



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES
ENERGÍA-SOLAR FOTOTÉRMICA**

*Desarrollo de un concentrador parabólico compuesto (CPC) y su propuesta de
integración a un sistema de enfriamiento por absorción*

TESIS

**QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTORA EN INGENIERÍA**

PRESENTA

IRIS SANTOS GONZÁLEZ

TUTOR

**DR. VICTOR H. GÓMEZ ESPINOZA
IER-UNAM**

COMITÉ TUTORAL

**DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES, IER-UNAM
DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO, IER UNAM
DR. CARLOS OCTAVIO RIVERA BLANCO, UVERACRUZANA
DRA. NAGHELLI ORTEGA ÁVILA, CIMAV**

TEMIXCO, MORELOS, AGOSTO 2019



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

Presidente	Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco
Secretario	Dr. Octavio García Valladares
Vocal	Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza
1er suplente	Dr. Carlos Octavio Rivera Blanco
2do suplente	Dra. Naghelli Ortega Ávila

LUGAR DONDE SE REALIZÓ LA TESIS

Instituto de Energías Renovables (IER), UNAM

Temixco, Morelos.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza

FIRMA

DEDICATORIA

A Dios.

A la familia Santos González que son los pilares de mi vida.

A todas aquellas personas que se volvieron parte de mi familia y están presentes cuando más los necesito.

Gracias a ellos, sigo en PIE

“Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: LA VOLUNTAD”

Albert Einstein

AGRADECIMIENTOS

Al Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México donde fue realizado el presente trabajo.

Al comité tutorial que hizo posible este trabajo con sus asesorías, revisiones y sobre todo el tiempo dedicado.

A CONACyT por la beca otorgada en el programa de Maestría y Doctorado.

A los proyectos CEMIE-Sol P09, CEMIE-Sol P12, PAPIIT IT100812, FORDECYT 190603, PAPIME PE103917, que brindaron recursos económicos para la compra de maquinaria e instrumentación.

Gracias al Dr. Octavio García, al Dr. Victor Hugo y a la Dra. Naghelli quienes hicieron posible la publicación del artículo.

A todos los compañeros y amigos que han sido parte de este trabajo a través de asesorías y grandes ayudas.

A la M.I. Mexitli Sandoval que fue parte importante en el desarrollo de este trabajo, además de ser una excelente colaboradora y amiga.

A los ingenieros Roy y Emmanuel con quienes compartí proyectos y grandes momentos; al M.I. Francisco Hernández por su amistad y asesoría con el programa AutoCAD.

A mis grandes maestros y amigos Juan Manuel Valero y Christopher Escamilla en el área de divulgación de la ciencia.

Al Dr. Omar Castelo González, quien me motivó a seguir adelante a pesar de los días nublados, quien un día me ofreció su brazo para ayudarme a caminar cuando ya no tuviera fuerzas, gracias por subirme al barco y navegar en la parte difícil de mi vida.

Muy especialmente a la M.I. Rocío Santos, M.C. José Campos, M.C. Reynaldo Alanís, Dra. Rocío Nava, M.I. Maritza Silva, quienes son mis maestros, amigos y parte de mi familia.

Contenido

Índice de Figuras y Tablas.....	1
NOMENCLATURA	3
RESUMEN	6
Contribuciones del autor.....	8
Capítulo 1	9
1. Introducción	9
1.1 Antecedentes	13
1.2 Justificación	15
1.3 Objetivo general.....	16
1.4 Objetivos específicos.....	16
Capítulo 2	17
2. Modelo Numérico	17
2.1 Descripción del Modelo Numérico.....	17
Capítulo 3	28
3. Diseño del Concentrador Parabólico Compuesto y protocolo de pruebas experimentales.....	28
3.1.1 Condiciones de operación requeridas por el SRSA.	28
3.1.2 Sistema de Refrigeración Solar por Absorción (SRSA)	29
3.2 Captadores solares.....	30
3.2.1 Concentradores Parabólicos Compuestos (CPC).....	31
3.2.2 Diseño del CPC.....	33
3.2.3 Truncamiento del CPC.....	34
3.2.4 Pruebas experimentales de acuerdo a la NMX-ES-001-NORMEX-2005.....	38
3.2.4.1 Determinación de la constante de tiempo.....	38
3.2.4.2 Determinación de la eficiencia instantánea.....	40
3.2.4.3 Factor modificador por efectos del ángulo de incidencia.....	41
Capítulo 4	44
4. Descripción de la fabricación del CPC y la unidad experimental.	44
4.1 Fabricación del CPC.	44
4.1.1 Troquel formador	45
4.1.2 Fabricación de la parte reflectora.	47

4.1.3	Receptor	49
4.1.4	Módulo final CPC.....	50
4.2	Unidad experimental.....	50
4.2.1	Estructura de soporte con inclinación variable.....	51
4.2.2	Subsistemas de suministro y retorno del fluido de trabajo.	51
4.2.3	Instrumentación	52
4.2.4	Sistema de adquisición de datos.....	54
5.	Resultados	55
5.1	Validación del modelo numérico utilizando un canal CPC.....	55
5.1.1	Eficiencia térmica instantánea.	56
5.1.2	Incremento de temperatura.	59
5.1.3	Caída de presión.....	61
5.2	Evaluación y caracterización del colector CPC (formado por 12 canales CPC).	61
5.2.1	Eficiencia instantánea del CPC.	63
5.2.2	Factor modificador por efecto del ángulo de incidencia del CPC	64
5.2.3	Constante de tiempo del CPC.....	66
5.2.4	Caída de presión del módulo CPC	68
5.3	Banco de colectores CPC para operar un SRSA.....	69
5.3.1	Prueba de eficiencia en el banco de colectores CPC.....	72
5.3.2	Incremento de temperatura y calor útil obtenido.....	76
5.3.3	SRSA operado con el banco de colectores CPC.....	79
6.	Conclusiones y Recomendaciones	81
6.1	Conclusiones.....	81
6.2	Recomendaciones y trabajo futuro.....	84
7.	BIBLIOGRAFÍA.....	85
	ANEXO A-ESTIMACIÓN DE INCERTIDUMBRES	89
	ANEXO B-GEOMETRÍA SOLAR	93

Índice de Figuras y Tablas

Figura 1. Irradiación solar diaria promedio anual (8).....	10
Figura 2. Consumo total mundial de energía por diversos sectores (9).	11
Figura 3. Sistemas solares térmicos distribuidos por aplicación (9).	12
Figura 4. Consumo de la energía solar en los últimos 10 años en el sector residencial, comercial e industrial (PJ) (9).	12
Figura 5. Mecanismos de transferencia de calor involucrados en cada uno de los componentes del CPC ...	18
Figura 6. Volumen de Control del tubo receptor.	19
Figura 7. VC de la pared del tubo receptor.	20
Figura 8. Diagrama de flujo del programa de simulación.....	27
Figura 9. Ciclo básico de un SRSA.	30
Figura 10. Concentrador parabólico con receptor cilíndrico (42).	33
Figura 11. Geometría del reflector para cada ángulo de ángulo de aceptación.	35
Figura 12. Dimensiones del CPC con tubo receptor de ½”.....	36
Figura 13. Trazado de rayos en “Tonatiuh”.....	38
Figura 14. Constante de tiempo especificado en ASHRAE 93:2003 (42).	39
Figura 15. Constante de tiempo especificado en ISO 9806-1:1994 (42).	40
Figura 16. Ejemplo de una curva de eficiencia térmica (28).	41
Figura 17. Ejemplo de la curva del ángulo modificador a diferentes ángulos de incidencia (Fuente: Kalogirou, 2009).....	43
Figura 18. Partes del colector CPC.....	44
Figura 19. Diseño y pieza maquinada en Nylamid.	45
Figura 20. Troquel formador fabricado en aluminio.	46
Figura 21. Prensa hidráulica para la formación de parábolas.	46
Figura 22. Lámina de aluminio formada en el troquel.	47
Figura 23. Guías de madera maquinadas en fresadora CNC.....	47
Figura 24. Colocación de las láminas de aluminio en las guías de madera.	48
Figura 25. Prueba de colocación de las láminas en el molde de madera.	48
Figura 26. Láminas colocadas en el molde para proceder al espumado.....	49
Figura 27. Enrejado de cobre con cabezales para la entrada y salida de fluido.....	49
Figura 28. Prototipo final del CPC.....	50
Figura 29. Estructura de soporte con inclinación variable.	51
Figura 30. Termotanque principal del banco de pruebas.	52
Figura 31. Posición de los sensores en el banco de pruebas.	53
Figura 32. Programa de adquisición de datos.	54
Figura 33. Diseño del CPC con área de apertura de 0.17 m ²	55
Figura 34. Resultados numéricos y experimentales de la eficiencia térmica a un flujo de 0.54kg/min.	58
Figura 35. Resultados numéricos y experimentales de la eficiencia térmica a un flujo de 0.73kg/min.....	59
Figura 36. Resultados numéricos y experimentales para el incremento de temperatura.....	60
Figura 37. Caída de presión del CPC individual.....	61
Figura 38. Unidad experimental instalada en la plataforma de pruebas.	63
Figura 39. Gráfica de la ecuación de eficiencia del colector CPC a un flujo másico de 2.5 kg/min.....	64
Figura 40. factor modificador por efectos del ángulo de incidencia.	66
Figura 41. Constante de tiempo del módulo CPC.....	68

<i>Figura 42. Caída de presión del Módulo CPC.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 43. SRSA tipo vertical del IER-UNAM.(33).....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 44.Simulación del arreglo de colectores, utilizando TRNSYS (55).</i>	<i>71</i>
<i>Figura 45. Ubicación de los sensores en el banco de colectores.</i>	<i>71</i>
<i>Figura 46. Banco de colectores CPC instalado en el IER-UNAM.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 47. Eficiencia de a) las tres líneas y b) del banco de colectores a un flujo de 2.2 kg/min.</i>	<i>74</i>
<i>Figura 48. Irradiancia y temperatura ambiente registradas en el día de prueba a un flujo 0.03 kg/s.</i>	<i>76</i>
<i>Figura 49. a) Perfil del incremento de temperatura; b) diferencia de temperaturas en la línea 1, a un flujo de 2.2 kg/min; c) diferencia de temperatura entre el sensor 6 y el sensor 1.</i>	<i>78</i>
<i>Figura 50. Calor útil obtenido en las líneas y banco de colectores a un flujo de 2.2 kg/min.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 51. Energía mensual aportado con el banco de colectores CPC al del sistema de refrigeración solar.</i>	<i>80</i>
<i>Figura 52. Trayectoria diaria aparente del sol (58).</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 1. Condiciones generales para el diseño del CPC.</i>	<i>28</i>
<i>Tabla 2. Configuraciones de CPC, con dos diferentes ángulos de aceptación.</i>	<i>35</i>
<i>Tabla 3. Dimensiones del CPC desarrollado y con truncamiento.</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 4. Condiciones para la simulación en el programa “Tonatiuh”.....</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 5. Instrumentación utilizada en el banco de pruebas.</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 6. Geometría y materiales utilizados para el CPC.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 7. Resultados experimentales a flujo promedio de 0.54 kg/min.</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 8. Resultados experimentales a flujo promedio de 0.73 kg/min.</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 9. Comparación de los resultados numéricos y experimentales para el incremento de temperatura del CPC individual.</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 10. Geometría y materiales utilizados para el CPC.....</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 11. Datos experimentales por cada punto en la curva de eficiencia.</i>	<i>63</i>
<i>Tabla 12. Pruebas experimentales del colector CPC a diferentes ángulos de incidencia y con una alineación E-O.</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 13. Pruebas experimentales del colector CPC a diferentes ángulos de incidencia y con una alineación N-S.....</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 14. Resultados de las ecuaciones del ángulo modificador.</i>	<i>66</i>
<i>Tabla 15. Datos de la prueba de la constante de tiempo.</i>	<i>67</i>
<i>Tabla 16. Datos registrados en la línea 1 del banco de colectores CPC.</i>	<i>73</i>
<i>Tabla 17. Valores registrados en el banco de CPC a un flujo másico de 0.036 kg/s el día 6 de abril del 2016.</i>	<i>75</i>

NOMENCLATURA

A_a	Área de transferencia de calor del tubo receptor, [m ²]
A_c	Área de transferencia de calor de la cubierta, [m ²]
A_f	Área de sección transversal del fluido, [m ²]
A_r	Área de transferencia de calor del reflector, [m ²]
$A_{tr,a}$	Área de sección transversal del tubo receptor, [m ²]
$A_{tr,c}$	Área de sección transversal de la cubierta, [m ²]
$A_{tr,r}$	Área de sección transversal del reflector, [m ²]
C_p	Calor específico a presión constante, [J/kg K]
C	Concentración solar, [adimensional]
CV	Volumen de control
D_{in}	Diámetro interno del tubo, [m]
D_{out}	Diámetro externo del tubo, [m]
E	Energía específica ($h+v^2/2+gz \sin \theta$), [J/kg]
f	Fricción, [adimensional]
g	Valor estándar de la fuerza de gravedad, [9.80665 m/s ²]
G	Irradiancia solar, [W/m ²]
G_b	Irradiancia directa en una superficie, [W/m ²]
G_d	Irradiancia difusa en una superficie, [W/m ²]
G_{gr}	Irradiancia reflejada por la tierra, [W/m ²]
H	Entalpía, [J/kg]
H	Coefficiente de transferencia de calor, [W/m ² K]
K	Conductividad térmica, [W/m K]
L_{ins}	Espesor del aislamiento, [m]
L	Longitud, [m]
m	Masa, [kg]
\dot{m}	Flujo másico, [kg/s]
n_{vc}	Número total de CVs
Nu	Número de Nusselt, [adimensional]
P	Presión, [Pa]
p	Perímetro, [m]
Pr	Número de Prandtl, [adimensional]
Q_u	Ganancia de energía útil, [W]
q	Flujo de calor por unidad de área, [W/m ²]
r	Radio del tubo receptor, [m]
Re	Número de Reynolds, [adimensional]
S	Potencia solar absorbida por unidad de área, [W/m ²]

T	Temperatura, [°C]
T_{OT}	Temperatura del fluido en la salida en el tiempo t, [°C]
T_{Oi}	Temperatura de salida cuando el colector se desenfoca, [°C]
U	Coefficiente total de pérdidas de calor, [W/m ² K]
v	Velocidad, [m/s]
X	Coordenada axial

Letras griegas

α	Absortancia, [adimensional]
α_s	Altitud solar, [grados]
B	Inclinación del tubo receptor, [grados]
δ	Convergencia, [adimensional]
δ_s	Declinación solar, [grados]
E	Emitancia, [adimensional]
η	Eficiencia térmica instantánea, [adimensional]
θ_c	Ángulo medio de aceptación, [grados]
θ_z	Ángulo cenital solar, [grados]
ϕ	Latitud, [grados]
τ_c	Transmitancia de la cubierta, [adimensional]
τ_{CPC}	Transmitancia del CPC, [adimensional]
τ_w	Tensión de pared, [N/m ²]
ω	Ángulo horario, [grados]
γ	Ángulo acimutal solar, [grados]
Δt	Discretización temporal, [s]
ΔT	Diferencia de temperatura, [°C]
Δx	Discretización espacial, [m]
Φ	Multiplicador friccional bifásico, [adimensional]

Subíndices

a	Receptor
abs	Absorción
amb	Ambiente
b	Directa
c	Cubierta
cond	Conducción
conv	Convección
d	Difusa

F	Fluido
G	Gas
gr	Reflejada de la Tierra
in	Entrada
ins	Aislamiento
j	Número de CVs
l	Líquido
lam	Flujo laminar
out	Salida
r	Reflector
ra	Radiativo
sky	Cielo
tp	Dos fases
turb	Flujo turbulento

Superíndices

--	Promedio aritmético sobre un volumen de control
~	Promedio integral sobre un volumen de control
X_{j-1}^j	Diferencia entre la variable X de la entrada y salida de un volumen de control
o	Valor en un instante previo
*	Valor esperado

RESUMEN

El aumento del costo de los energéticos que hoy en día utilizamos y la necesidad de mitigar los efectos del cambio climático, ha provocado una intensa búsqueda de alternativas para disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero por el uso de combustibles fósiles, y tener nuevas tecnologías que utilicen energías renovables capaces de abastecer la energía que los diferentes procesos requieren en nuestra vida cotidiana.

Los sistemas solares representan una opción para combinar con otros tipos de fuentes de energía, de tal manera que el sistema solar suministre el calor necesario con el fin de alcanzar temperaturas arriba de 90 °C y la energía convencional suministrar el resto de la energía necesaria para obtener la temperatura final deseada en los procesos industriales.

El presente trabajo se refiere al diseño y proceso de fabricación del Concentrador Parabólico Compuesto (CPC); tecnología solar que se utiliza para calentamiento de agua que alcanza niveles de mediana temperatura en un rango menor a 150 °C. El CPC fue desarrollado para una aplicación específica de un sistema de enfriamiento por absorción con capacidad de 3.5 kW.

El trabajo se compone básicamente de cinco capítulos donde el primero de ellos explica el panorama general de las energías renovables y los objetivos del desarrollo del trabajo de tesis.

En el capítulo 2 se presenta el modelo numérico desarrollado en un trabajo previo por Ortega et al. (1). En este trabajo se realizaron modificaciones al modelo y se validó experimentalmente a través de un canal CPC con un área de apertura de 0.17 m².

En el capítulo 3 se presentan las condiciones que fueron tomadas en cuenta para realizar el diseño del CPC, se da una breve explicación del protocolo que se siguió para obtener los resultados.

En el capítulo 4 se describe el proceso de fabricación del CPC y de los sistemas auxiliares necesarios para la realización de las pruebas experimentales.

En el capítulo 5 se describen las pruebas experimentales de acuerdo al protocolo de la norma mexicana NMX-ES-001-NORMEX-2005, la validación del modelo numérico, pruebas experimentales del CPC y las pruebas experimentales de los colectores en un sistema de enfriamiento por absorción.

Por último, se describen las conclusiones y recomendaciones que se generaron en este trabajo de tesis y que darán pie a futuros trabajos de investigación para contar con una tecnología

solar, capaz de satisfacer los requerimientos de aplicaciones que trabajen en el rango de mediana temperatura.

Contribuciones del autor

Artículos en revistas

- **Santos-González I.**, García-Valladares O., Ortega N., Gómez V.H. Numerical modeling and experimental analysis of the thermal performance of a Compound Parabolic Concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 114, (2017), 1152-1160.
- **Santos-González I.**, Sandoval-Reyes M., García-Valladares O., Ortega N., Gómez V.H. Design and evaluation of a Compound Parabolic Concentrator of Heat Generation of Thermal Processes. *Energy Procedia*, 57, (2014), 2956-2965.

Desarrollos tecnológicos

- Patente en trámite: “Panel Solar de Concentradores parabólicos compuestos para el calentamiento primordialmente de agua y método para fabricar el mismo”. Ingreso el 6 de Mayo de 2015. Autores: Octavio García Valladares, Víctor Hugo Gómez Espinoza, Naghelli Ortega Ávila, **Iris Santos González**, Mexitli Eva Sandoval Reyes. Expediente MX/a/2015/005668.

Congresos

- **Santos-González I.**, García-Valladares O., Gómez V.H., Desarrollo de un captador solar. Segundo lugar en el VIII Congreso Anual Conjunto de Asociaciones del Sector Energético y XVIII Congreso Anual de la AMEE 2016. Celebrado por la Secretaría de Energía y las Asociaciones Organizadoras del Premio Nacional de Energía Sustentable 2016.
- **Santos-González I.**, Ortega N., García-Valladares O., Gómez V.H. Evaluation of a CPC with two different receivers and their integration in a solar absorption cooling system. EuroSun 2014. Aix-les Bains (Francia).

Capítulo 1

1. Introducción

Un problema energético en el mundo consiste en que las principales fuentes de energía que se utilizan para abastecer las necesidades del hombre, han mostrado ser finitas y están concentradas en regiones puntuales del planeta, además de que su uso intensivo ha causado daño ecológico irreversible en muchas partes del mundo (2).

Desde 1970, México ha sido un importante exportador de energía, principalmente de petróleo crudo, siendo el décimo mayor productor del mundo de petróleo y gas natural; sin embargo, la producción del crudo está disminuyendo. El 70% de la energía que consumimos en México se genera quemando hidrocarburo, en el 2017 los hidrocarburos aportaron el 84.54% a la producción de energía primaria (3), produciendo cantidades importantes emisiones globales derivadas principalmente de la quema de combustibles fósiles. Ante esta situación energética mundial y nacional, es mayor el interés por la búsqueda de alternativas para sustituir los combustibles fósiles por otras fuentes de energía más limpias, perdurables y que permitan conservar los recursos no renovables por más tiempo.

Una alternativa para reducir la dependencia del uso de fuentes de combustibles fósiles y la disminución del CO₂ emitidos al ambiente, es el aprovechamiento de las energías renovables; las cuales son abundantes en el planeta y producen diversos beneficios, tanto económicos como ambientales. El uso de las energías renovables (4) (proviene de la naturaleza y se encuentran disponibles de forma continua o periódica y al generarse no liberan emisiones contaminantes) en México va en aumento, esto se debe a las reformas que se han desarrollado en el sector energético.

La Ley General del Cambio Climático publicada en el Diario Oficial de la Federación, estableció reducir 30% de los gases de efecto invernadero en 2020 y aumentar a 35% la electricidad proveniente de fuentes limpias para el año 2024 (5). En el primer semestre del 2017, México logró generar el 20.82% de la electricidad con fuentes limpias, teniendo una capacidad instalada de 29.09% para generar energía a partir de fuentes limpias. “La Secretaría de Energía (SENER) fijó una participación de energías limpias en la generación de energía eléctrica de 25% para el 2018, un 30% para el 2021 y 35% para el 2024” (6).

