reflector y el tubo absorbedor.

Se encontró que el parámetro de diseño más importante es la selección del material reflector, seguido en orden de prioridad del diámetro del tubo absorbedor y el revestimiento, y el ángulo medio de aceptación. Los materiales de construcción del tubo absorbedor y de la cubierta no influyen in forma significativa en la cantidad de vapor producido, aunque la corrosión puede representar un problema dentro del tubo absorbedor por lo que la selección del material debe hacerse cuidadosamente.

Una vez que los parámetros de diseño previos se establecieron, se seleccionó un CPC con ciertas características geométricas y ópticas para una aplicación de refrigeración específica.

El modelo del concentrador solar desarrollado se acopló con el análisis de un sistema continuo de refrigeración solar por absorción amoniaco-agua, cuyo propósito fue evaluar su desempeño – cálculo del coeficiente de operación (*COP*), la relación de flujo (*FR*), la fracción solar y la eficiencia total – y establecer las condiciones de operación del sistema, mediante un balance de energía total en todos los componentes del sistema, con excepción del modelo del CPC, el cual se estudió con la simulación numérica descrita anteriormente. Dentro de las principales simplificaciones del análisis se consideró caída de presión despreciable (excepto en el CPC), estado de saturación a la salida del condensador y del evaporador, válvulas de expansión isoentálpicas, y potencia de la bomba de solución insignificante.

El análisis del sistema se llevó a cabo para un día típico de operación durante siete horas para predecir la fracción solar, la capacidad de enfriamiento, el coeficiente de operación y la eficiencia total.

Se encontró que, en teoría, es posible producir vapor de amoniaco-agua en un módulo de CPC de 35m de longitud acoplado a un sistema de refrigeración amoniaco-agua de etapa simple. El sistema analizado es capaz de producir 3.8kW de enfriamiento a -10°C , con una temperatura de salida del vapor de amoniaco en el CPC de alrededor de 93°C , un coeficiente de operación de 0.437 y una eficiencia total de 21.2% al mediodía solar. Para necesidades superiores de enfriamiento se requiere un cierto número de módulos CPC conectados en paralelo para producir el vapor de amoniaco-agua necesario.

La segunda parte del proyecto de investigación consistió en el diseño, construcción y caracterización de una unidad experimental para la evaluación de un prototipo de concentrador parabólico compuesto con ángulo medio de apertura de 15° , diámetro del tubo absorbedor de 0.0603m, razón de concentración solar de 3.5x y longitud de 2m, donde sus materiales de construcción fueron acero al carbón para el tubo absorbedor, cristal templado para la cubierta y aluminio altamente pulido para el reflector.

La unidad de pruebas se diseñó para poder determinar el calor útil obtenido, la eficiencia instantánea y la distribución de temperatura del fluido a lo largo del tubo absorbedor para varias condiciones de operación, utilizando agua como fluido de trabajo.

La secuencia de experimentación propuesta fue la siguiente: fijar y mantener un flujo másico y una temperatura de entrada al concentrador constantes, registrar las temperaturas de entrada y de salida en el concentrador y en varios puntos a lo largo del tubo absorbedor, almacenar el

agua caliente en un tanque, finalizar la prueba; si se desea reiniciar el experimento, enviar el fluido caliente hacia otro tanque, fijar un flujo másico y una temperatura de entrada mayor a la de la prueba anterior y repetir el proceso.

Las variables que se registraron fueron: la radiación solar global sobre el plano, las temperaturas del agua a la entrada y a la salida, la temperatura ambiente del aire, el flujo másico, las temperaturas del reflector y de la cubierta y del agua al interior del termotanque, la presión a la entrada del concentrador, la caída de presión entre la entrada y la salida y la temperatura en 28 puntos a lo largo del tubo absorbedor.

Las pruebas experimentales se hicieron entre diciembre de 2005 y julio del 2007, y fueron divididas en tres grupos: flujos bajos de 1.5kg/min a 4.5kg/min, flujos altos de 10kg/min y 15kg/min, y fluido estancado. Se fijaron cinco diferentes temperaturas de entrada, entre la ambiente y 70°C, y se tomaron inclinaciones del concentrador de 21° y 30°.

El máximo calor útil que se logró obtener fue de 0.54kW, con un flujo másico de 15kg/min y una temperatura de entrada de 33.8°C. Extrapolando los resultados obtenidos, se calculó que se requieren menos de 30m² de área de colección solar (o 20 módulos de CPC conectados en serie), con flujos de entre 10kg/min y 15kg/min para producir 2.28kW de calor útil (equivalente a 1kW de enfriamiento en el sistema de refrigeración analizado). Consecuentemente, es preferible un flujo alto como 10kg/min para operar el CPC como generador de vapor en el refrigerador dado que podría obtenerse una capacidad de enfriamiento alta.

Además, se generaron las curvas de eficiencia a partir de los datos experimentales para cada uno de los flujos másicos, donde los resultados mostraron que la mejor transferencia de calor se obtuvo operando con un flujo de 3kg/min y la menor con el de 4.5kg/min, sin embargo, para 3kg/min la eficiencia máxima instantánea que podría alcanzarse es de 17.28%, 37.45% para 10kg/min y 43.95% para 15kg/min.

También se obtuvieron las curvas de eficiencia para los flujos altos pero separándolas por inclinaciones del CPC, se constató que las regresiones lineales obtenidas ajustan un poco mejor. Las eficiencias máximas instantáneas son: 32.23% para flujo de 10kg/min e inclinación de 21°, 34.58% para flujo de 10kg/min e inclinación de 30°, 42.15% para flujo de 15kg/min e inclinación de 21°, y 40.26% para flujo de 15kg/min e inclinación de 30°.