El sector de las energías renovables está constituido por todas las formas de energía que se renuevan en forma continua y se espera que perduren por largos años. Dentro de las energías renovables se encuentra la energía solar, que en sus diversas manifestaciones directas o indirectas es la fuente de energía más abundante e inagotable en la Tierra.

La energía solar es la energía proveniente de la radiación del sol y se divide de acuerdo a la tecnología utilizada (energía solar térmica o energía solar fotovoltaica). El desarrollo de tecnologías solares ha avanzado para contrarrestar la crisis de energéticos que a nivel mundial se ha venido presentando desde hace algunos años, sin embargo dependen de la disponibilidad e intermitencia de la radiación solar que varía con el tiempo en los diferentes climas y regiones.

Afortunadamente, México se encuentra en la llamada “Franja solar o Cinturón Solar” y es uno de los países que tiene un potencial de energía solar más alto del mundo, su irradiación global diaria promedio anual es de 5.5 kWh/m² al día. Particularmente en los estados de Chihuahua, Sonora y Baja California tienen insolaciones que rebasan los 6 kWh/m² al día (7). En la Figura 1, se muestra la clasificación por zonas de irradiación solar diaria promedio anual de la República Mexicana (8).

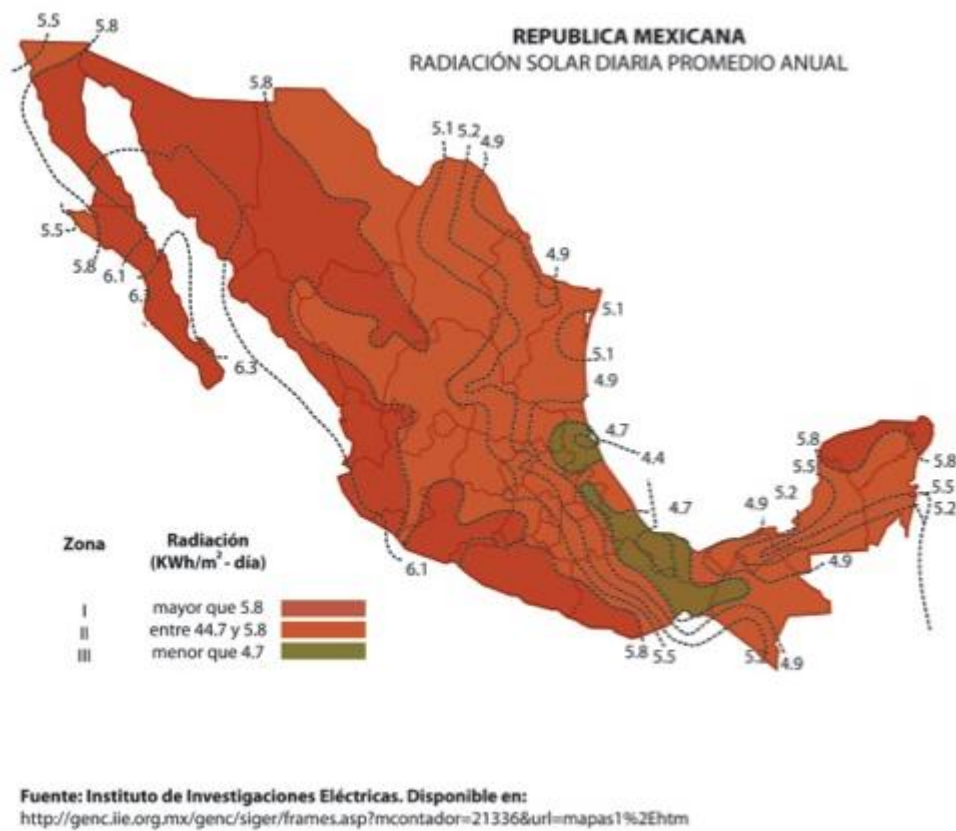
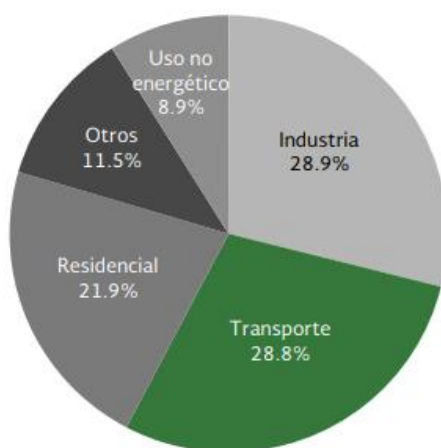


Figura 1. Irradiación solar diaria promedio anual (8).

El aprovechamiento de la energía solar se puede realizar por conversión fotovoltaica y por conversión térmica. La energía solar fotovoltaica consiste en la transformación directa de la radiación solar en electricidad a través de las celdas solares, tiene un rápido crecimiento a nivel mundial, sin embargo, los esfuerzos de investigación se basan en aumentar la eficiencia y bajar los costos de producción.

En cuanto a la energía solar térmica, es una de las tecnologías más rentables para sustituir el consumo de combustibles fósiles, consiste en el aprovechamiento de la radiación del sol para producir calor. Se utilizan los colectores o captadores solares que se basan en una superficie que transporta el calor mediante un fluido. La tecnología solar térmica para uso doméstico es una tecnología que está muy desarrollada y se encuentra en rápido crecimiento a nivel mundial.

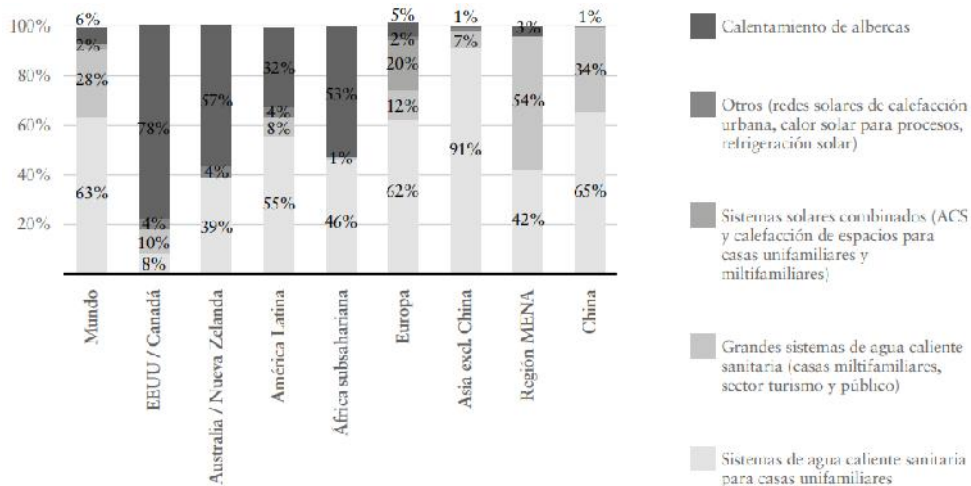
La energía solar térmica se utiliza principalmente para calentamiento de agua de uso doméstico y por lo general cubre del 40 al 80 % de la demanda. Sin embargo, un área de aplicación de gran importancia son los sectores comercial e industrial. El sector industrial (Figura 2) tiene uno de los consumos energéticos más elevados en el mundo, en el 2016 (del total de 9555.27 MMtep) este sector representó un 28.9%, seguido por el sector transporte con un 28.8% y residencial con el 21.9% (9).



Fuente: World Energy Balances, IEA, edición 2017.

Figura 2. Consumo total mundial de energía por diversos sectores (9).

Con los datos anteriores, se tiene una oportunidad para la penetración de energías limpias que puedan abastecer el consumo energético de los diversos sectores. A finales del 2014 (Figura 3), se reporta que el mayor número de calentadores solares de agua se concentra en el sector residencial con aproximadamente 101 millones de sistemas solares térmicos de agua en operación; un 63% de la capacidad instalada correspondía a sistemas instalados en hogares, 28% instalados en escuelas, hoteles y departamentos, 6% utilizado para el calentamiento de piscinas, 2% de la capacidad instalada es agua caliente doméstica y calefacción de espacios, y por último el 1% tuvo aplicaciones como redes de calefacción urbana, procesos industriales y aplicaciones térmicas de enfriamiento solar.

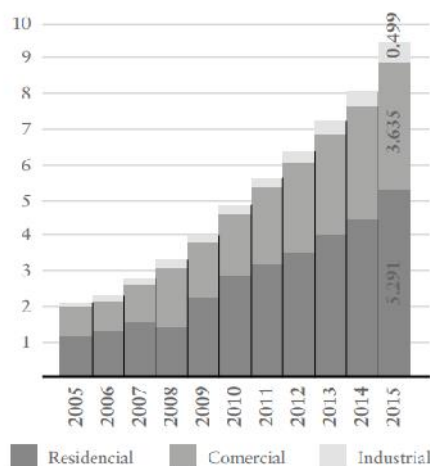


Fuente: Solar Heating and Cooling Program, IEA.

Figura 3. Sistemas solares térmicos distribuidos por aplicación (9).

La energía solar térmica ha mantenido un crecimiento constante. Mundialmente a finales de 2014 se tenía una capacidad instalada de 1,972 MWt de calentadores solares de agua y 6.6 MWt de calentadores solares de aire. En el sector residencial ha tenido relevancia en los últimos años, uno de los sectores más importantes en México. En el 2017 el total de calentadores solares planos se estima que era de 3,945.05 miles de m² (10).

Por otro lado, en el sector industrial, la capacidad instalada de energía solar en el 2015 fue de 10,145 kWt, lo que equivale de 14.807 miles de m² de colectores solares instalados (Figura 4).



Fuente: Elaborado por GIZ con datos del Sistema de Información Energética, SENER.

Figura 4. Consumo de la energía solar en los últimos 10 años en el sector residencial, comercial e industrial (PJ) (9).

El potencial estimado de aprovechamiento de calor solar en México en el periodo 2015-2030 asciende a casi 33 GW para calefacción y refrigeración (10).

De acuerdo a los Planes de Trabajo de Energía Renovable de la Agencia Internacional de Energía Renovables (IRENA), la industria ofrece un potencial de 7 GW de energía solar térmica para aplicaciones de calor de proceso de baja temperatura (producción de alimentos, textiles y algunos procesos químicos). También menciona que hay potencial para más de 2 GW para aplicaciones de calor de proceso a temperaturas medias, que utilizan sistemas de concentración solar (11).

Existen procesos en el sector industrial que requieren energía a temperatura menor a 80 °C y que pueden ser fácilmente alcanzables con captadores comerciales de baja temperatura (planos o tubos evacuados), sin embargo para las aplicaciones que necesitan temperaturas superiores a los 80 °C y menor a 250 °C se necesita otro tipo de tecnología de alta eficiencia (12).

Debido al creciente número de aplicaciones a un nivel de temperatura media, como la producción de calor para procesos industriales, generación de vapor, esterilización, desalinización, enfriamiento o refrigeración, entre otros, es necesario realizar el estudio de los sistemas de captación solar que puedan alcanzar los niveles de temperatura requeridos para las aplicaciones antes mencionadas, por lo que es importante la investigación que se realiza en el país para el uso de la energía solar y para mejorar la eficiencia y desempeño de la tecnología que se utiliza. Esto representa una gran oportunidad para la innovación y desarrollo científico y tecnológico de nuestro país. Precisamente una de las estrategias establecidas en el programa especial de la transición energética publicado el 31 de mayo del 2017 en el Diario Oficial de la Federación, es “Fomentar la creación de programas de aprovechamiento de la tecnología solar con aplicaciones térmicas en procesos industriales” (13).

1.1 Antecedentes

Las tecnologías solares y en particular los Concentradores Parabólicos Compuestos (CPC) han estado recibiendo una atención cada vez mayor por parte de la academia e industria debido a su característica estacionaria para la colección de energía solar. Son también llamados colectores de No imagen.

El principio y geometría en dos dimensiones fue descrito por primera vez por Winston en 1974 (14) y a partir de ahí se han realizado diversas investigaciones de interés por evaluar su rendimiento y factibilidad para diversas aplicaciones. Hoy en día, el principio básico del CPC sigue siendo el mismo, y es cada vez más utilizado en aplicaciones de energía solar

fotovoltaica y solar térmica debido a las ventajas de una alta eficiencia óptica, donde la mayor parte de la radiación que incide se refleja al receptor.

En el 2006 Rivera Blanco (15), diseña y evalúa experimentalmente un sistema de refrigeración intermitente, utilizando un CPC como generador y absorbedor, cuya razón de concentración era de 3.3. El sistema se diseñó para producir 8 kg de hielo por día, logrando producir solamente 1.8 kg.

En el 2008 Ortega (13), realizó un análisis numérico de transferencia de calor en un concentrador parabólico compuesto aplicado a refrigeración solar, el modelo desarrollado calcula la transferencia de calor en el flujo del fluido, la distribución de temperatura en el tubo absorbedor y el calor útil; a partir de los resultados numéricos se diseñó y construyó un prototipo de concentrador que fue analizado experimentalmente para validar el modelo, sin embargo, la comparación de resultados no fue concluyente. En el 2012 Santos-González et al. (16), realizan nuevamente la validación experimental del modelo con una plataforma de pruebas mejorada, demostrando que el modelo es confiable al obtener una desviación de $\pm 15\%$ en cuanto a resultados de eficiencia.

En el 2009 González et al. (17), desarrollaron un prototipo donde utilizaron un CPC acoplado a un sistema de enfriamiento y un modelo para explicar su funcionamiento. El generador está compuesto por CPCs con cuatro tubos receptores, los cuales utilizan un aislamiento en la parte inferior durante el día y lo retiran durante la noche para mejorar el enfriamiento natural del sistema de adsorción. En cuanto al modelo, lo describen como un modelo simple que utiliza ecuaciones diferenciales de primer orden y que fue validado a través de corridas experimentales, teniendo buenos resultados en su comparación.

En el 2012 Horta et al. (18), presentan un estudio sobre las diferentes estrategias para aumentar la eficiencia en colectores solares no evacuados en diversas aplicaciones en el rango de mediana temperatura, y hacen mención que el colector no evacuado sigue teniendo ventajas en los procesos de fabricación, fiabilidad y costo; a pesar de estas ventajas, el mayor inconveniente son las pérdidas térmicas, por lo que se plantean diversas técnicas a utilizar como el aislamiento, el doble vidrio, los recubrimientos selectivos, la utilización de gases inertes dentro de la cavidad del colector y las barreras para reducir las velocidades de flujo de aire sobre el receptor,

En 2012 Gang et al. (19), realizaron un estudio experimental y análisis exergético de un CPC con tubo en U en el receptor para calentamiento de agua. El sistema consiste de dos colectores solares tipo CPC, cada colector tiene un área de colección de 2 m^2 . El sistema mostró un rendimiento térmico constante en invierno, con una eficiencia térmica global por encima de 43% (55-95°C). Los resultados mostraron que la temperatura del agua en el CPC es superior a la común en un calentador solar, especialmente cuando se requieren de altas temperaturas, por lo que el calentamiento de agua de un CPC tiene un enorme potencial en el mercado.

Gang et al, mencionan que el CPC para calentamiento de agua tiene aplicaciones potenciales en la calefacción, refrigeración, desalinización de agua de mar y calor industrial, ya que muestra un mejor comportamiento térmico a niveles de media temperatura.

En 2015 Abdullahi et al. (20), a través de la técnica de trazado de rayos, realizan una investigación para utilizar dos receptores tubulares alineados horizontalmente o verticalmente con el objetivo de mejorar la eficiencia óptica. Concluyen que los dos receptores alineados horizontalmente aumentan la eficiencia un 15% con respecto a la que se obtendría con un solo receptor tubular del mismo diámetro, mientras que los dos tubos receptores alineados verticalmente no presentaron buenos resultados.

En 2016 Zheng et al. (21), realizan la comparación de resultados numéricos con resultados experimentales. Desarrollan un colector solar, donde la parte receptora está formada por un serpentín. Este colector es la combinación de un concentrador nparabólico compuesto y un colector de placa plana, con el objetivo de mejorar la eficiencia térmica, reducir las pérdidas de calor y lograr una resistencia de congelamiento en los sistemas solares para calefacción. Los resultados numéricos mostraron que el aumento de la longitud del receptor de 10 a 45 m da un aumento de 12.3 °C en la temperatura y una disminución del 10.8% en la eficiencia térmica; el aumento de la temperatura de entrada del fluido de 30 °C a 60 °C puede lograr una reducción de la eficiencia instantánea de 8.8% y una disminución en la temperatura de salida de 4.5 °C.

En 2018 Aguilar-Jiménez et al. (22), realizaron un estudio sobre la alineación Norte-Sur (N-S) y Este-Oeste (E-O) de un CPC de tubo concéntrico bajo las mismas condiciones de operación. Los resultados mostraron que la eficiencia óptica en la orientación E-O alcanzó el 57.5%, mientras que en una posición N-S alcanza el 51.3%. En cuanto a la pérdida de calor, resultó menor la alineación N-S con un -10.4, y un -21.54 para la posición E-W. Esto hace que la posición N-S funcione de manera más eficiente sobre un rango de temperaturas altas que la posición E-O.

En 2018 Pedro Arturo (23), realiza la evaluación experimental de un sistema de absorción de simple efecto con una capacidad nominal de enfriamiento de 5 kW, este sistema es parte de una planta demostrativa operada con un campo de colectores solares tipo CPC; el COP que obtuvo fue un máximo interno fue de 0.54 y un máximo externo de 0.27.

1.2 Justificación

Debido al problema energético y ambiental que se tiene mundialmente, surge la necesidad de investigación para el desarrollo de tecnología que aplica fuentes alternativas más limpias y perdurables, capaz de satisfacer la creciente demanda energética que se tiene hoy en día.

Los sistemas solares en aplicaciones para calor de proceso, también se podrían combinar con otros tipos de fuentes de energía, de tal manera que el sistema solar suministre el calor necesario con el fin de alcanzar una cierta temperatura por debajo del mínimo requerido y la energía convencional suministre el resto de la energía necesaria para obtener la temperatura final deseada (24).

Los concentradores parabólicos compuestos (CPC) son candidatos prometedores y de gran interés para el suministro de energía térmica (25), son competitivos en particular en rangos de baja y mediana temperatura (18), capaces de captar la radiación solar durante largos períodos del día sin seguimiento del sol, teniendo la ventaja de concentrar un porcentaje de la radiación difusa (26).

En aplicaciones como el enfriamiento y el acondicionamiento de espacios son de gran interés y representan una alternativa económica a la demanda de energía que tienen estas aplicaciones, ya que una posible solución al gasto energético de estas aplicaciones, es la combinación entre una fuente de energía calorífica y las tecnologías térmicas de refrigeración como la adsorción o absorción que pueden funcionar exclusivamente con energía térmica y se acoplan muy bien a las tecnologías solares, entre ellas los CPC (27).

Los sistemas de refrigeración por absorción están compuestos básicamente por un absorbedor, evaporador, condensador y generador; siendo este último en donde se separa el refrigerante de la solución, por lo cual se necesita suministrarle calor proporcionado por una fuente alterna para el intercambio de calor. En este trabajo se propone el CPC para el suministro de energía térmica.

Como ya se mencionó anteriormente, a pesar de que el CPC es una tecnología competitiva, y desarrollada en algunos países de Europa, en México no existen empresas que lo comercialicen, lo que representa una oportunidad para la innovación y desarrollo científico y tecnológico en México. En este trabajo, se realizó la simulación matemática, diseño, construcción y evaluación de concentradores parabólicos compuestos para su aplicación en un campo de colectores como suministro de energía térmica a un sistema de refrigeración por absorción, que opera con la mezcla amoníaco-nitrato de litio.

1.3 Objetivo general

Realizar el diseño, construcción y evaluación de concentradores parabólicos compuestos para ser aplicados en sistemas de enfriamiento por absorción.

1.4 Objetivos específicos

- Diseñar una configuración apropiada de CPC mediante un modelo numérico para una aplicación de refrigeración por absorción.
- Caracterizar experimentalmente un prototipo de CPC conforme a la norma NMX-ES-001-NORMEX-2005, diseñando y construyendo el banco de pruebas.
- Demostrar la viabilidad de un campo de captadores tipo CPC, para operar un sistema de refrigeración solar por absorción (SRSA).

Capítulo 2

2. Modelo Numérico

En este capítulo se presenta el modelo numérico previamente desarrollado por Ortega et al., (1) que fue utilizado para predecir el incremento de temperatura entre la entrada y salida del colector, la eficiencia térmica, la caída de presión, así como otras variables del concentrador. Con el modelo numérico se resuelven las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido (continuidad, momentum y energía) en el tubo receptor, y las ecuaciones de energía para la pared del tubo receptor, cubierta, reflector y aislamiento.

2.1 Descripción del Modelo Numérico

En este trabajo se utilizó el modelo (1), al que se le realizaron algunas modificaciones. La primera modificación fue resolver los balances de energía en cada componente (tubo receptor, cubierta, reflector y aislamiento) mediante un método directo, originalmente se resolvía por el método de redes; se agregó el análisis de transferencia de calor por conducción en la cubierta, reflector y aislamiento y se remplazaron algunos coeficientes de transferencia de calor.

La discretización de las ecuaciones gobernantes se resuelve por el método paso a paso. Se divide en “n” volúmenes de control (VC) y se resuelve paso a paso en la dirección del flujo. Para empezar el proceso de iteración se parte de valores conocidos a la entrada y de valores de frontera (flujo, temperatura, presión, etc.). Una vez obtenida la solución a la salida del VC, ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente VC, el procedimiento se lleva a cabo hasta el final del tubo receptor.

Las condiciones iniciales utilizadas en el modelo numérico son:

- Datos geométricos del CPC (diámetro interno y externo del tubo receptor y longitud, ángulo de aceptación y porcentaje de truncamiento).

- Condiciones iniciales (temperatura de entrada del fluido, presión, flujo másico, temperatura ambiente, velocidad del viento e irradiancia solar).
- Datos geográficos del lugar (latitud y longitud).
- Fecha (hora de la prueba, día y mes).
- Propiedades de los materiales (físicas y ópticas).
- Propiedades del fluido de trabajo (termofísicas).

Para calcular las temperaturas en cada VC, es necesario resolver iterativamente las ecuaciones de los balances de energía en cada componente. En la Figura 5 se presenta los mecanismos de transferencia de calor involucrados en la cubierta, reflector, receptor y aislamiento.

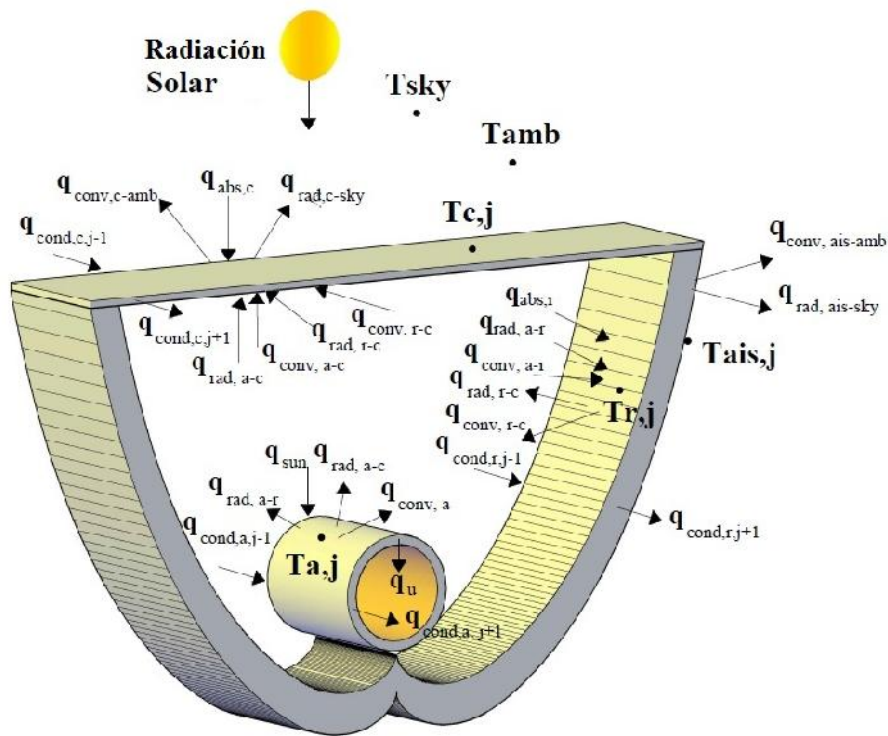


Figura 5. Mecanismos de transferencia de calor involucrados en cada uno de los componentes del CPC

Para resolver las ecuaciones del flujo del fluido en el tubo receptor, se toman en consideración las características geométricas del tubo (diámetro interno, espesor de pared, etc). En la Figura 6 se muestra un VC del tubo, de diámetro D , por donde internamente pasa el flujo másico \dot{m} , se recibe un flujo de calor q_u y se tienen valores de temperatura previo “j-1” y posterior “j+1” a la sección de estudio.

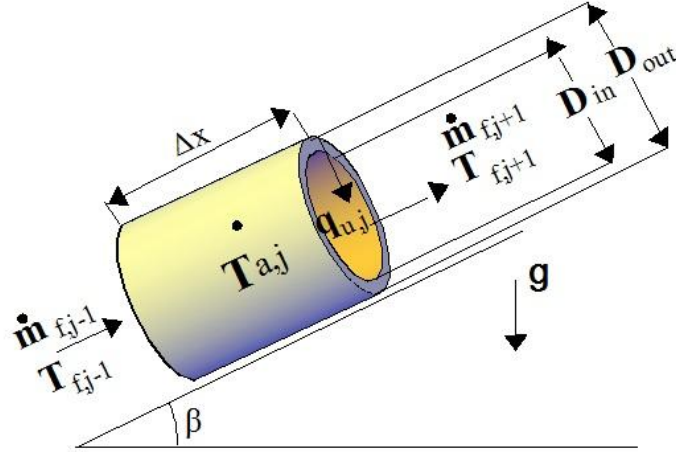


Figura 6. Volumen de Control del tubo receptor.

Continuidad:

$$m_f^j - m_f^{j-1} + \frac{\partial m_f}{\partial t} = 0 \quad (2.1)$$

El flujo másico es obtenido de la discretización de la ecuación de continuidad.

$$m_{f,j} = m_{f,j-1} - \frac{A_f \Delta x}{\Delta t} (\rho_{f,tp} - \rho_{f,tp}^o) \quad (2.2)$$

Momentum:

$$m_{f,g} V_{f,g} + m_{f,l} V_{f,l}^j + \Delta x \frac{\partial \bar{m}_f}{\partial t} = - P_f^j A_f - \tau_{wp} \Delta x - m_f g \sin \beta \quad (2.3)$$

La presión se obtiene de la discretización de la ecuación de momentum.

$$P_{f,j} = P_{f,j-1} - \frac{\Delta x}{A_t} \left[\pi D_{in} \Phi \frac{\bar{f}}{4} \frac{\bar{m}_f^2}{2 \rho_{f,tp} A_t^2} + \frac{\dot{m}_f}{\Delta x} x_{f,g} V_{f,g} + 1 + x_{f,g} V_{f,l}^j + \frac{\bar{m}_f - \bar{m}_f^o}{\Delta t} + \rho_{f,tp} A_f g \sin \beta \right] \quad (2.4)$$

Energía:

$$m_{f,l} e_{f,l} + m_{f,g} e_{f,g}^j + \frac{\partial \bar{m}_f (e_{f,l} + \bar{m}_f e_{f,g})}{\partial t} - A_t \Delta x \frac{\partial \bar{P}_f}{\partial t} = q_{u,f} p_f \Delta x \quad (2.5)$$

De la ecuación de energía y continuidad, se obtiene la ecuación de entalpía.

$$h_{f,j} = \frac{2 \pi D_{in} \Delta x q_{u,f} - a \dot{m}_{f,j} + b \dot{m}_{f,j-1} + c A_f \Delta x_j / \Delta t}{\dot{m}_{f,j} + \dot{m}_{f,j-1} + \rho_{f,tp}^o A_f \Delta x_j / \Delta t} \quad (2.6)$$

Donde:

$$q_{u,j} = h_f(T_{a,j} - T_{f,j} + T_{f,j+1} / 2) \quad (2.7)$$

$$a = x_{f,g}V_{f,g} + 1 - x_{f,g} V_{f,l}^2 + g\sin\beta\Delta x - h_{f,j-1} \quad (2.8)$$

$$b = x_{f,g}V_{f,g} + 1 - x_{f,g} V_{f,l}^2 + g\sin\beta\Delta x + h_{f,j-1} \quad (2.9)$$

$$c = 2 P_{f,j-1} - P_{f,j-1}^o - P_{f,tp}^o h_{f,j-1} - 2h_{f,j-1}^o - \rho_f V_{f,j-1}^2 - \rho_f^o V_{f,j-1}^o{}^2 \quad (2.10)$$

Las propiedades termofísicas del transporte del fluido fueron calculadas usando los valores obtenidos por REFPROP v.7.0 (28).

Para la conducción de calor en la pared del tubo receptor se supuso una distribución de temperatura transitoria unidimensional (29), lo cual se representa en la Figura 7, donde se muestra un VC de sección transversal y los fenómenos de transferencia de calor involucrados como son las pérdidas de calor hacia el ambiente, el calor recibido y el calor útil; en cada VC se muestra el balance de calor, Siendo “n”, “s”, “e” y “o” las caras del VC, donde “j” representa el central, “j-1” y “j+1” son los vecinos de cada VC.

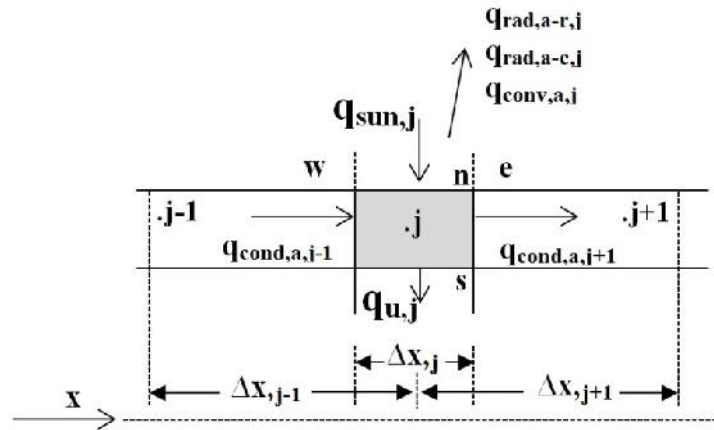


Figura 7. VC de la pared del tubo receptor.

Después de integrar la ecuación de energía sobre cada VC, se obtiene la siguiente ecuación.

$$q_{sun,j} - q_{rad,a-c,j} - q_{rad,a-r,j} - q_{conv,a,j} P_n - q_{u,j} P_s \Delta x + q_{cond,a,j-1} - q_{cond,a,j+1} A_{tr,a} = m_f \frac{\partial \bar{h}_f}{\partial t}$$

(2.11)

Donde $q_{u,j}$ se evalúa usando el coeficiente de transferencia de calor convectivo, la temperatura en el flujo del fluido y la temperatura del tubo receptor en cada VC. Los flujos de calor conductivos fueron evaluados con la ley de Fourier:

$$q_{\text{cond},\Delta x,j+1} = k_{j+1} \Delta T / \Delta x_{j+1} \quad \text{y} \quad q_{\text{cond},\Delta x,j-1} = k_{j-1} \Delta T / \Delta x_{j-1} .$$

Donde k es la conductividad del material (cubierta, receptor y reflector) para cada volumen de control que se analiza.

La ganancia de energía es igual a la energía solar incidente reducida por las pérdidas ópticas en el concentrador, las pérdidas térmicas en el tubo receptor, la cubierta, reflector y la conducción de calor en la pared del tubo receptor.

La ganancia de energía por unidad de área en el tubo receptor es:

$$q_{u,j} = q_{\text{sun},j} - q_{\text{rad},a-c,j} - q_{\text{rad},a-r,j} - q_{\text{conv},a-c,j} - q_{\text{conv},a-r,j} + q_{\text{cond},a,j-1} - q_{\text{cond},a,j+1} \quad (2.12)$$

Donde:

$$q_{\text{sun},j} = \frac{A_c}{A_a} S \quad (2.13)$$

La radiación solar absorbida (S), fue calculada por el método presentado por Duffie y Beckman (30), donde involucra la contribución de la radiación directa, difusa y la reflejada por la Tierra. La radiación solar absorbida es función de las propiedades radiativas de los componentes del CPC y las condiciones ambientales.

$$S = G_{b\text{CPC}} \tau_{c_b} \tau_{\text{CPC}_b} \alpha_b + G_{d\text{CPC}} \tau_{c_d} \tau_{\text{CPC}_d} \alpha_d + G_{gr\text{CPC}} \tau_{c_{gr}} \tau_{\text{CPC}_{gr}} \alpha_{gr} \quad (2.14)$$

La transmitancia a través de materiales transparentes es un parámetro importante. La transmitancia de la cubierta se obtiene de (30):

$$\tau = \tau_a \tau_r \quad (2.15)$$

$$\text{Donde } \tau_a = \frac{I_{\text{transmitida}}}{I_{\text{incidente}}} = \exp - \frac{KL}{\cos\theta_2} \quad (2.16)$$

Donde K es el coeficiente de extinción el cual varía de 4 m^{-1} a 32 m^{-1} (depende de la calidad del vidrio) y L corresponde al espesor del material.

$$\tau_r = \frac{1}{2} \frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \quad (2.17)$$

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (2.18)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (2.19)$$

θ_1 y θ_2 son los ángulos de incidencia y refracción cuando entra al medio. r_{\perp} y r_{\parallel} representan los valores de refracción paralelos y perpendiculares a la superficie de la cubierta.

Receptor:

$$Q_{\text{sun},a,j} - Q_{u,j} - Q_{\text{rad},a-c,j} - Q_{\text{rad},a-r,j} - Q_{\text{conv},a-c,j} - Q_{\text{conv},a-r,j} + Q_{\text{cond},a,j-1} - Q_{\text{cond},a,j+1} = 0 \quad (2.20)$$

Desarrollando la ecuación anterior

$$Q_{\text{sun},a,j} - Q_{u,j} - h_{\text{rad},a-c} T_{a,j} - T_{c,j} - h_{\text{rad},a-r} T_{a,j} - T_{r,j} - h_{\text{conv},a-c} T_{a,j} - T_{c,j} - h_{\text{conv},a-r} T_{a,j} - T_{r,j} + \frac{k_{a,j-1}}{\Delta x_{j-1}} T_{a,j} - T_{a,j-1} \frac{A_{\text{tr},a}}{A_a \Delta x_j / L} - \frac{k_{a,j+1}}{\Delta x_{j+1}} T_{a,j} - T_{a,j+1} \frac{A_{\text{tr},a}}{A_a \Delta x_j / L} = 0 \quad (2.21)$$

Despejando la temperatura del receptor ($T_{a,j}$):

$$T_{a,j} = \frac{\tilde{Q}_{\text{sun},a,j} - \tilde{Q}_{u,j} + (h_{\text{rad},a-c} + h_{\text{conv},a-c}) T_{c,j} + (h_{\text{conv},a-r} + h_{\text{rad},a-r}) T_{r,j} - \frac{k_{a,j-1}}{\Delta x_{j-1}} T_{a,j-1} - \frac{k_{a,j+1}}{\Delta x_{j+1}} T_{a,j+1} - \frac{A_{\text{tr},a}}{A_a \Delta x_j / L}}{h_{\text{rad},a-c} + h_{\text{rad},a-r} + h_{\text{conv},a-c} + h_{\text{conv},a-r} - \frac{k_{a,j-1}}{\Delta x_{j-1}} + \frac{k_{a,j+1}}{\Delta x_{j+1}}} \quad (2.22)$$

Donde: $A_a = \pi D_{\text{out}} L$

$$A_{\text{tr},a} = \frac{\pi(D_{\text{out}}^2 - D_{\text{in}}^2)}{4} \quad (2.23)$$

Cubierta:

$$Q_{\text{abs},c,j} + Q_{\text{rad},a-c,j} + Q_{\text{conv},a-c,j} + Q_{\text{rad},r-c,j} + Q_{\text{conv},r-c,j} - Q_{\text{conv},c-\text{amb},j} - Q_{\text{rad},c-\text{sky},j} + Q_{\text{cond},c,j-1} - Q_{\text{cond},c,j+1} = 0 \quad (2.24)$$

Desarrollando la ecuación anterior

$$\begin{aligned}
& q_{\text{abs},c,j} + h_{\text{rad},a-c} T_{a,j} - T_{c,j} + h_{\text{conv},a-c} T_{a,j} - T_{c,j} + h_{\text{rad},r-c} T_{r,j} - T_{c,j} + \\
& h_{\text{conv},r-c} T_{r,j} - T_{c,j} - h_{\text{conv},c-\text{amb}} T_{c,j} - T_{\text{amb}} - h_{\text{rad},c-\text{sky}} T_{c,j} - T_{\text{sky}} + \frac{K_{c,j-1}}{\Delta x_{j-1}} T_{c,j} - \\
& T_{c,j-1} \frac{A_{\text{tr},c}}{A_c \Delta x_j / L} - \frac{K_{c,j+1}}{\Delta x_{j+1}} T_{c,j} - T_{c,j+1} \frac{A_{\text{tr},c}}{A_c \Delta x_j / L} = 0
\end{aligned} \quad (2.25)$$

Al despejar la temperatura de la cubierta ($T_{c,j}$):

$$\begin{aligned}
& T_{c,j} = \\
& \frac{\tilde{q}_{\text{abs},c,j} + (h_{\text{rad},a-c} + h_{\text{conv},a-c}) T_{a,j} + h_{\text{rad},c-\text{sky}} T_{\text{sky}} + h_{\text{conv},c-\text{amb}} T_{\text{amb}} + (h_{\text{conv},r-c} + h_{\text{rad},r-c}) T_{r,j} - \frac{K_{c,j-1}}{\Delta x_{j-1}} T_{c,j-1} - \frac{K_{c,j+1}}{\Delta x_{j+1}} T_{c,j+1} \frac{A_{\text{tr},c}}{A_c \Delta x_j / L}}{h_{\text{rad},a-c} + h_{\text{conv},a-c} + h_{\text{rad},c-\text{sky}} + h_{\text{conv},c-\text{amb}} + h_{\text{conv},r-c} + h_{\text{rad},r-c} - \frac{K_{c,j-1}}{\Delta x_{j-1}} + \frac{K_{c,j+1}}{\Delta x_{j+1}}}
\end{aligned} \quad (2.26)$$

$$A_c = wL$$

$$A_{\text{tr},c} = we$$

Donde:

w es el ancho y e es el espesor del vidrio.

Reflector:

$$\begin{aligned}
& q_{\text{abs},r,j} + q_{\text{rad},a-r,j} + q_{\text{conv},a-r,j} - q_{\text{rad},r-c,j} - q_{\text{conv},r-c,j} - q_{\text{cond},r-\text{ins},j} + q_{\text{cond},r,j-1} - \\
& q_{\text{cond},r,j+1} = 0
\end{aligned} \quad (2.27)$$

Desarrollando la ecuación anterior

$$\begin{aligned}
& q_{\text{abs},r,j} + h_{\text{rad},a-r} T_{a,j} - T_{r,j} + h_{\text{conv},a-r} T_{a,j} - T_{r,j} - h_{\text{rad},r-c} T_{r,j} - T_{c,j} - \\
& h_{\text{conv},r-c} T_{r,j} - T_{c,j} - \frac{K_{\text{ins}}}{L_{\text{ins}}} T_{r,j} - T_{\text{ins},j} + \frac{K_{r,j-1}}{\Delta x_{j-1}} T_{r,j} - T_{r,j-1} \frac{A_{\text{tr},r}}{A_r \Delta x_j / L} - \frac{K_{r,j+1}}{\Delta x_{j+1}} T_{r,j} - \\
& T_{r,j+1} \frac{A_{\text{tr},r}}{A_r \Delta x_j / L} = 0
\end{aligned} \quad (2.28)$$

Despejando la temperatura del reflector $T_{r,j}$:

$$\begin{aligned}
& T_{r,j} = \frac{\tilde{q}_{\text{abs},r,j} + (h_{\text{rad},a-r} + h_{\text{conv},a-r}) T_{a,j} + (h_{\text{rad},r-c} + h_{\text{conv},r-c}) T_{c,j} - \frac{K_{r,j-1}}{\Delta x_{j-1}} T_{r,j-1} - \frac{K_{r,j+1}}{\Delta x_{j+1}} T_{r,j+1} \frac{A_{\text{tr},r}}{A_r \Delta x_j / L}}{h_{\text{rad},a-r} + h_{\text{conv},a-r} + h_{\text{rad},r-c} + h_{\text{conv},r-c} - \frac{K_{r,j-1}}{\Delta x_{j-1}} + \frac{K_{r,j+1}}{\Delta x_{j+1}} + \frac{K_{\text{ins}}}{L_{\text{ins}}}}
\end{aligned} \quad (2.29)$$

Los términos $q_{\text{abs},c,j}$ y $q_{\text{abs},r,j}$ de las ecuaciones 2.30 y 2.31 representa la energía absorbida por la cubierta y reflector, respectivamente. Para obtener la energía absorbida por el reflector, se multiplica la irradiancia solar por la absorptancia del reflector, la transmitancia de la cubierta por el porcentaje de rayos solares que llegan al área del reflector; éste último se

obtiene al considerar el área de la cubierta menos el área de sombra producida por el tubo absorbedor (se considera que los rayos son perpendiculares al plano del colector), dividido por el área del reflector.

$$Q_{abs,c,j} = I\alpha_c \quad (2.30)$$

$$Q_{abs,r,j} = I\alpha_r \tau_c \frac{A_{c,j} - (D_{out} \Delta x_{r,j})}{A_{r,j}} \quad (2.31)$$

El área del reflector fue calculada por la expresión obtenida en el trabajo de Ortega et al.(1).

$$L_{arc} = r \frac{\varphi^2}{2} \Big|_0^{\varphi_{inv}} + \sqrt{2} \frac{\varphi_{par} \frac{\pi}{2} + \theta_c + \varphi - \cos(\varphi - \theta_c)}{\varphi_{inv} \frac{1 + \sin(\varphi - \theta_c)}{3/2}} d\varphi \quad (2.32)$$

φ_{inv} y φ_{par} son los valores máximos de φ para la sección de involuta y para la parábola.