En cuanto a los resultados de la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor, no se encontró una correlación radial ni longitudinal, pero se pudo observar que el nivel de flujo másico no influye directamente en la distribución y sí la inclinación del concentrador. Aún así, se apreció una tendencia, en donde a medida que el fluido avanza por el tubo su temperatura aumenta ligeramente, tiene una pequeña disminución, luego un incremento, para después estabilizarse.

La comparación entre los resultados experimentales y numéricos muestra que el modelo del CPC sobrestima la temperatura de salida del fluido y la eficiencia instantánea del concentrador por un factor mayor del 100%.

6.2 Recomendaciones

Las recomendaciones que se proponen tienen como objetivo contribuir en el mejoramiento del modelo numérico del concentrador solar parabólico compuesto y en el desarrollo de la unidad experimental de caracterización del CPC.

6.2.1 Recomendaciones para el Modelo Numérico

Se identificaron tres puntos críticos en el desarrollo del modelo del proceso de generación de vapor al interior del tubo absorbedor del CPC de eje lineal:

- La valoración de las propiedades termodinámicas de la mezcla amoniaco-agua, estimadas con el programa REFPROP (2002), y de sus propiedades de transporte – viscosidad y conductividad térmica – que se calcularon con las correlaciones de Conde (2004).

Se recomienda investigar alguna otra manera de calcular estas propiedades, que garantice la confiabilidad de los datos utilizados.

- La evaluación del coeficiente de pérdidas totales del calor en el concentrador solar.

Se utilizaron una serie de correlaciones empíricas para calcular los coeficientes individuales de transferencia de calor, algunas de ellas no muy confiables. En particular, no se encontró ninguna referencia para el cálculo del coeficiente convectivo entre el reflector y la cubierta, por lo que se propone que posteriormente se realice un estudio para la medición experimental del mismo.

- La estimación de las propiedades radiativas de los tres componentes del concentrador solar.

La absorptancia y emitancia del absorbedor con superficie selectiva comercial fueron proporcionadas por el fabricante pero sobre un sustrato diferente, y la reflectancia se estimó aplicando la ley de Kirchhoff. La absorptancia y la reflectancia del reflector también fueron proporcionadas por el fabricante, pero sólo se encontró una referencia [Sparrow, 1978] del valor de la emitancia para aluminio pulido al 98% de pureza. Por último, la absorptancia y la reflectancia del cristal templado fueron tomadas de referencias bien conocidas, pero el valor de la emitancia se tomó de la referencia mencionada con anterioridad, para vidrio liso a 38°C.

Entonces, se propone la medición de la emitancia de todos los tres materiales de construcción de los componentes del CPC y de la absorptancia y la reflectancia del absorbedor y del cristal templado, para garantizar la confiabilidad de los datos.

Por último, se sugiere que una vez realizadas las acciones propuestas en los puntos anteriores, se realice la simulación de un año completo de operación, a fin de determinar con exactitud la fracción solar para poder determinar con confiabilidad el área de colección de energía solar requerida para cada aplicación específica.

6.2.2 Recomendaciones para Mejorar la Unidad Experimental

Uno de los principales problemas en el manejo del módulo concentrador de diseño fue el gran volumen de la estructura de soporte para conformar las láminas del concentrador, que fue construida con cuadernas de MDF trazadas y cortadas manualmente. Además, se tuvieron algunas dificultades para la colocación de aislamiento externo en el reflector y, un contacto deficiente entre las cuadernas y las láminas, lo cual repercutió en deformación de las láminas reflectoras del concentrador. Así, para evitar estos inconvenientes se propone que en el futuro se construya un nuevo módulo con solera como soporte y una montura diseñada y construida específicamente para él, con mayores posibilidades de variación del ángulo de inclinación del concentrador.

También se propone sustituir el tubo absorbedor de acero al carbón por uno de aluminio con menor espesor de pared, lo cual ayudará a disminuir el peso del módulo y a mejorar la transferencia de calor en el mismo. Además se debería conseguir una nueva superficie selectiva para evitar algunas dificultades como desprendimiento, áreas despintadas, etc. Otro punto importante consiste en la medición de la velocidad del viento, por lo cual se requiere adquirir un anemómetro.

El circuito de prueba de la unidad experimental para la caracterización del concentrador parabólico compuesto se construyó con tubería y conexiones de cobre, ya que se utilizó agua como fluido de trabajo. El siguiente paso obvio es diseñar y construir un sistema de refrigeración por absorción continuo operado con la mezcla amoniaco-agua, para lo cual se deberán diseñar todos los componentes del mismo – calentador auxiliar, rectificador, condensador, evaporador, absorbedor, economizador y pre-enfriador –, y se tendrán que usar accesorios de acero.

Para la medición de la radiación solar se propone utilizar un pirheliómetro para conocer la radiación directa y un piranómetro para la total, lo cual permitirá saber con exactitud la cantidad de energía que está recibiendo el concentrador.

Por otra parte, se tuvieron problemas para medir la temperatura de los 28 termopares repartidos en la pared del tubo absorbedor para conocer su distribución de temperatura, y los resultados no fueron concluyentes, por lo cual será necesario repetir estas pruebas con otro tipo de sensores que requieran menor superficie de contacto, lo cual evitará la ganancia de energía debida a la radiación solar directa que reciben y además facilitará su colocación.

Otra área de interés es la determinación experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de la cavidad del CPC, ya que como se mencionó anteriormente, no se tiene información al respecto.

Por último, se podría realizar la medición del coeficiente de transferencia de calor del fluido y la determinación de los patrones de flujo que se generan al interior del tubo absorbedor.