Parte externa del aislamiento:

$$Q_{cond,r-ins,j} = Q_{rad,ins-sky,j} + Q_{conv,ins-amb,j} \quad (2.33)$$

Desarrollando la ecuación anterior:

$$\frac{K_{ins}}{L_{ins}} T_{r,j} - T_{ins,j} = h_{conv,ins-amb} T_{ins,j} - T_{amb} + h_{rad,ins-sky} T_{ins,j} - T_{sky} = 0 \quad (2.34)$$

Al despejar la temperatura del aislamiento ($T_{ins,j}$)

$$T_{ins,j} = \frac{\frac{K_{ins}}{L_{ins}} T_{r,j} + h_{conv,ins-amb} T_{amb} + h_{rad,ins-sky} T_{sky}}{\frac{K_{ins}}{L_{ins}} + h_{conv,ins-amb} + h_{rad,ins-sky}} \quad (2.35)$$

Para simplificar el análisis los extremos del receptor, cubierta y reflector del CPC ($j=1$ y $j=nvc$), son considerados adiabáticos.

El coeficiente de transferencia de calor entre el reflector y la cubierta fue fijado a un valor constante de $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$, reportado por Prapas et al. (31) y Hsieh (32).

La transferencia de calor por convección entre el tubo receptor-reflecto y entre el tubo receptor-cubierta se calculan con las siguientes expresiones (31):

$$h_{conv,a-r} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_{a,j} - T_{r,j})}{2D_{out}} \quad (2.36)$$

$$h_{\text{conv,a-c}} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_{\text{a,j}} - T_{\text{c,j}})}{2D_{\text{out}}} \quad (2.37)$$

Los coeficientes de transferencia de calor radiativos son calculados con las siguientes ecuaciones (31):

$$h_{\text{rad,c-sky}} = \varepsilon_c \sigma (T_{\text{c,j}}^2 + T_{\text{sky}}^2) (T_{\text{c,j}} + T_{\text{sky}}) \quad (2.38)$$

$$h_{\text{rad,ins-sky}} = \varepsilon_{\text{ins}} \sigma (T_{\text{ins,j}}^2 + T_{\text{sky}}^2) (T_{\text{ins,j}} + T_{\text{sky}}) \quad (2.39)$$

$$h_{\text{rad,r-c}} = \frac{\sigma T_{\text{c,j}}^2 + T_{\text{r,j}}^2 (T_{\text{c,j}} + T_{\text{r,j}})}{1 - \varepsilon_c / \varepsilon_c + ((1 - \varepsilon_r) / \varepsilon_r) (A_c / A_r)} \quad (2.40)$$

$$h_{\text{rad,a-c}} = \frac{\sigma T_{\text{a,j}}^2 + T_{\text{c,j}}^2 (T_{\text{a,j}} + T_{\text{c,j}})}{1 / \varepsilon_c + (A_c / A_a) ((1 / \varepsilon_a) - 1)} \quad (2.41)$$

$$h_{\text{rad,a-r}} = \frac{\sigma T_{\text{a,j}}^2 + T_{\text{r,j}}^2 (T_{\text{a,j}} + T_{\text{r,j}})}{1 - \varepsilon_r / \varepsilon_r + ((1 - \varepsilon_a) / \varepsilon_a) (A_r / A_a)} \quad (2.42)$$

La temperatura del cielo es calculada como (30):

$$T_{\text{sky}} = 0.0552 T_{\text{amb}}^{1.5} \quad (2.43)$$

Para calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección de la cubierta-ambiente y del aislamiento-ambiente (30), fue usado el número de Nusselt. Este modelo es función del número de Reynolds (Re) y es válido para Prandtl (Pr) entre 0.5 y 2000.

Para $Re < 5 \times 10^3$ (Flujo laminar)

$$Nu_{\text{l,lam}} = 0.664 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr} \quad (2.44)$$

Para $5 \times 10^3 \leq Re < 5 \times 10^7$ (zona de transición)

$$Nu_{\text{l,o}} = \sqrt{Nu_{\text{l,lam}}^2 + Nu_{\text{l,turb}}^2} \quad (2.45)$$

Para $Re \geq 5 \times 10^7$ (flujo turbulento)

$$Nu_{\text{l,turb}} = \frac{0.0376 Re^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re^{-0.1} (Pr^{1/3} - 1)} \quad (2.46)$$

Finalmente, se considera un factor de corrección (33) para la diferencia entre: la temperatura ambiente y la temperatura de la cubierta.
la temperatura ambiente y la temperatura externa del aislamiento.

$$Nu_1 = \frac{T_{amb}}{T_{c,j}}^{0.12} Nu_{1,o} \quad (2.47)$$

El acoplamiento de las subrutinas se desarrolló iterativamente hasta alcanzar el criterio de convergencia, la Figura 8 muestra un diagrama de flujo para el procedimiento. Para la primera iteración, la temperatura ambiente se toma como valor inicial de todas las temperaturas y para todos los volúmenes de control (tubo receptor, cubierta, reflector y aislamiento).

1. Resuelve las ecuaciones del fluido en el tubo receptor, la distribución de temperatura en la pared del tubo receptor es considerada como condición de frontera y se evalúa el coeficiente de transferencia de calor en el fluido del VC.
2. En la pared del tubo receptor, la distribución de temperatura es recalculada usando la temperatura del flujo del fluido y el coeficiente de transferencia de calor evaluado en el paso anterior y considerando la ganancia de energía y las pérdidas como condición de frontera.
3. En el reflector y cubierta, la distribución de temperatura es recalculada usando los coeficientes de transferencia conductivo, convectivo y radiativo evaluados, y se considera la energía absorbida por cada uno de estos componentes.
4. En la parte externa del aislamiento, la distribución de temperatura es recalculada usando los coeficientes de transferencia de calor evaluados.
5. Con el análisis térmico y óptico en cada componente del CPC y la distribución de temperatura en la pared del tubo receptor calculado en pasos anteriores, la ganancia de energía útil es obtenida.

En cada VC las ecuaciones son iterativamente resueltas hasta que se cumpla el criterio de convergencia, donde T representa las variables dependientes (flujo másico, presión y entalpía), T* representa los valores de la iteración anterior y δ es el valor especificado de convergencia.

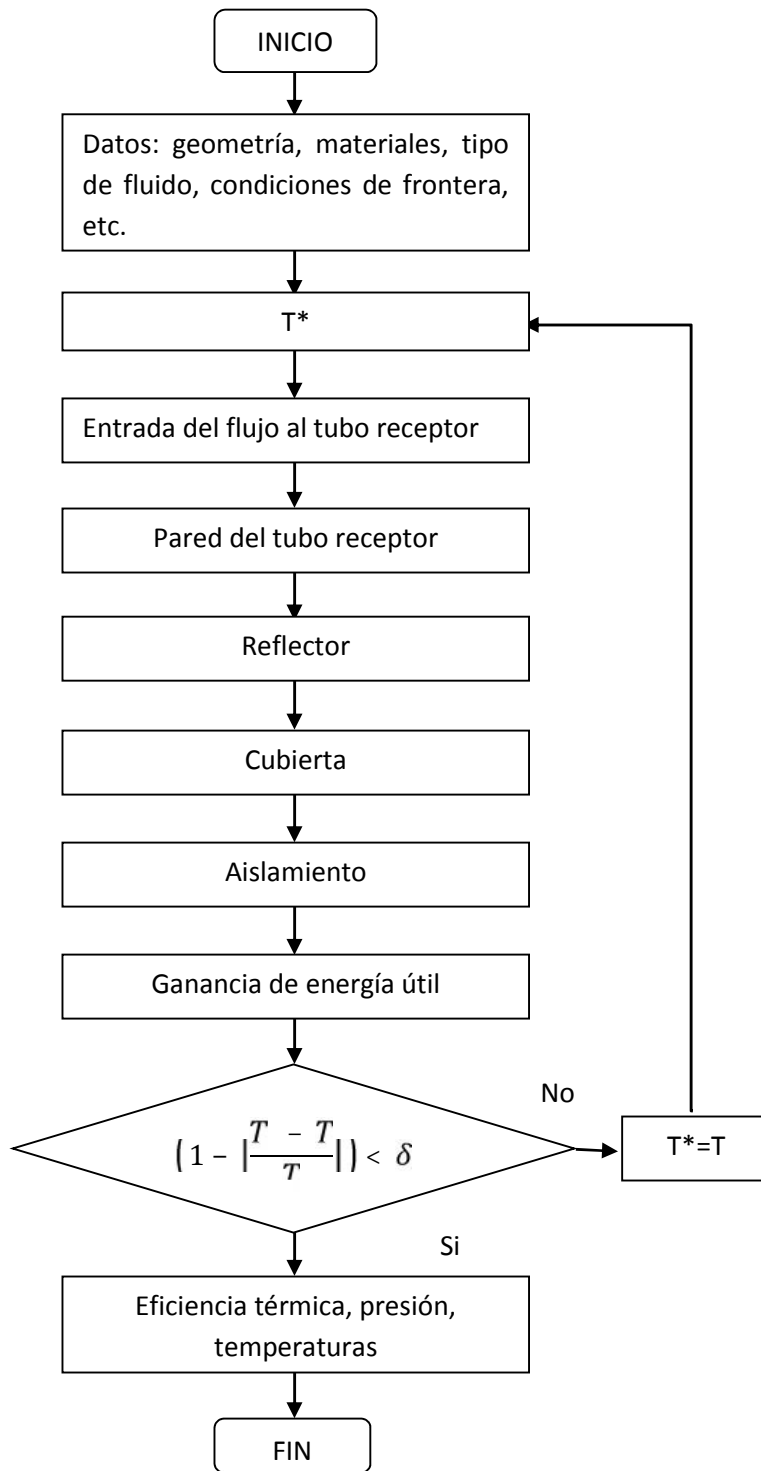


Figura 8. Diagrama de flujo del programa de simulación.

Capítulo 3

3. Diseño del Concentrador Parabólico Compuesto y protocolo de pruebas experimentales.

El diseño del Concentrador Parabólico Compuesto surge para suministrar calor a un Sistema de Refrigeración Solar por Absorción (SRSA) el cual opera con la mezcla amoniaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$), como parte de un proyecto Sener-Conacyt; el cual derivó los trabajos de tesis del Dr. Luis Domínguez (34), del Dr. Javier Hernández (35) y del Dr. Pedro Soto (23).

En este capítulo se describen las condiciones que se tomaron en cuenta para el diseño del Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) y el protocolo de pruebas experimentales que se realizó de acuerdo a la NMX-ES-001-NORMEX-2005 (36).

3.1.1 Condiciones de operación requeridas por el SRSA.

De acuerdo a las condiciones de operación del SRSA que se muestran en la Tabla 1, se realizaron diversas simulaciones con diferentes diámetros de tubo receptor y ángulos de aceptación de CPC, para elegir el más adecuado, se utilizó el modelo numérico realizado por Ortega et al. (1).

Las condiciones del SRSA, son condiciones requeridas para el suministro de calor necesario en el generador del sistema, el cual consta de una coraza que en su interior aloja un serpentín por donde circula un flujo de agua caliente para separar el refrigerante de la solución que circula a contracorriente por la coraza.

Tabla 1. Condiciones generales para el diseño del CPC.

Variable	Valor	Unidades
Temperatura de operación a entregar con CPC	110	°C
Potencia a entregar con el banco de CPC solar	12.7	kW
Potencia a entregar al generador del SRSA	10.2	kW
Irradiancia global promedio para diseño	750	W/m ²
Fluido de trabajo	Agua-Etilen Glicol (40%)	%

3.1.2 Sistema de Refrigeración Solar por Absorción (SRSA)

Los Sistemas de Refrigeración por Absorción (SRSA) son los más usados en las aplicaciones de refrigeración solar térmica. En la refrigeración por absorción se aprovecha la propiedad de una sustancia líquida o sólida para absorber un gas y de esta manera formar una solución. El gas absorbido puede ser liberado suministrando energía térmica a la solución aumentando su temperatura y presión.

El principio básico de un SRSA se muestra en la Figura 9. Consta básicamente de un absorbedor, un generador, un evaporador, un condensador, un economizador, una bomba de solución y dos válvulas de expansión. El ciclo de absorción opera bajo dos niveles de presión, la zona de baja presión corresponde al evaporador y absorbedor; mientras que en la zona de alta presión donde sucede la separación del refrigerante se encuentra el condensador y generador.

En términos generales un sistema de refrigeración por absorción es similar a un sistema de refrigeración por compresión, sustituyendo el compresor mecánico por un “compresor térmico”, el cual está conformado por un absorbedor, un generador, una bomba de solución y una válvula de expansión.

El vapor refrigerante que es producido por el evaporador se encuentra a presión y temperatura baja, éste es absorbido por una solución en el absorbedor, donde cede calor a la temperatura ambiente. Posterior al proceso de absorción se obtiene una solución concentrada en refrigerante, el cual se envía a la zona de alta presión donde se encuentra el generador. Al generador se le suministra calor de una fuente térmica a alta temperatura, por lo que la sucede la separación, una parte del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado se envía al condensador, la solución restante sale del generador y retorna hacia el absorbedor. El refrigerante se enfría y se condensa en el condensador, cediendo calor a la temperatura ambiente, con la válvula de expansión se baja la presión y temperatura del refrigerante. El refrigerante con baja presión y temperatura se evapora en el evaporador con el suministro del calor del espacio que será enfriado, este vapor refrigerante se envía al absorbedor para continuar con el ciclo.

En el absorbedor se lleva a cabo el proceso de absorción entre la mezcla que llega del generador y el vapor de refrigerante que viene del evaporador.

En el generador ingresa la solución absorbente-refrigerante. La solución se calienta y el refrigerante se desprende en estado de vapor sobrecalentado, como consecuencia del aporte de calor exterior (Q_{GE}).

El evaporador es el encargado del cambio de fase del refrigerante por medio del calor del espacio a refrigerar.

En el condensador sucede la remoción de calor, de manera que se enfría el vapor refrigerante caliente, entonces el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión hacia la parte de baja presión del sistema.

El economizador es un intercambiador de calor cuya función es ayudar a que la solución procedente del generador entre al absorbedor a una temperatura más baja y precalentar la mezcla que entra al generador.

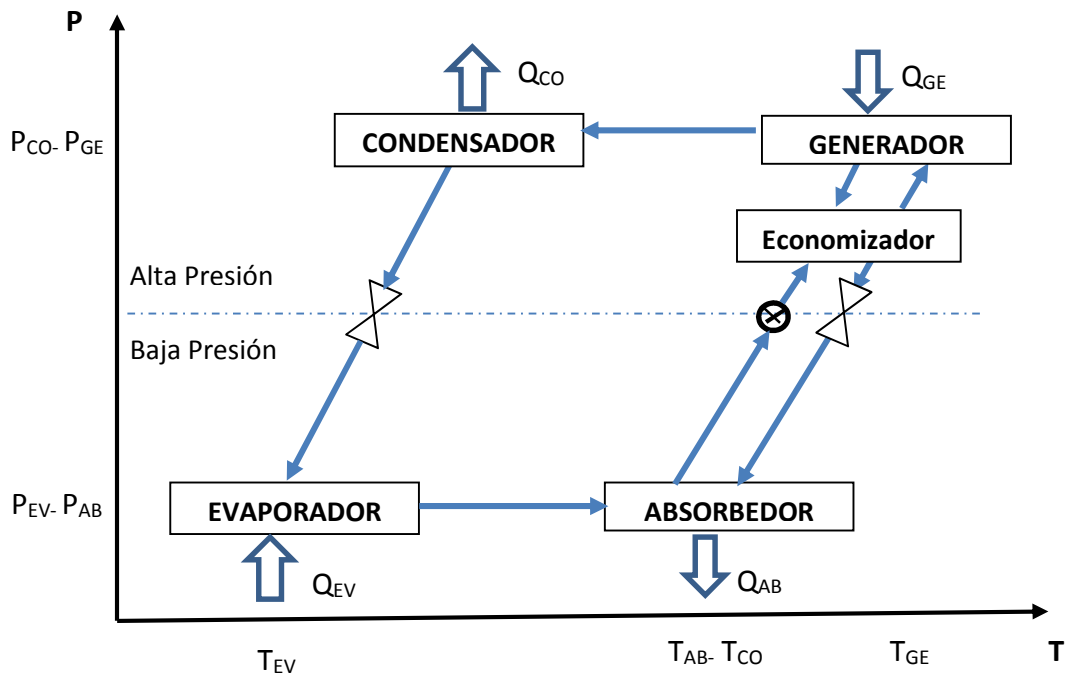


Figura 9. Ciclo básico de un SRSA.

3.2 Captadores solares

Los captadores solares son dispositivos que absorben la radiación solar convirtiéndola en calor y transfiriéndola al fluido que circula en el interior del captador. La importancia en el desarrollo de los sistemas solares, es tener una gran capacidad de absorción de la radiación solar para tener una mayor transferencia de calor hacia el fluido, sin embargo se debe asegurar minimizar las pérdidas de calor hacia el ambiente para asegurar una alta eficiencia, no dejando a un lado el costo de estos dispositivos.

Existen básicamente dos tipos de captadores solares. No concentradores o estacionarios y concentradores(37):

- Los estacionarios son colectores que permanecen fijos sin seguimiento al sol, tienen la misma área de captación y de recepción de la radiación solar.

- Los concentradores son dispositivos que aumentan la intensidad solar sobre una superficie absorbente, su área de captación enfoca los rayos del sol a una superficie receptora de menor área, y la mayoría requiere de un sistema de seguimiento.

Comercialmente hay tres tipos de captadores comúnmente utilizados:

- Colectores de placa plana: básicamente es una superficie plana que es expuesta a la radiación solar, absorbe el calor y la transmite al fluido. La principal característica es que no requiere de tecnología especializada, superficies reflectoras y tampoco mecanismos de seguimiento.
- Colectores de tubos evacuados: La superficie captadora está aislada del exterior por uno o dos tubos de vidrio que crean una cámara al vacío, de este modo se evita la convección y las pérdidas correspondientes. Suelen emplear una superficie de captación formada por una serie de tubos con aletas recubiertas de una superficie selectiva (superficie de elevada absorción para la radiación solar y baja emitancia de radiación térmica) y circulando el fluido en su interior.
- Captadores con concentración: estos sistemas se basan en la captación y reflexión de los rayos solares para concentrar en un área pequeña llamada receptor; usan materiales que sean muy reflectivos o bien lentes para focalizar los rayos solares, consiguiendo temperaturas más altas que los sistemas de placa plana. Los colectores de concentración solar resultan una buena opción para el sector industrial por las temperaturas que se requieren, además de ser sistemas más sofisticados y robustos. Existen diversos captadores de este tipo como el CPC, el colector cilindro parabólico, el colector Fresnel lineal y el colector de plato parabólico (38). La mayoría requieren de dispositivos mecánicos para seguir el sol en su recorrido a lo largo del día.

Me enfocaré en los Concentradores Parabólicos Compuestos que se encuentran dentro de la clasificación de los sistemas de mediana temperatura y que son el tema principal del presente trabajo.

Se han clasificado tres tipos de sistemas de acuerdo a la temperatura que los sistemas solares pueden alcanzar (39):

- De baja temperatura: la captación es directa y la temperatura alcanzada por el fluido se encuentra por debajo del punto de ebullición del agua.
- De mediana temperatura; captación de bajo índice de concentración, con temperatura del fluido superior a los 100°C e inferiores a 400°C;
- De alta temperatura; captación de alto índice de concentración y temperatura por encima de 400°C.

3.2.1 Concentradores Parabólicos Compuestos (CPC)

En la década de 1960 se inventó el Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) por diversos autores, en Estados Unidos por Heinterberger y Winston, en Alemania por Ploke y en la U.R.S.S. por Baranov y Melnikov (40).

El CPC es llamado concentrador de no imagen, debido a la virtud de procesar el flujo de radiación para lograr la concentración más alta posible, sin importar la dirección que éste pueda tener (41); tiene la capacidad de reflejar al receptor los rayos que se encuentran dentro del ángulo de aceptación, la concentración de energía solar no requiere de un sistema de seguimiento sino sólo ajustes estacionales, lo que disminuye el costo, haciéndoles una tecnología atractiva en diversas aplicaciones.

La razón de concentración geométrica es definida como la relación del área de apertura entre el área del receptor.

$$C = A_a/A_r \quad (3.1)$$

El área de apertura, es el área que permite la entrada de los rayos solares, está limitada por el ángulo medio de aceptación, debido a que sólo los rayos dentro del ángulo de aceptación, se reflejan al receptor.

Para aplicaciones solares, las formas del receptor más usadas son plano, “V” invertida y cilíndrico o tubular, teniendo ventajas este último ya que un receptor tubular está iluminado por todos sus lados, por lo que requiere sólo la mitad de material que uno plano (42), además de que permite realizar la remoción de calor por el fluido de manera más eficiente.

El CPC con receptor cilíndrico mostrado en la Figura 10, está formado por dos segmentos distintos, ambas secciones de involuta. El primer segmento se muestra desde la parte inferior (A) del receptor al punto “C”, que es la involuta de la sección transversal del receptor, mientras que el segundo segmento se desarrolla desde el punto “C” a la parte superior de la curva.

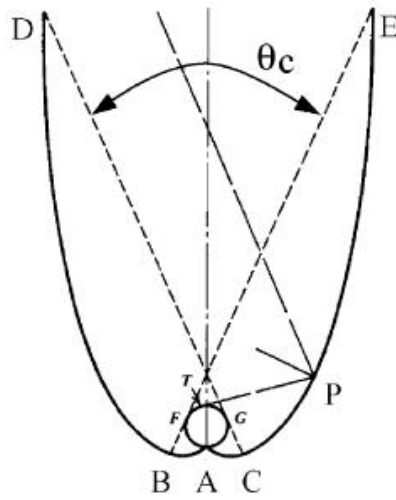


Figura 10. Concentrador parabólico con receptor cilíndrico (43).

La solución de la geometría, está dada en dos porciones separadas (44):

Una porción para la primera involuta $|\Phi| < \theta_c + \pi/2$ y una para la segunda involuta $|\Phi| > \theta_c + \pi/2$

$$\rho(\Phi) = r \quad \text{para} \quad |\Phi| < \theta_c + \frac{\pi}{2} \quad (\text{involuta de la curva}) \quad (3.2)$$

$$\rho(\Phi) = r \frac{\Phi + \theta_c + \frac{\pi}{2} - \cos \Phi - \theta_c}{1 + \sin \Phi - \theta_c} \quad \text{para} \quad \theta_c + \frac{\pi}{2} < |\Phi| < \frac{3\pi}{2} - \theta_c \quad (3.3)$$

Para generar la curva se incrementa Φ en radianes, se calcula la longitud ρ y las coordenadas x y y .

$$x = r \sin \Phi - \rho \cos \Phi \quad (3.4)$$

$$y = -r \cos \Phi - \rho \sin \Phi \quad (3.5)$$

3.2.2 Diseño del CPC

La característica de los sistemas de concentración bidimensionales es el límite termodinámico para el factor de concentración (40), donde todos los rayos que se encuentren dentro del ángulo medio de aceptación, tocarán al receptor de forma directa o bien con algunos rebotes.

El ángulo medio de aceptación θ_c , se define como el ángulo dentro de cual se permite la entrada de rayos solares o una fuente de luz y converger sobre el receptor (40).

Una vez propuesto el ángulo medio de aceptación θ_c y el diámetro del tubo receptor, es posible determinar el factor de concentración:

$$C_{lineal,max} = \frac{1}{\text{sen } \theta_c} \quad (3.6)$$

3.2.3 Truncamiento del CPC

Un inconveniente de los CPCs es la altura de estos, se vuelven muy altos a medida que aumenta la concentración.

En aplicaciones prácticas un CPC generalmente se trunca para reducir el costo de la superficie reflectiva y para reducir las dimensiones físicas a niveles aceptables. El truncamiento no afecta el ángulo de aceptación, pero sí cambia la relación altura apertura, la relación de concentración y el número promedio de reflexiones (30).

Los extremos superiores de los reflectores requieren una gran área, contribuyen poco a que la radiación alcance el receptor y aumentan el costo del material reflectivo.

Existen varios métodos para realizar el truncamiento en el CPC, siendo consultados los siguientes: en la literatura se reportan tablas sobre la relación altura y apertura del CPC completo o con truncamiento en función de su factor de concentración (30); Rivera Blanco (27) en su tesis de doctorado se basó en el método de Mc Intire (1979) (45); Naghelli Ortega (46), de igual manera reporta una metodología que se utilizó en el trabajo de maestría de la M.I. Mexitli Sandoval (47) y en el presente trabajo. El cual consistió en diseñar el CPC con un 10% mayor al factor de concentración que se deseaba, para obtener la concentración real.

3.2.3.1 Geometrías analizadas

Para el diseño del CPC con receptor cilíndrico se consideraron dos diámetros de tubo receptor (diámetro nominal de 1/2" y 3/4") y se analizaron diversas propuestas de ángulo de aceptación, los cuales fueron utilizados para la simulación y poder elegir el más adecuado a las necesidades de energía requeridas.

Se generó la geometría de cada reflector (Figura 11) con diferentes ángulos de aceptación, utilizando las ecuaciones 2.12 y 2.13:

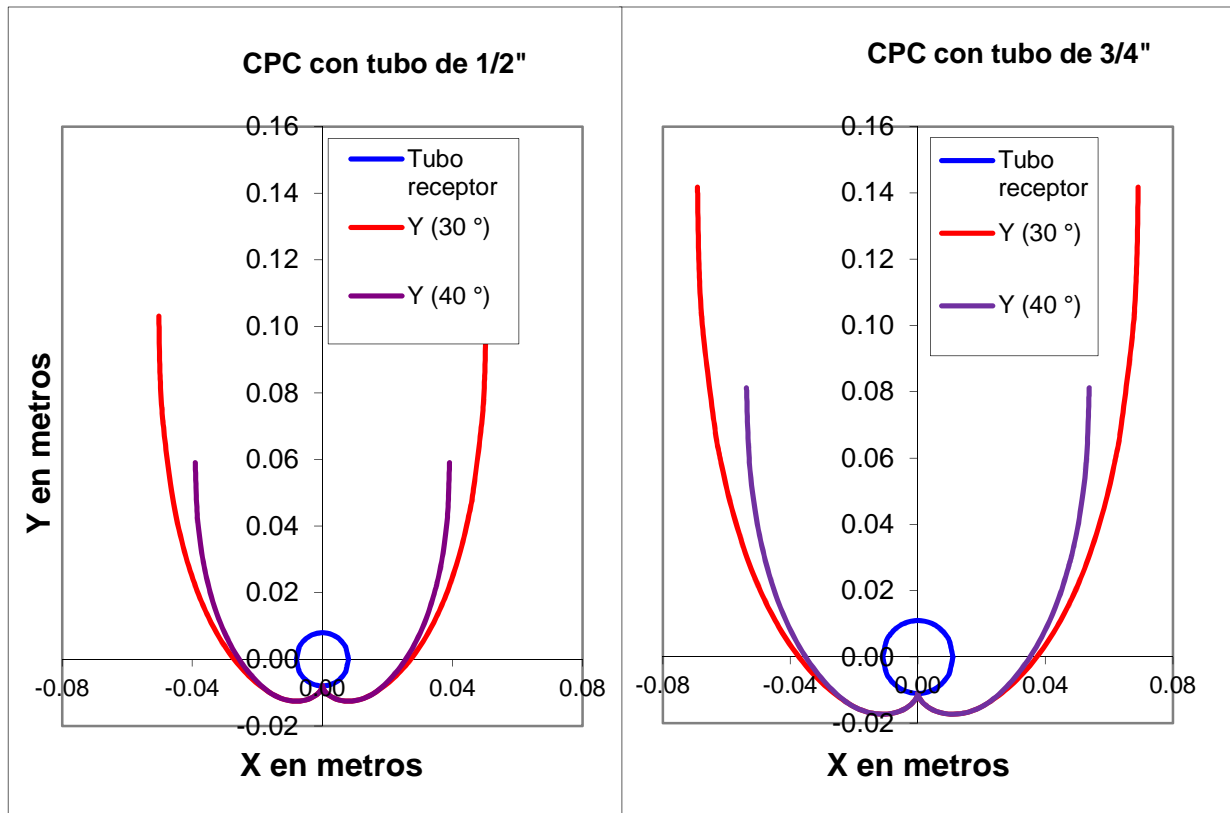


Figura 11. Geometría del reflector para cada ángulo de ángulo de aceptación.

En la Tabla 2, se presentan las cuatro configuraciones que fueron consideradas inicialmente para realizar la simulación. Dentro de las consideraciones tomadas en cuenta para elegir el diseño ideal fueron: el ángulo de aceptación, las horas de trabajo (área de apertura real entre 15, que son los grados que corresponde una hora), el tamaño de cada CPC para su manufactura, el costo y la disponibilidad del tubo de cobre, las dimensiones del vidrio para determinar el número de ramales, y los requerimientos de energía que cada configuración entregaba para cumplir con lo solicitado por el SRSA.

Tabla 2. Configuraciones de CPC, con dos diferentes ángulos de aceptación.

Parámetro	Configuración	Configuración	Configuración	Configuración
	1	2	3	4
Díámetro nominal (in)	3/4	1/2	1/2	3/4
Radio (m)	0.011	0.008	0.008	0.011
Ancho (m)	0.097	0.090	0.070	0.124
Alto (m)	0.049	0.056	0.036	0.078
Ángulo de aceptación (°)	40	30	40	30

Concentración real	1.40	1.80	1.40	1.80
N. de ramales por módulo	12	12	16	9
Tiempo real de trabajo (h)	6.1	4.5	6.1	4.5
T (°C)	18.4	18.53	17.92	17.74
Q_T (kW)	13.31	13.19	12.80	12.87

De acuerdo a los resultados de la simulación, cada configuración cumplía con la capacidad del SRSA, sin embargo, por el alto costo del cobre y por el tamaño de la geometría a fabricar, se decidió por la configuración 2, con el diámetro de ½”, y ángulo de aceptación de 30°.

La Figura 12 muestra la curvatura y las dimensiones del CPC que se desarrolló en el presente trabajo.

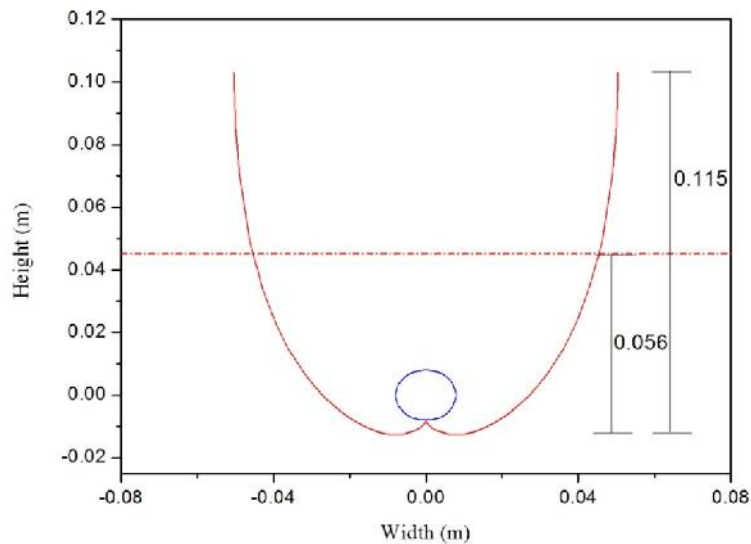


Figura 12. Dimensiones del CPC con tubo receptor de ½”.

En la Tabla 3 se muestran las dimensiones y el porcentaje de reducción que se tiene al truncar el CPC de diseño del presente trabajo.

Tabla 3. Dimensiones del CPC desarrollado y con truncamiento.

	Completo	Truncado	% de reducción
Altura (m)	0.115	0.056	51.0
Apertura (m)	0.100	0.090	10.0
Razón de concentración	2.0	1.8	10.0

Perímetro del reflector (m)	0.281	0.163	42.1
-----------------------------	-------	-------	------

Al aplicar el truncamiento, la relación altura-apertura y la razón de concentración (2.0 a 1.8) cambian, reduciendo el material reflectivo, lo que significa un ahorro en el costo del material.

Se utilizó un programa de trazado de rayos llamado “Tonatiuh” (48), creado por el Departamento de Energía Solar Térmica del Centro Nacional de Energías Renovables (CENER) de España, en la colaboración de la Universidad de Texas en Brownsville (UTB). Es un software de código abierto para la simulación óptico-energética de sistemas solares de concentración que combina el trazado de rayos con el método de Monte Carlo para simular el comportamiento óptico de los reflectores.

El objetivo de utilizar el programa fue conocer en condiciones ideales cuánta energía se perdía en el receptor al aplicarle el truncamiento. En la Tabla 4, se muestra las condiciones a las que se realizó la simulación.

Para realizar la simulación primero se define el número de rayos que se van a lanzar, posteriormente se define la potencia incidente en la dirección principal de propagación de la radiación solar captada en la unidad de superficie normal; el programa tiene un valor fijo de 1000 W/m².

Se introduce la posición aparente del sol para el instante en el que se van a realizar los cálculos respecto a un observador situado en el centro de coordenadas de referencia. Esta posición se define en el programa mediante el ángulo acimutal solar y el ángulo de elevación respecto al eje Sur y al plano del horizonte. El programa considera inicialmente valores de 0° y 90° para el ángulo acimutal solar y el ángulo de elevación respectivamente. En esta simulación se dejaron estos valores debido a que lo que se quería cuantificar es la pérdida de energía en el receptor cuando se le aplica el truncamiento, cuando este se encontraba en las mejores condiciones.

Tabla 4. Condiciones para la simulación en el programa “Tonatiuh”.

Reflectancia del reflector	Número de rayos simulados	Irradiancia (W/m ²)	Posición del sol (grados) Acimutal solar / Elevación
0.90	1,000,000	1000	0 / 90

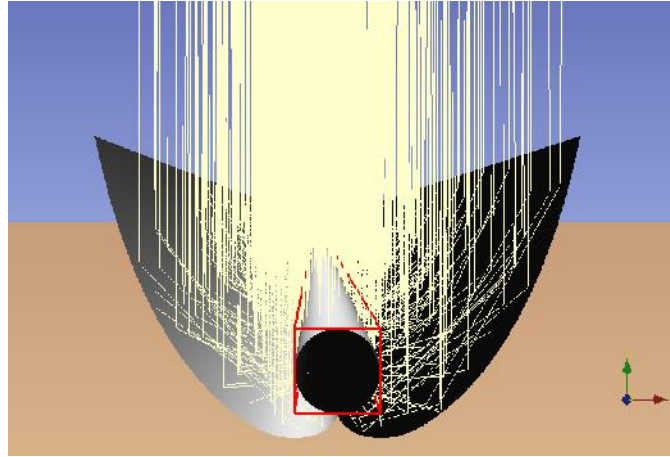


Figura 13. Trazado de rayos en “Tonatiuh”.

Los resultados tienen la finalidad de conocer cuántos fotones inciden sobre la superficie, dato que puede ser analizado utilizando un script o secuencia de código en Matlab que utiliza el software.

Al comparar los resultados de un CPC completo y un CPC truncado, bajo las mismas condiciones de simulación, estos muestran que sólo el 6.7% de los fotones no inciden en la superficie cuando existe un truncamiento.

3.2.4 Pruebas experimentales de acuerdo a la NMX-ES-001-NORMEX-2005.

De acuerdo a la norma NMX-ES-001-NORMEX-2005 (36), para determinar el rendimiento térmico de colectores solares de agua, se deben realizar tres pruebas: la determinación de la constante de tiempo, rendimiento térmico y factor modificador por efectos del ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre el colector solar.

3.2.4.1 Determinación de la constante de tiempo

La constante de tiempo de un colector es el tiempo requerido para que el fluido de trabajo alcance el 63.2% de su temperatura de salida en estado estacionario, después de un cambio súbito de radiación (43). En el procedimiento de prueba la temperatura de entrada del fluido debe variar $\pm 1^\circ\text{C}$ con respecto a la temperatura ambiente, con una irradiancia solar mayor a 800 W/m^2 .

El objetivo de esta prueba es determinar el tiempo de respuesta del colector solar, es decir el tiempo que tarda el captador en reaccionar a los cambios de las condiciones ambientales o en los días con condiciones de radiación variable. Kalogirou (37) describe dos procedimientos para obtener la constante de tiempo reportados en el ASHRAE 93:2003 y en la ISO 9806-1:1994 (43).

En el procedimiento descrito en el ASHRAE 93:2003, el colector se encuentra operando y repentinamente la incidencia de la energía solar es reducida a 0 W/m^2 , de esta forma, la constante de tiempo, es el tiempo que tarda en enfriar y llegar al 36.8% de su estado estacionario. En la Figura 14, se muestra un ejemplo de la constante de tiempo, obtenida de acuerdo al procedimiento de ASHRAE 93:2003.

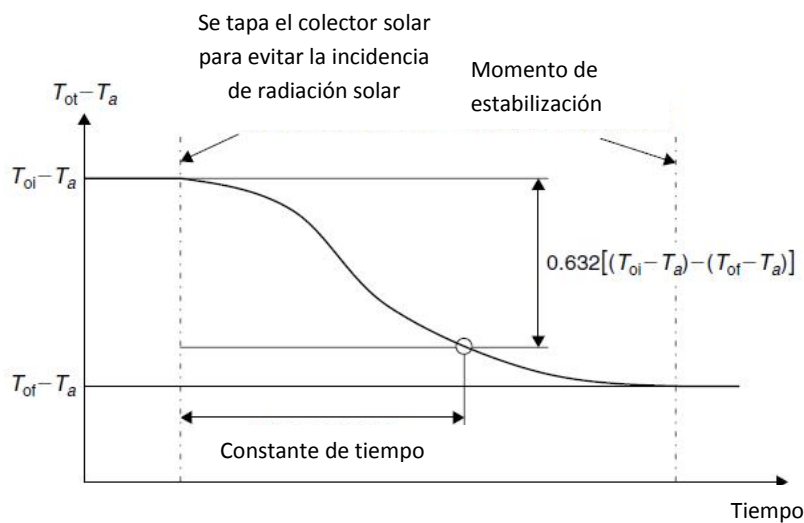


Figura 14. Constante de tiempo especificado en ASHRAE 93:2003 (43).

En el procedimiento de acuerdo a la ISO 9806-1:1994 (Figura 15), el colector se cubre de la incidencia de la radiación solar y posteriormente se descubre para permitir la incidencia de la radiación solar, en este caso la constante de tiempo representa el tiempo que tarda en calentar y llegar al 63.2% de su estado estacionario. Método que es utilizado en la NMX-ES-001-NORMEX-2005.

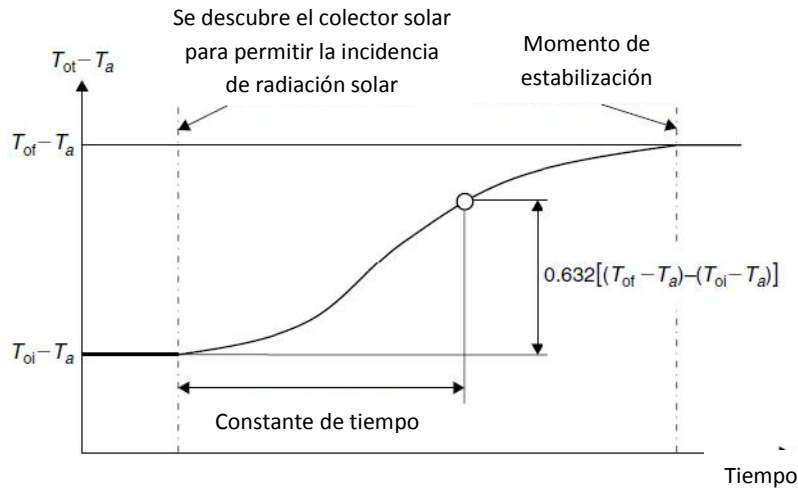


Figura 15. Constante de tiempo especificado en ISO 9806-1:1994 (43).

3.2.4.2 Determinación de la eficiencia instantánea

Según marca la norma NMX-ES-001-NORMEX-2005, el rendimiento de un colector se determina aplicando un método en condiciones estables de la temperatura de entrada del fluido. En este caso la ganancia de energía útil es calculada como:

$$Q_u = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (3.7)$$

Mientras que la eficiencia térmica instantánea se obtiene al dividir Q_u entre la energía que recibe (30):

$$= \frac{Q_u}{A_c G} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{T_{in} - T_{amb}}{G} \quad (3.8)$$

Si las pruebas experimentales se realizan bajo condiciones cuasi estables de irradiancia y flujo másico, los factores F_R y U_L se pueden considerar constantes (30). Sin embargo, realmente el coeficiente U_L no es constante y se puede modelar como una función de la temperatura ambiente y de la temperatura de entrada del fluido al colector (30):

$$F_R U_L = c_1 + c_2(T_{in} - T_{amb}) \quad (3.9)$$

Por lo que la eficiencia, puede expresarse como:

$$= F_R(\tau\alpha)_n - c_1 \frac{T_{in} - T_{amb}}{G} - c_2 \frac{T_{in} - T_{amb}}{G}^2 \quad (3.10)$$

Para obtener una curva típica de eficiencia térmica como se muestra en la Figura 16, se deben registrar las variables que indican la cantidad de energía que absorbe el colector y las pérdidas de energía al entorno. Las pruebas se realizan en un rango de condiciones de temperatura de entrada, midiendo y registrando los siguientes parámetros: la radiación solar en el plano del colector solar; la radiación solar difusa; el flujo de agua del colector solar, el cual debe permanecer constante durante toda la prueba; la temperatura ambiente; la velocidad del viento y la temperatura de entrada y salida del colector solar.

La norma NMX-ES-001-NORMEX-2005, propone una distribución de las temperaturas de entrada a 0, 30, 60 y 90% del valor de $(T_{in} - T_{amb})$, considerando la temperatura ambiente y las recomendaciones del fabricante para la temperatura de operación máxima del colector solar de prueba (36). Las condiciones de prueba son: el ángulo de incidencia deberá de estar en un rango en el que el factor modificador no varíe más de $\pm 2.00\%$ del valor de incidencia normal; la orientación del colector solar podrá variar en un rango de $\pm 2.50^\circ$ del ángulo de incidencia durante el periodo de prueba; se deben registrar por lo menos cuatro puntos por cada valor de la temperatura de entrada del fluido, los cuales podrán tomarse antes y después del medio solar. La curva típica de eficiencia térmica se muestra en la Figura 16.

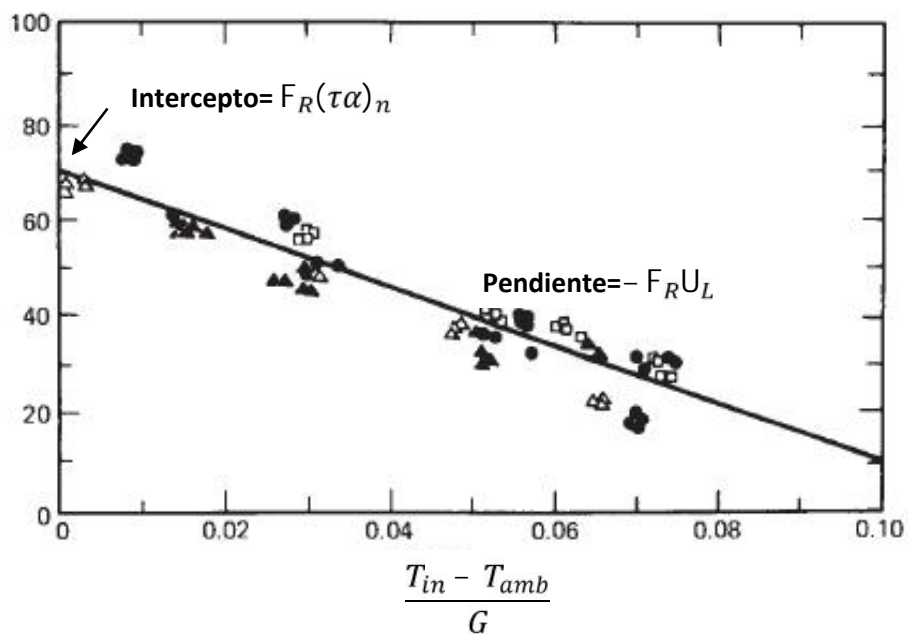


Figura 16. Ejemplo de una curva de eficiencia térmica (30).

3.2.4.3 Factor modificador por efectos del ángulo de incidencia

El factor modificador describe cómo cambia el rendimiento de un captador si el sol se encuentra a cierto ángulo de incidencia con respecto al captador (43). Este importante factor importante se introduce para corregir la ecuación obtenida para la eficiencia térmica (Ec.

2.15), en donde asume que el sol es perpendicular al plano del colector; sin embargo, normalmente los captadores están instalados de forma fija y no se orientan hacia el sol mediante algún sistema de seguimiento, por lo que se debe considerar el llamado factor modificador por efectos del ángulo de incidencia. Es un factor de correlación que se aplica a la curva de eficiencia y permite determinar el desempeño óptico del colector solar, conforme varía el ángulo de incidencia de la radiación solar. La NMX-ES-001-NORMEX-2005 recomienda que los valores de la eficiencia experimental deben ser medidos para ángulos de incidencia de 0°, 30°, 45° y 60°.

En el método de prueba descrito en la NMX-ES-001-NORMEX-2005, la orientación del colector se deberá mantener dentro de $\pm 2.5^\circ$ del ángulo de incidencia. Al igual que ASHRAE 93-2003 y la ISO 9806-1:1994, recomienda que los ángulos incidentes de prueba entre el colector solar y la radiación solar directa sean a 0°, 30°, 45° y 60.

Experimentalmente los valores de eficiencia son determinados en pares, antes y después del mediodía solar, para tener un promedio de los datos en el mismo ángulo de incidencia.

Con el ángulo modificador, la eficiencia instantánea del colector puede ser descrita como (37):

$$= F_R(\tau)_n K_\theta - c_1 \frac{T_{in} - T_{amb}}{G} - c_2 \frac{(T_{in} - T_{amb})^2}{G} \quad (5.1)$$

Donde

$$K_\theta = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \quad (5.2)$$

Algunos colectores solares con un diseño asimétrico en el receptor o cubierta como es el caso de la geometría del CPC, puede requerir de la determinación del ángulo modificador transversal (IAMT) y longitudinal (IAML), esto es para conocer la respuesta asimétrica de la irradiancia según las condiciones de prueba como el acimut solar y la variación de los ángulos de altitud a lo largo del día.. El factor modificador de incidencia global es tomado como un producto del resultado longitudinal y transversal (30).

$$K_{\tau\alpha} = K_{\tau\alpha t} K_{\tau\alpha l} \quad (5.3)$$

Para la prueba experimental la temperatura de entrada del fluido deberá estar en el rango de $\pm 1^\circ\text{C}$ con respecto a la temperatura ambiente. En la Figura 17, se muestra una gráfica característica del factor modificador para diferentes ángulos de incidencia.

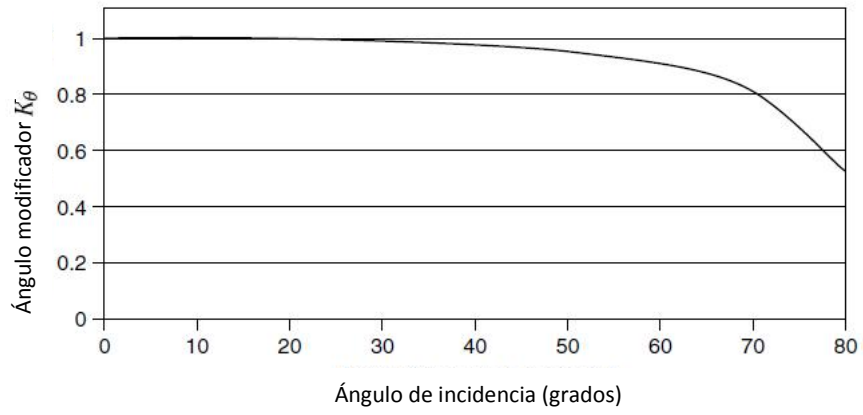


Figura 17. Ejemplo de la curva del ángulo modificador a diferentes ángulos de incidencia (Fuente: Kalogirou, 2009)

Capítulo 4

4. Descripción de la fabricación del CPC y la unidad experimental.

En este capítulo se describe el proceso de fabricación del CPC y los materiales utilizados para su construcción. Se describe también el diseño y la construcción de los equipos auxiliares que fueron utilizados para el banco de prueba experimental.

4.1 Fabricación del CPC.

El prototipo final está conformado por 12 CPCs individuales, de 90.4 mm de ancho por 56.6 mm de alto y 1950 mm de largo, el colector tiene un área de apertura de 2.11 m² y tiene cuatro conexiones a proceso de 3/4" NPT macho en los extremos del receptor, para facilitar las conexiones entre colectores cuando se instala en campo. En la Figura 18, se muestra las partes que conforman el colector CPC.

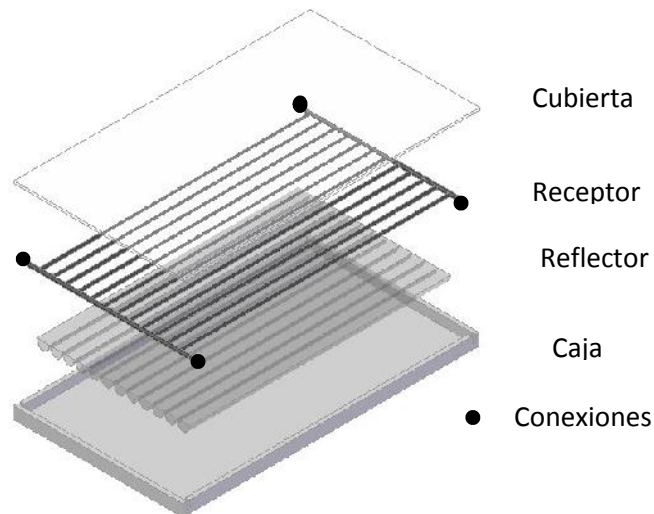


Figura 18. Partes del colector CPC.

El CPC está constituido por la parte receptora que básicamente es el enrejado de tubos de cobre de 13 mm (3/4") y la parte reflectora de lámina de aluminio pulido de 0.35 mm de espesor. Para la formación de la parte reflectora de acuerdo al diseño, fue importante diseñar un troquel formador que permitiera el manejo y el formado de las láminas de aluminio.

4.1.1 Troquel formador

El diseño del troquel formador que permite la formación de la geometría requerida en la parte reflectora, se realizó en conjunto con la M. en I. Mexitli Eva Sandoval Reyes, como se reporta en su tesis de maestría (47). Se realizaron diversas pruebas en diferentes materiales para tener un troquel que fuera capaz de deformar las láminas de aluminio de 0.35 mm de espesor y que las envolventes tomaran la forma del diseño.

Lo primero que se probó fue corte láser en piezas de acrílico, ya que se pretendía determinar la precisión de la curvatura y la factibilidad del maquinado. Con estos moldes se concluyó que el aluminio no tomaba la forma deseada, especialmente el vértice y que esto representaba un manejo difícil; por lo que se trabajó en la manera de cerrar las parábolas y la formación del vértice.

La configuración final es mostrada en la Figura 19, donde la parte hembra respeta la geometría original del diseño, sin embargo, la parte macho fue modificada, con el objetivo de que la lámina pudiera fluir cuando se le aplicara la fuerza de deformación. Después de obtener la mejor configuración, se maquinó una pieza en Nylamid para realizar las primeras pruebas de deformación, antes de seleccionar el tamaño requerido para deformar láminas de 1.95 m.

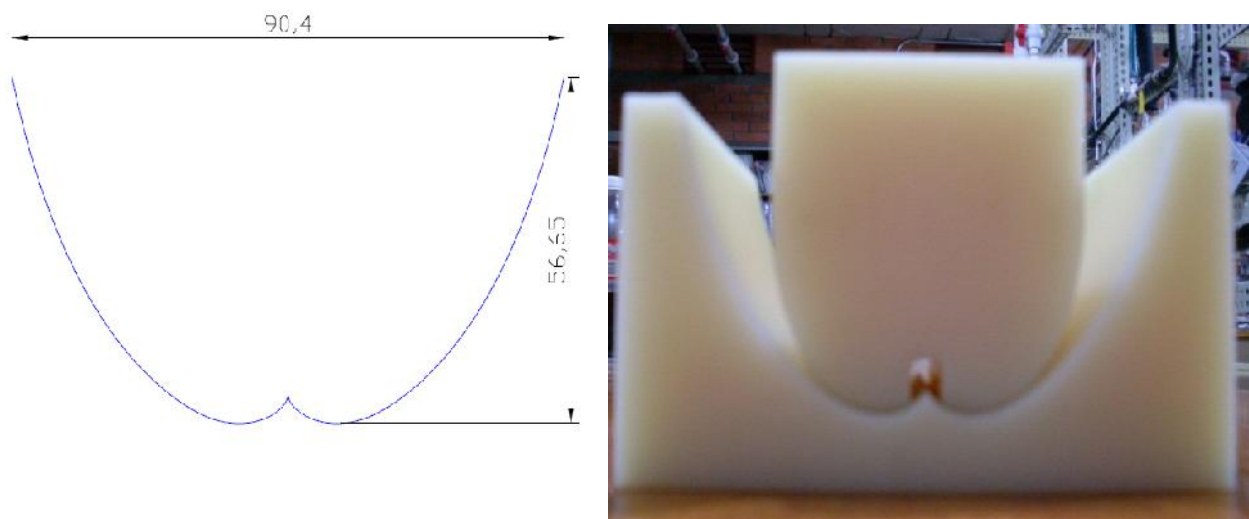


Figura 19. Diseño y pieza maquinada en Nylamid.

Posteriormente el diseño seleccionado se mandó a fundir, para construir un troquel en aluminio aleación 357, mostrado en la Figura 20. El troquel fue gasificado con pastilla de boro y titanio, que es un tratamiento especial para evitar la porosidad, obtener la dureza necesaria y evitar fisuras al momento de aplicar fuerza.



Figura 20. Troquel formador fabricado en aluminio.

El troquel fue montado en una prensa hidráulica para la formación automática de las parábolas (Figura 21). Se tuvo un poco de complicaciones debido a la longitud de 2 m que tiene el troquel formador. La alineación, la altura y el acabado del vértice en el molde, representó trabajar varias veces con ello, hasta llegar a obtener la formación adecuada, midiendo la profundidad de las envolventes y verificando la alineación del vértice en varios puntos a lo largo de la lámina formada.



Figura 21. Prensa hidráulica para la formación de parábolas.

4.1.2 Fabricación de la parte reflectora.

Las láminas de aluminio espejo para la fabricación de los reflectores del CPC, fueron cortadas a las dimensiones de 16.3 mm de ancho y 1.95 m de largo, posteriormente fueron colocadas en el troquel, como se muestra en la Figura 22, donde se aplica fuerza de compresión para deformar plásticamente.



Figura 22. Lámina de aluminio formada en el troquel.

Debido a la elasticidad del aluminio, el ancho de la lámina tiende a regresar, por lo que fue necesario forzarla a tomar la forma de las parábolas. Se maquinaron guías de madera en una fresadora CNC (Control Numérico por Computadora) del IER-UNAM. Las guías de madera se muestran en la Figura 23.



Figura 23. Guías de madera maquinadas en fresadora CNC

Las láminas fueron colocadas una por una, cuidando que sus lados coincidieran y que sus vértices estuvieran alineados como lo muestra la Figura 24. Se utilizó espuma de poliuretano para mantener unidas las láminas, darles rigidez y proporcionar el aislamiento térmico en la base del módulo, y así evitar pérdidas convectivas con el ambiente.

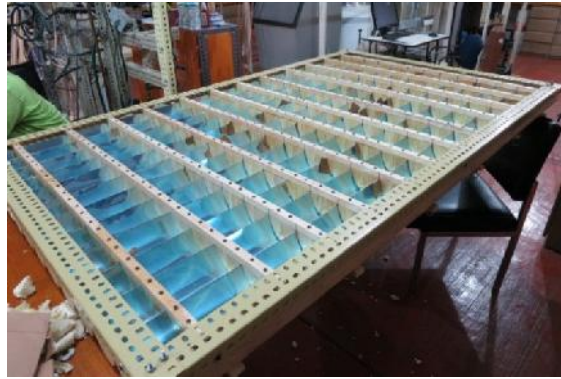


Figura 24. Colocación de las láminas de aluminio en las guías de madera.

En la construcción del primer prototipo se tuvieron dificultades al momento de ensamblar las láminas para realizar el espumado, debido a que las guías no eran continuas, las láminas tendían a salirse de los canales, siendo impráctico para la producción en serie.

Se diseñó un nuevo molde de madera con una abertura de centro a centro de 9.04 cm, distancia correspondiente a cada CPC. En la Figura 25, se muestra la colocación de las láminas en el molde de madera.



Figura 25. Prueba de colocación de las láminas en el molde de madera.

Con este molde, la colocación de las láminas resultó de una forma más adecuada, ya que es posible deslizarlas en cada canal para ir acomodando lámina por lámina (Figura 26). La

siguiente modificación que se realizó en el molde fue la colocación de una tapa, de tal manera que permitiera la expansión de la espuma de poliuretano únicamente donde se deseaba.



Figura 26. Láminas colocadas en el molde para proceder al espumado.

4.1.3 Receptor

El diseño del enrejado de tubos de cobre se realizó con el software Solid Edge V.19, con el objetivo de asegurar la precisión en la separación de cada uno de los ramales al momento de cortar y aplicar soldadura para la unión a los cabezales, en la Figura 27 se aprecia el enrejado para el módulo del CPC, teniendo el cuidado de que dicha separación coincidiera con los extremos de cada CPC.

El proceso de fabricación se realizó con tubos de cobre cédula 40 de $\frac{3}{4}$ " de diámetro nominal para los cabezales y tubos de $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal para los ramales. La unión de los largueros con los cabezales se realizó mediante el proceso de soldadura cobriza. Una vez concluida la construcción del enrejado se le aplicó la pintura selectiva SOLKOTE (49).

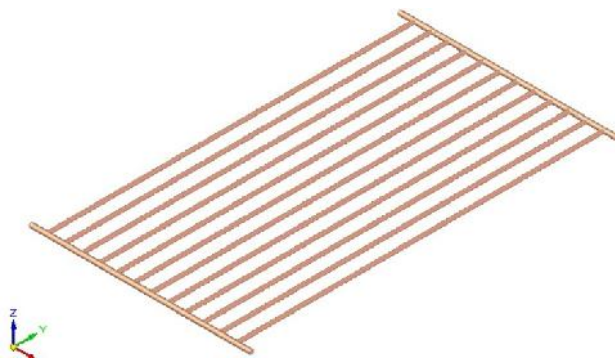


Figura 27. Enrejado de cobre con cabezales para la entrada y salida de fluido.

4.1.4 Módulo final CPC

El material de la caja bastidor y marco es de lámina de acero pintro, la tapa inferior del bastidor cuenta con respaldo de polisocianurato de 1/2" de espesor, que también cumple con la función de aislante térmico. Se tiene un área de apertura y un área bruta de 2.1 y 2.5 m² respectivamente.

Las láminas reflectoras y enrejado de tubos, fueron colocados en el bastidor como se muestra en la Figura 28, para ser cubiertos con un vidrio templado de bajo contenido de hierro y espesor de 3.2 mm, el cual fue fijado mediante sello de hule neopreno y pijas de acero galvanizado.



Figura 28. Prototipo final del CPC.

4.2 Unidad experimental

Para realizar las pruebas experimentales es necesario un banco con instrumentación adecuada para cumplir con las condiciones requeridas de acuerdo al protocolo de la norma utilizada NMX-ES-001-NORMEX-2005. Se realizó el diseño y construcción de los subsistemas auxiliares que son el conjunto de equipos que se requieren para lograr las condiciones de proceso de las pruebas experimentales; dentro de los cuales se encuentran:

- Estructura de soporte con inclinación variable.
- Subsistemas de suministro y retorno del fluido de trabajo.
- Instrumentación.
- Sistema de adquisición de datos.

4.2.1 Estructura de soporte con inclinación variable

La inclinación necesaria para tener incidencia normal al medio día solar, de un colector solar instalado en un eje este-oeste, se calcula para cada día del año como el valor absoluto de la diferencia entre la latitud del lugar y la declinación correspondiente a dicho día. En Temixco Morelos la latitud es de 18.85° Norte, y la declinación a lo largo del año va de -23.45° en el solsticio de invierno a 23.45° en el solsticio de verano; por lo tanto la declinación relativa está entre 4.6° a 42.3° .

Se diseñó la base soporte donde se instaló el CPC, para poder darle la inclinación correcta en los diferentes días en que se realizaron las pruebas experimentales, la inclinación de la estructura varía de 0° a 45° (Figura 29). La estructura fue fabricada en acero inoxidable 316, el mecanismo de inclinación variable opera mediante un eje sin fin y brazo deslizante, mientras que el sistema de sujeción se realizó mediante mordazas. La inclinación de la estructura se realiza con ayuda de un medidor de ángulos y ajustando la inclinación a través de las vueltas necesarias.



Figura 29. Estructura de soporte con inclinación variable.

4.2.2 Subsistemas de suministro y retorno del fluido de trabajo.

Para conocer el comportamiento térmico del colector, es necesario evaluarlo a diferentes condiciones de flujo másico y temperatura de entrada. Para lograr estas condiciones, se diseñó y construyó un subsistema que consta de un termotanque principal de acero inoxidable con capacidad de 350 litros y uno secundario que es un tinaco con capacidad de 400 litros, ambos aislados térmicamente.

El termotanque principal mostrado en la Figura 30, fue diseñado para suministrar agua al colector a diferentes temperaturas. Tiene un espesor de aislamiento de dos pulgadas, una resistencia colocada en la parte baja del tanque para tener diferentes temperaturas de entrada en un rango de 30°C a 80 °C, un juego de válvulas para el suministro y retorno del fluido, una válvula liberadora de presión, las tuberías fueron aisladas para mantener y controlar la temperatura en el interior del tanque.

Dentro de los sistemas de control que fueron instalados al tanque, se encuentra un control de temperatura automático y un variador de frecuencia digital. El de temperatura está compuesto por un indicador de temperatura y un contactor magnético de tres fases. En el indicador de temperatura se fija una temperatura en el SP (Set Point), si la temperatura del agua en el interior del termo tanque se encuentra por debajo del SP, este envía una señal al contactor para activar la resistencia de 10 kW instalada en el termotanque.

El variador de frecuencia trifásico de 220V, está conectado a una bomba centrífuga de ¾ de HP, que mediante un arreglo de tuberías y válvulas de esfera, se encarga del suministro y retorno del fluido de trabajo a un valor constante.

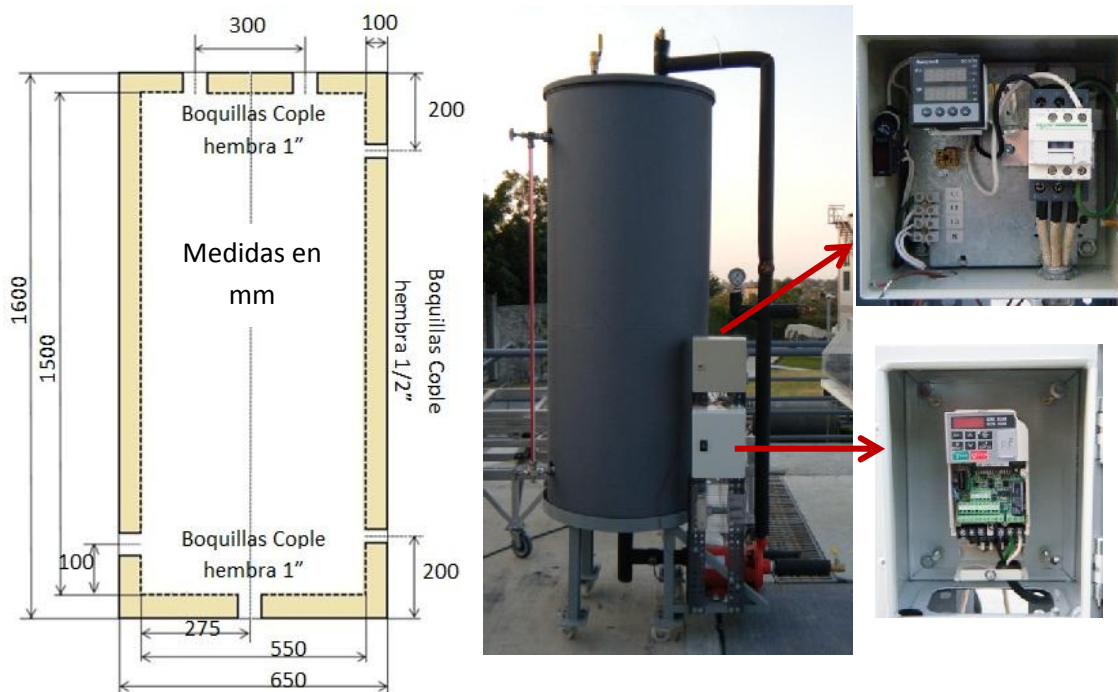


Figura 30. Termotanque principal del banco de pruebas.

4.2.3 Instrumentación

Para determinar la eficiencia térmica instantánea descrita en el apartado de “Prueba de rendimiento térmico” de la NMX-ES-001-NORMEX-2005, se requieren ciertas especificaciones de exactitud en cuanto a los sensores a utilizar, la importancia de ello es

para obtener mediciones y resultados confiables durante las pruebas y análisis del CPC. En la Figura 31, se muestra la posición de los sensores en el sistema experimental, mientras que en la Tabla 5 se muestran los sensores y la exactitud de cada sensor que se utilizó en las pruebas experimentales.

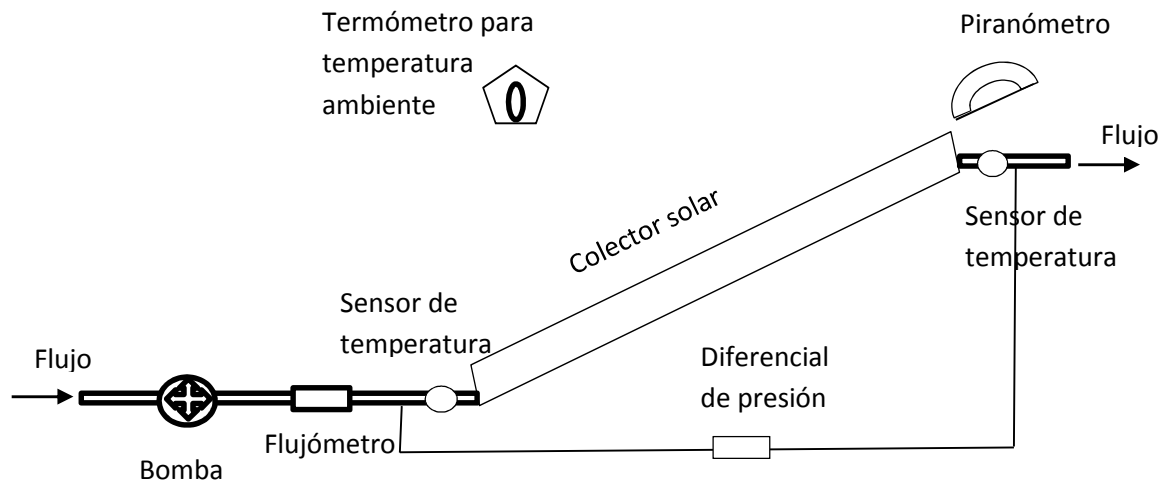


Figura 31. Posición de los sensores en el banco de pruebas.

Tabla 5. Instrumentación utilizada en el banco de pruebas.

Variable	Instrumento	Rango de operación	Exactitud	Exactitud especificada en la norma
Temperatura del fluido	Termistor	-40 a 150°C	±0.1°C	±0.2°C
Temperatura ambiente	Termopar tipo J	-20 a 750°C	±1.1°C	±0.2°C
Flujo másico	Coriolis	0 a 0.33 kg/s	±0.1% de la escala	±1%
Presión	Diferencial de presión	0 a 2.74 kPa	±0.15%	±3.5 kPa
Irradiancia	Piranómetro espectral clase II	285 a 2800 nm	±2%	±1%

4.2.4 Sistema de adquisición de datos

El registro y almacenamiento de las variables involucradas en las pruebas experimentales se realizó con un adquirente marca Agilent 34970A y una tarjeta multiplexora 34901A de 22 canales, una fuente de alimentación de 12 VCD, además de una laptop y un respaldo de energía.

Se elaboró un programa para el registro y almacenamiento automático de datos (Figura 32), utilizando el software Agilent Pro 9.3 que permite monitorear las mediciones en tiempo real. El manejo del software es amigable, por lo que resulta relativamente fácil programar el tiempo de lectura de cada uno de los datos, además de poder realizar cálculos y visualizar de una manera rápida el comportamiento del sistema en el periodo de experimentación.



Figura 32. Programa de adquisición de datos.

Capítulo 5

5. Resultados

Este capítulo se divide en tres secciones: se presentan los resultados de la evaluación experimental del CPC individual y se comparan con los resultados del modelo numérico presentado en el capítulo 2; se presentan los resultados experimentales del módulo CPC para obtener su rendimiento térmico instantáneo de acuerdo a la norma mexicana NMX-ES-001-NORMEX-2005; por último se presentan los resultados obtenidos en el banco de CPCs para suministrar calor a un SRSA instalado en el IER-UNAM.

5.1 Validación del modelo numérico utilizando un canal CPC.

Debido a que el modelo numérico que se presenta en el capítulo 2 considera un solo canal de CPC, no es posible realizar la simulación de un enrejado; para validarlo fue necesario construir y evaluar experimentalmente un canal de CPC individual con tubo receptor de ½” de diámetro nominal. En la Figura 33, se muestra el CPC con un área de apertura de 0.17 m², mientras que en la Tabla 6 se muestra las características de los materiales que se utilizaron para su fabricación. En el caso del vidrio que se utilizó para la cubierta, el valor de la transmitancia se obtuvo de las mediciones en el espectrofotómetro.

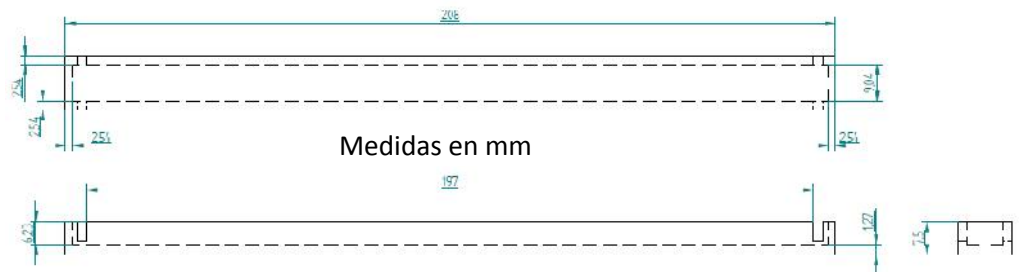


Figura 33. Diseño del CPC con área de apertura de 0.17 m².

Tabla 6. Geometría y materiales utilizados para el CPC.

Parámetro	Características
Cubierta	
Vidrio	Transmitancia=0.85
	Absortancia=0.09
	Emitancia=0.90
Espesor (mm)	4.0
Largo (mm)	2080.0
Ancho (mm)	115.8
Reflector	
Aluminio anodizado (50)	Reflectancia=0.90
	Absortancia=0.09
	Emitancia=0.03
Espesor (mm)	0.32
Largo (mm)	1970.0
Ancho (mm)	90.4
Número de canales	1
Receptor	
Cobre	½" diámetro nominal
Interno/ externo Diámetro (mm)	14.5/15.9
Superficie selectivo (49)	Absortancia=0.90
	Emitancia=0.49
CPC	
Alineación	Este-Oeste
Ángulo de aceptación (°)	30.0
Concentración real	1.80
Ancho (mm)	90.0
Alto (mm)	57.0
Longitud (mm)	1950.0

5.1.1 Eficiencia térmica instantánea.

La evaluación se realizó a flujos de 0.3, 0.5, 0.7 kg/min (flujos que fue posible registrar por el sensor), sin embargo por ser flujos tan pequeños era difícil el control, por lo que en este trabajo se presentan las curvas completas que se lograron obtener a flujos máxicos de 0.54 y 0.73 kg/min.

Las Tablas 7 y 8 muestran los datos experimentales de las variables medidas para obtener la eficiencia térmica instantánea a un flujo máxico de 0.54 y 0.73 kg/min, las cuales son mostradas en las Figuras 34 y 35.

Se realiza una simulación por cada punto experimental que se obtiene. En el modelo numérico se introduce cada valor de las variables registradas (irradiancia, flujo másico, temperatura ambiente, velocidad de viento, temperatura de entrada) para tener un resultado numérico; de esa manera se realiza una comparación de los datos experimentales y numéricos, obteniendo una curva de eficiencia térmica instantánea.

Las barras de error que se presentan en cada gráfica, fue producto del análisis detallado que realizó la Dra. Naghelli Ortega para publicar el artículo que surgió de este trabajo (51). Utilizó el método descrito en la Guía para la expresión de la incertidumbre de medida (52). Se determinó la incertidumbre estándar combinada, utilizando los dos tipos de variabilidad de cada fuente, en el Anexo A se da una breve explicación del método.

Tabla 7. Resultados experimentales a flujo promedio de 0.54 kg/min.

T_{in} °C	T_{out} °C	T_{amb} °C	m kg/min	G W/m ²
38.11	41.17	32.38	0.55	1017.21
38.21	41.06	32.03	0.56	1012.50
38.45	41.48	32.58	0.53	1014.69
40.46	42.93	33.94	0.57	929.27
40.60	43.07	34.49	0.57	925.67
61.91	63.91	33.30	0.53	984.94
61.88	63.96	33.55	0.53	987.08
62.03	64.08	33.57	0.53	994.00
62.23	64.25	34.17	0.51	993.96
41.76	44.24	31.10	0.59	1033.43
41.86	44.35	31.19	0.60	1029.24
42.19	44.74	31.51	0.53	994.83
53.03	55.48	29.99	0.52	1027.69
47.15	49.00	33.04	0.57	788.81
47.35	49.27	33.32	0.56	780.11
29.60	32.93	30.19	0.52	1047.12
29.66	33.00	30.56	0.52	1064.53
29.81	33.25	31.60	0.52	1118.58
29.88	33.34	31.79	0.53	1123.22

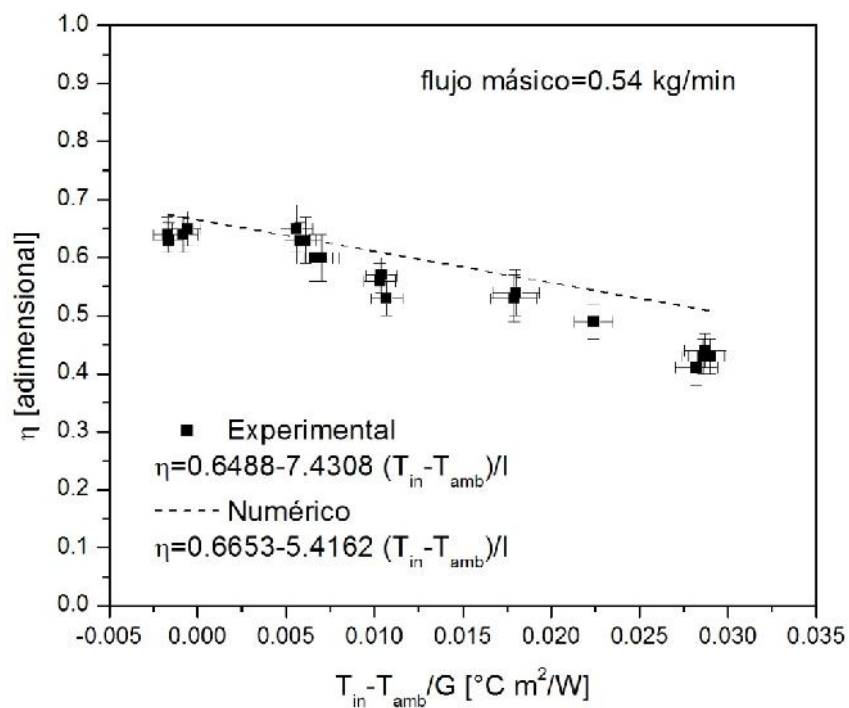


Figura 34. Resultados numéricos y experimentales de la eficiencia térmica a un flujo de 0.54kg/min.

Tabla 8. Resultados experimentales a flujo promedio de 0.73 kg/min.

T_{in} °C	T_{out} °C	T_{amb} °C	m kg/min	G W/m ²
37.38	39.60	31.01	0.73	1007.49
37.52	39.73	30.95	0.76	1010.66
37.62	39.79	31.44	0.76	1006.33
39.66	41.84	33.66	0.71	939.81
39.71	41.86	33.40	0.72	938.39
62.21	63.69	32.38	0.77	1006.63
62.33	63.76	32.55	0.74	986.99
62.33	63.90	32.94	0.74	1010.44
43.07	45.03	31.89	0.73	957.97
37.71	39.62	31.20	0.76	939.23
37.70	39.64	31.18	0.76	944.74
53.77	55.51	30.10	0.73	1009.86
53.87	55.63	30.01	0.74	1014.58
53.95	55.72	29.73	0.75	997.36
46.18	47.88	32.23	0.72	855.82
29.80	32.19	30.57	0.72	990.98
29.93	32.31	30.23	0.72	986.32
28.64	31.05	30.32	0.72	991.33
28.78	31.17	30.72	0.72	991.24
28.82	31.25	31.38	0.72	1006.53

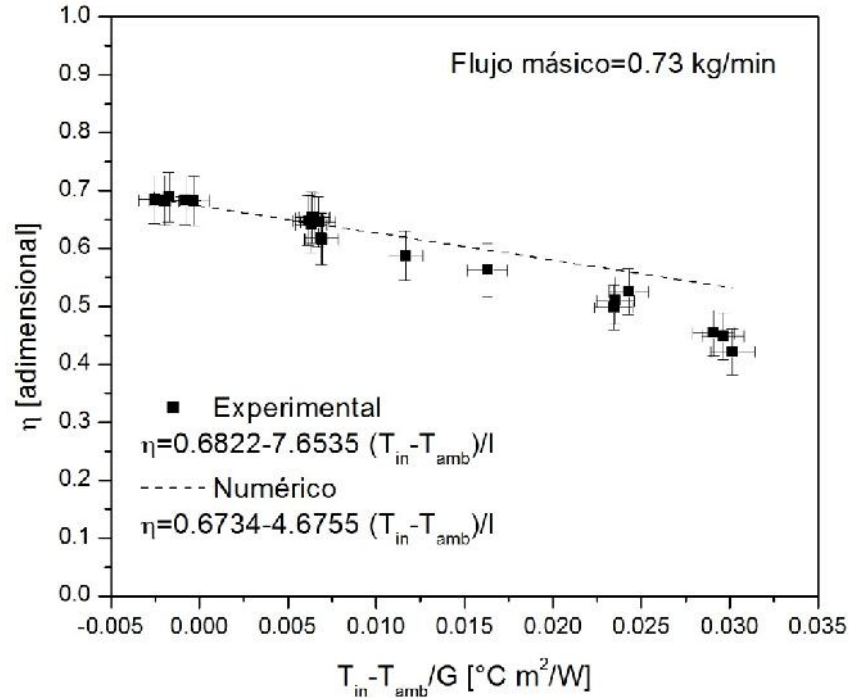


Figura 35. Resultados numéricos y experimentales de la eficiencia térmica a un flujo de 0.73kg/min

Para el flujo másico de 0.54 kg/min la desviación promedio entre los resultados experimentales y numéricos fue de $\pm 7.5\%$ y la desviación estándar de $\pm 6.3\%$. La desviación promedio y la desviación estándar para el flujo másico de 0.73 kg/min fue de $\pm 5.4\%$ y $\pm 5.8\%$ respectivamente.

La comparación de los resultados numéricos y experimentales muestran que el modelo numérico sobre predice la eficiencia cuando las variables involucradas en el eje x, se alejan de la temperatura ambiente, esto es debido a las pérdidas involucradas en el prototipo a mayor temperatura de entrada. La diferencia entre los resultados numéricos y experimentales, muestran que se deben probar con otras correlaciones para tomar en cuenta las pérdidas convectivas. Los datos que se encuentran en el eje de X en el rango de 0.01 a 0.03, la desviación media es de aproximadamente un 11% para un flujo másico de 0.54 kg/min; mientras que es un 9% para un flujo másico de 0.73 kg/min.

5.1.2 Incremento de temperatura.

La Figura 36, muestra la correlación entre los resultados numéricos y experimentales para el incremento de temperatura en el CPC. Se tuvieron incrementos de temperatura de 2.5 y 2.0 para los flujos másicos de 0.54 y 0.73 kg/min respectivamente. La desviación promedio y la desviación estándar entre los datos numéricos y experimentales son mostrados en la Tabla 9.

Tabla 9. Comparación de los resultados numéricos y experimentales para el incremento de temperatura del CPC individual.

Flujo másico (kg/min)	Incremento de temperatura entre la entrada y salida del receptor	
	Desviación promedio (°C)	Desviación estándar (°C)
0.54	±0.50	±0.16
0.73	±0.15	±0.12

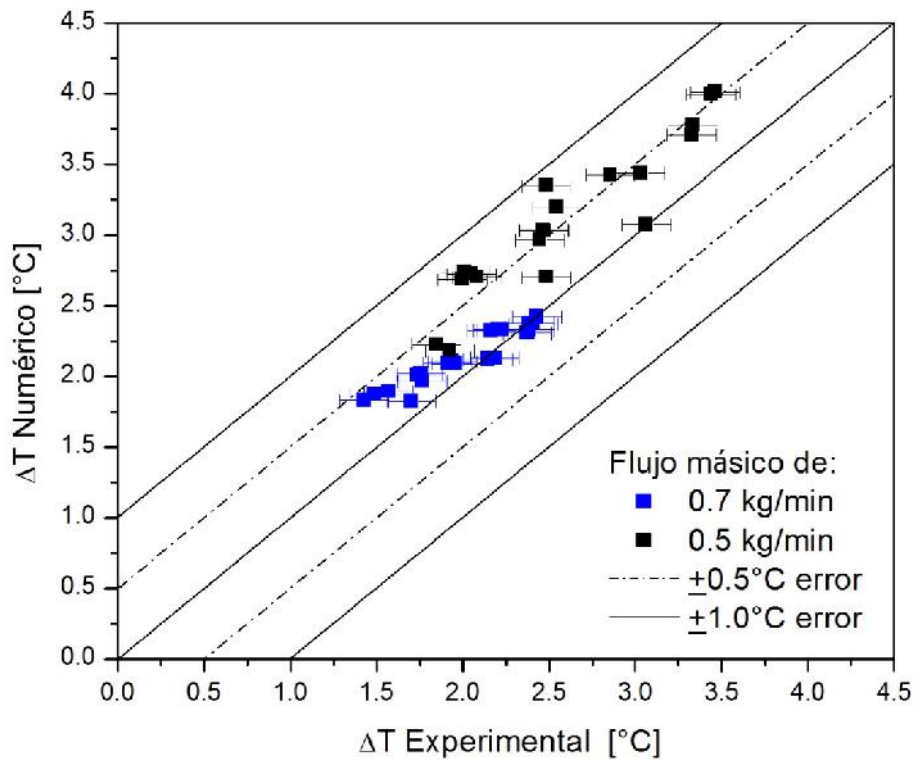


Figura 36. Resultados numéricos y experimentales para el incremento de temperatura.

Al comparar el incremento de temperatura de los resultados numéricos y experimentales, se observa una buena correlación entre ellos; 69.2% de 39 datos presentados tienen un error de ± 0.5 °C y todos los puntos se encuentran dentro de ± 1.0 °C

Como era de esperarse a menor flujo másico, el incremento de temperatura es mayor, por lo los resultados a un flujo másico de 0.5 kg/min se observan en la parte superior de la gráfica comparados con los resultados de 0.7 kg/min. La desviación promedio de la comparación del incremento de temperatura numérico y experimental, para todos los casos analizados fue de ± 0.3 °C y una desviación estándar de ± 0.2 °C; de todos los casos analizados, sólo uno de los resultados experimentales se encuentra por encima del resultado numérico, en los demás caso, los resultados numéricos están por encima de los resultados experimentales, con una diferencia muy pequeña entre ellos, sin embargo, si se debe analizar el modelo numérico para mayor precisión.

5.1.3 Caída de presión.

La Figura 37 muestra la caída de presión para diferentes flujos másicos. La desviación promedio de los datos experimentales comparados con los resultados del modelo numérico fue de $\pm 10.7\%$ y la desviación estándar fue de $\pm 2.7\%$. La mayor variación de los resultados experimentales y numéricos sucede al aumentar el flujo másico, esto es debido a que el modelo sólo supone un tubo, mientras que el CPC de prueba, tiene algunas conexiones para los sensores que no están considerados en el modelo numérico.

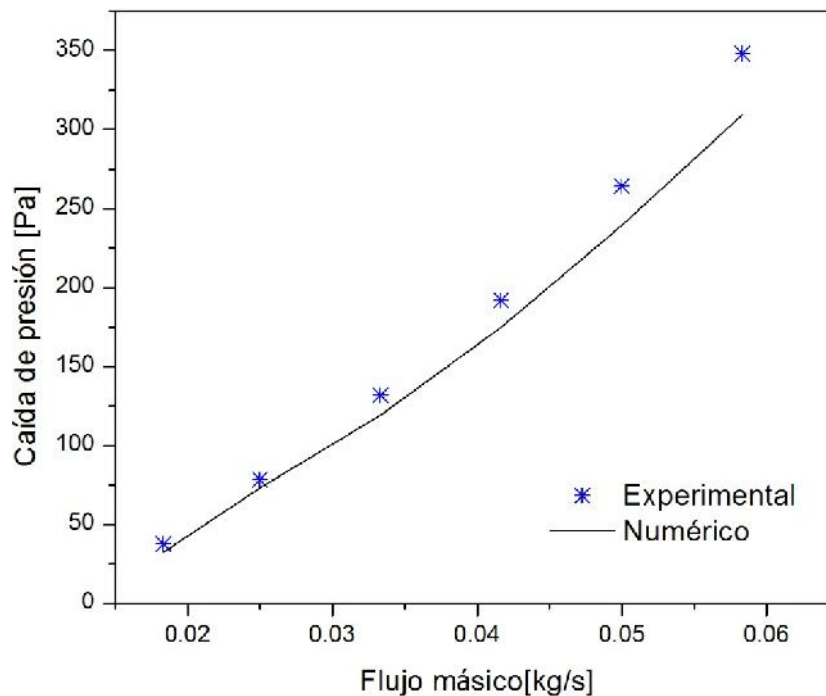


Figura 37. Caída de presión del CPC individual.

5.2 Evaluación y caracterización del colector CPC (formado por 12 canales CPC).

La evaluación del colector CPC se llevó a cabo usando el protocolo de pruebas del estándar ANSI-ASHRAE 93-1986 (53) y de la norma mexicana NMX-ES-001 NORMEX 2005(36), donde indica que el rendimiento de un colector solar puede determinarse en tres partes:

- 1) La eficiencia instantánea.
- 2) El factor modificador por efectos del ángulo de incidencia.
- 3) La constante de tiempo.

En la Tabla 10, se muestran las características principales del colector CPC y en la Figura 38 se muestra la unidad experimental con el colector CPC instalado. Los sensores de temperatura se colocaron a la entrada y salida del colector, así como un sensor de flujo másico tipo Coriolis, un diferencial de presión, un sensor de temperatura ambiente, un piranómetro para medir la radiación global en el plano del concentrador y un piranómetro con banda sombreadora para medir la radiación difusa.

Tabla 10. Geometría y materiales utilizados para el CPC.

Parámetro	Características
Cubierta	
Vidrio prismático	Transmitancia=0.90
	Absortancia=0.09
	Emitancia=0.90
Espesor (mm)	3.2
Largo (mm)	2080.0
Ancho (mm)	115.8
Reflector	
Aluminio anodizado (50)	Reflectancia=0.90
	Absortancia=0.09
	Emitancia=0.03
Espesor (mm)	0.32
Largo (mm)	1970.0
Ancho (mm)	90.4
Número de canales	12
Receptor	
Cobre	½" diámetro nominal
Interno/ externo Diámetro (mm)	14.5/15.9
Superficie selectivo (49)	Absortancia=0.90
	Emitancia=0.49
CPC de 12 canales	
Alineación	Este-oeste
Ángulo de aceptación (°)	30.0
Concentración real	1.80
Ancho (mm)	1200.0
Alto (mm)	57.0
Longitud (mm)	2100.0



Figura 38. Unidad experimental instalada en la plataforma de pruebas.

5.2.1 Eficiencia instantánea del CPC.

Según marca la norma NMX-ES-001 NORMEX 2005, el flujo másico recomendado para las pruebas experimentales por unidad de área es 0.02 kg/s m^2 . De acuerdo al área de apertura del colector de prueba, lo que corresponde a un flujo de 0.041 kg/s .

En la Tabla 11, se muestran los datos experimentales obtenidos y que se utilizaron para generar la curva de eficiencia de la Figura 39. Cada dato de temperatura de entrada en el colector corresponde a 4 pruebas experimentales que se realizan antes y después del mediodía solar.

Tabla 11. Datos experimentales por cada punto en la curva de eficiencia instantánea.

Puntos en la curva	T_{in}	T_{out}	T_{amb}	m	G
	°C	°C	°C	kg/s	W/m^2
1	30.70	37.20	34.71	0.041	959.21
2	30.71	37.21	34.77	0.041	961.68
3	30.71	37.21	34.85	0.041	958.24
4	30.71	37.21	34.78	0.041	959.72
1	47.30	52.94	33.90	0.041	963.24
2	47.25	52.91	33.87	0.041	957.63
3	47.29	52.79	34.01	0.041	961.87
4	47.28	52.88	33.93	0.041	960.91
1	64.73	69.48	32.96	0.041	955.16
2	64.44	69.11	32.89	0.041	957.08
3	64.11	68.86	32.88	0.041	964.18
4	63.96	68.80	33.08	0.041	967.38
1	80.13	83.68	29.56	0.041	974.33

2	80.17	83.75	29.89	0.041	970.42
3	80.20	83.81	30.29	0.041	970.89
4	80.17	83.75	29.92	0.041	971.89

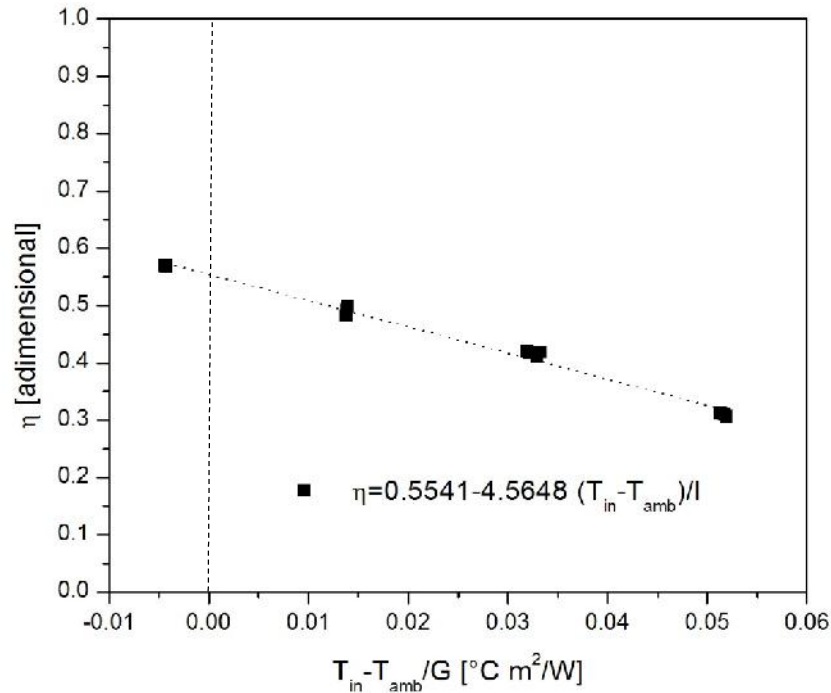


Figura 39. Gráfica de la ecuación de eficiencia del colector CPC a un flujo másico de 2.5 kg/min.

La intersección de la línea con el eje vertical en cero representa teóricamente la eficiencia óptica, la cual es definida como la relación de la energía absorbida por la parte receptora y la energía que incide en el área de apertura del colector (37); diversos factores se encuentran involucrados en la eficiencia óptica, como las mismas propiedades ópticas de los materiales que se utilizan, la geometría y las imperfecciones de la fabricación del colector. Por otro lado, la pendiente de la curva, describe las pérdidas térmicas involucradas en el colector (54).

5.2.2 Factor modificador por efecto del ángulo de incidencia del CPC

Experimentalmente los valores de eficiencia fueron determinados en pares, antes y después del mediodía solar, para tener un promedio de los datos en el mismo ángulo de incidencia.

En la Tabla 12 y 13 se muestran los valores obtenidos en los diferentes ángulos de incidencia, y en las dos alineaciones a las que las pruebas experimentales fueron realizadas. Las pruebas experimentales se realizaron en Temixco, Morelos el día 27 y 29 de noviembre del 2017.

Tabla 12. Pruebas experimentales del colector CPC a diferentes ángulos de incidencia y con una alineación E-O.

(°)	Horas (Hrs)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	T _{amb} (°C)	G (W/m ²)	m (kg/min)
60.0	08:04	22.6	24.7	16.2	366.6	2.50
45.0	09:10	18.5	21.8	18.9	666.0	2.50
42.5	09:22	19.5	23.1	19.7	726.1	2.50
32.5	10:05	20.6	24.9	20.6	915.1	2.51
30.0	10:15	21.1	25.5	20.9	891.4	2.50
27.5	10:27	20.6	25.4	21.2	973.0	2.50
2.5	12:14	22.8	28.6	23.4	1011.2	2.49
0.0	12:25	23.3	29.0	23.0	1107.9	2.51
2.5	12:36	23.4	29.0	24.3	1084.2	2.52
27.5	02:23	25.7	30.4	25.6	938.0	2.51
30.0	02:34	25.7	30.2	26.3	889.2	2.52
32.5	02:45	25.8	30.1	26.4	861.1	2.52
45.0	03:39	26.0	29.1	26.1	641.0	2.54
47.5	03:50	26.0	29.0	26.1	598.2	2.53
57.5	04:34	25.6	27.4	26.0	389.1	2.54
60.0	04:45	25.8	27.4	26.0	338.2	2.53

Tabla 13. Pruebas experimentales del colector CPC a diferentes ángulos de incidencia y con una alineación N-S.

(°)	Horas (Hrs)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	T _{amb} (°C)	G (W/m ²)	ṁ (kg/min)
60.0	08:04	15.4	16.4	16.0	335.8	2.53
45.0	09:10	21.0	23.5	21.1	640.3	2.49
32.5	10:05	22.5	27.5	22.4	824.5	2.49
30.0	10:14	22.7	27.2	22.4	851.2	2.53
27.5	10:26	22.7	27.9	23.0	880.7	2.50
2.5	12:14	25.2	30.6	24.3	1037.3	2.51
0.0	12:25	24.8	29.9	25.7	1038.3	2.52
2.5	12:35	25.4	30.3	25.9	1049.7	2.51
27.5	02:22	27.0	32.2	27.8	830.4	2.52
30.0	02:34	27.5	32.5	27.8	809.5	2.52
32.5	02:44	27.6	32.2	28.2	737.9	2.52
42.5	03:28	27.5	30.4	27.5	608.2	2.50
45.0	03:39	27.5	30.0	27.6	566.0	2.50
47.5	03:49	27.5	29.6	27.6	522.3	2.51
57.5	04:33	26.8	27.7	27.2	324.9	2.52

60.0	04:45	26.8	27.5	27.1	269.4	2.54
------	-------	------	------	------	-------	------

En la Tabla 14, se presenta el valor de b_0 que se obtuvo para cada prueba experimental, mientras que en la Figura 40 se muestra la gráfica donde se presentan las curvas por efecto del ángulo de incidencia tanto longitudinal como transversal.

Tabla 14. Resultados de las ecuaciones del ángulo modificador.

Ángulo	Longitudinal (IAML)	Transversal (IAMT)
	$K_\theta = 1 - 0.062 \frac{1}{\cos(\theta)} - 1$	$K_\theta = 1 - 0.477 \frac{1}{\cos(\theta)} - 1$
0.0	1.00	1.00
30.0	0.99	0.92
45.0	0.97	0.80
60.0	0.93	0.52

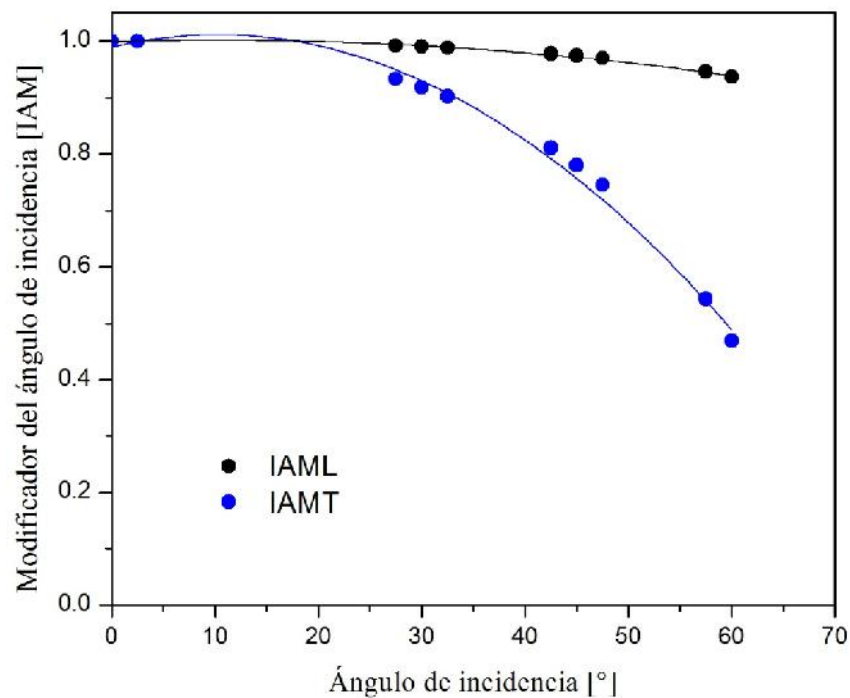


Figura 40. factor modificador por efectos del ángulo de incidencia.

5.2.3 Constante de tiempo del CPC

La Tabla 15 muestra un resumen de los datos registrados para obtener la constante de tiempo realizada el día 27 de noviembre del 2013. La prueba se realizó con valores promedios de flujo másico de 0.04 kg/s, irradiancia de 1075.4 W/m², T_{in}=27.5°C, T_{amb}=26.7°C; la temperatura de salida alcanza el 63.2% en un tiempo de 111 segundos. En la Figura 41, se muestra la gráfica de la constante de tiempo.

Tabla 15. Datos de la prueba de la constante de tiempo.

N. datos	Hora (h:m:s)	G (W/m ²)	T _{amb} (°C)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)
1 (Inicio)	12:37:29	1074.88	26.70	27.46	28.458
11	12:37:59	1075.11	26.70	27.486	28.452
22	12:38:32	1074.87	26.70	27.502	28.457
27	12:38:47	1075.27	26.71	27.537	28.451
34 (Destapo)	12:39:08	1075.51	26.71	27.505	28.466
39	12:39:23	1075.88	26.71	27.539	28.486
44	12:39:38	1076.05	26.72	27.558	28.731
49	12:39:53	1075.87	26.72	27.537	29.296
54	12:40:08	1075.81	26.73	27.557	29.974
59	12:40:23	1076.06	26.73	27.522	30.635
64	12:40:38	1076.07	26.73	27.573	31.285
69	12:40:53	1076.17	26.74	27.555	31.941
70 (63.2%)	12:40:56	1076.38	26.74	27.539	32.064
71	12:40:59	1075.98	26.74	27.53	32.187
81	12:41:29	1075.95	26.75	27.563	33.413
91	12:41:59	1075.43	26.75	27.567	34.34
92	12:42:02	1075.41	26.75	27.572	34.42
93	12:42:05	1074.97	26.76	27.578	34.497
94	12:42:08	1075.02	26.76	27.612	34.561
95 (Estabiliza)	12:42:11	1074.88	26.76	27.585	34.62
105	12:42:41	1074.73	26.77	27.587	34.647
106	12:42:44	1074.93	26.77	27.624	34.659
107	12:42:47	1074.85	26.77	27.623	34.673
108	12:42:50	1075.01	26.78	27.606	34.69

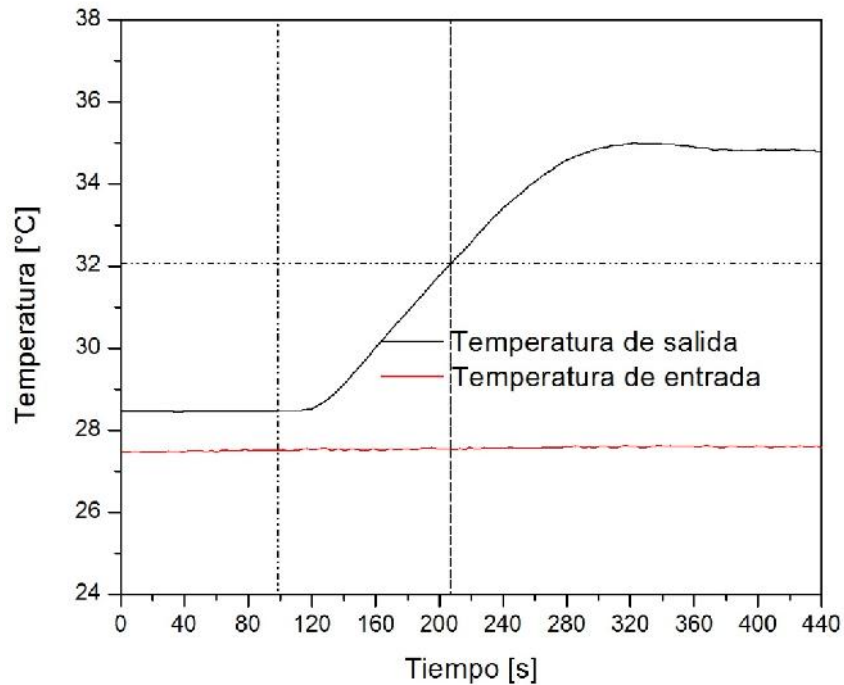


Figura 41. Constante de tiempo del módulo CPC.

5.2.4 Caída de presión del módulo CPC

En la Figura 42 se muestran los datos y la gráfica de caída de presión del módulo CPC. La prueba se realiza con el colector cubierto, o bien cuando no recibe incidencia de la radiación solar e inclinación a 0° ; se utiliza un sensor diferencial de presión, el cual mide la diferencia que existe entre la entrada y salida del colector. Se registran los datos del diferencial de presión y el flujo másico que se hace pasar por el colector.

La prueba se realizó en un intervalo de flujo másico de 0.016 a 0.33 kg/s, temperatura del fluido de 33.3°C , y temperatura ambiente de 31.8°C . Se observa que la máxima caída de presión es de 1.8 kPa para el flujo de 0.33 kg/s.

La instalación en campo, se realiza con varios módulos de colectores instalados en serie o paralelo, además de tener grandes distancias de tuberías, altura de instalación, etc.; conocer

la caída de presión en un colector, es de gran importancia al momento de dimensionar el arreglo, diámetros en las tuberías y potencias de bombeo requeridas.

FLUJO (kg/s)	PRESIÓN (kPa)
0.333	1.829
0.316	1.655
0.300	1.498
0.283	1.341
0.266	1.196
0.250	1.050
0.233	0.928
0.217	0.809
0.200	0.695
0.184	0.597
0.167	0.503
0.150	0.412
0.133	0.334
0.117	0.266
0.100	0.201
0.084	0.154
0.066	0.108
0.050	0.074
0.033	0.048
0.016	0.032
0.000	0.000

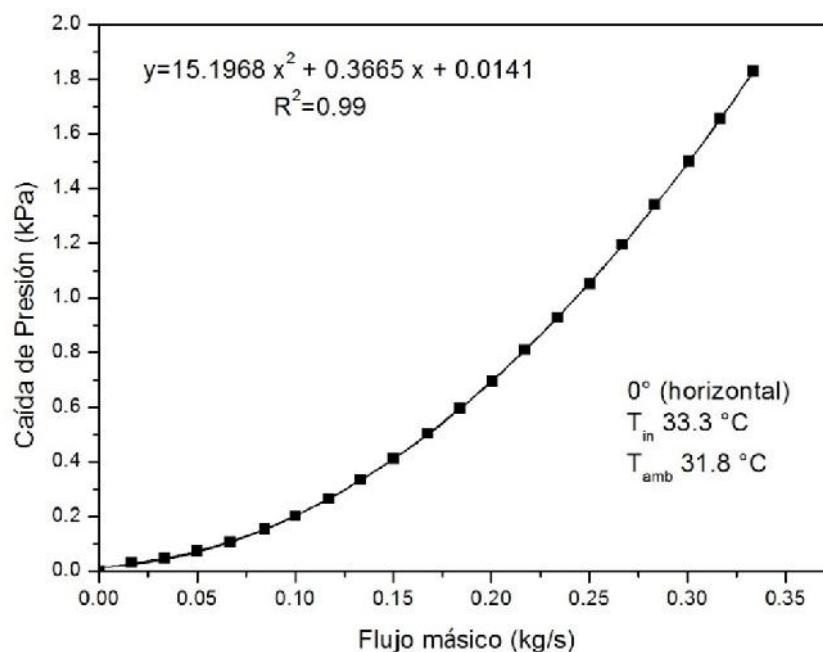


Figura 42. Caída de presión del Módulo CPC.

Tomando en cuenta que el enrejado del CPC tiene 12 canales con tubería de 1/2" y cabezales de 3/4" de diámetro nominal, se muestra una caída de presión aceptable y comparable con lo reportado por los colectores solares de agua de placa plana que se comercializan (55).

5.3 Banco de colectores CPC para operar un SRSA.

El diseño del CPC fue parte del proyecto SENER-CONACYT 117914 "Diseño, construcción y evaluación de un prototipo de aire acondicionado solar para operar en zonas costeras mexicanas", liderado por el Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco, cuyo objetivo fue operar un Sistema de Refrigeración Solar por Absorción (SRSA) con energía solar o alguna otra fuente de calor y producir 3.5 kW de enfriamiento como lo reporta en su tesis de doctorado el Dr. Javier Alejandro Hernández Magallanes (35).

El Sistema de Refrigeración Solar por Absorción (SRSA) tipo vertical (35), mostrado en la Figura 43, se encuentra instalado en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables ubicado en Temixco, Morelos. Opera de forma continua con la mezcla amoniaco-nitrato de litio; fue diseñado para una capacidad de 3.5 kW de enfriamiento y debido a que se encuentra en fase experimental se reporta que el rango de temperaturas de generación probado en el laboratorio, ha sido entre 80 y 100°C en intervalos de 5°C.

El SRSA está conformado por cinco componentes: un absorbedor, un generador, un condensador, un evaporador, un intercambiador de calor de solución, además de una bomba de solución y dos válvulas de expansión.

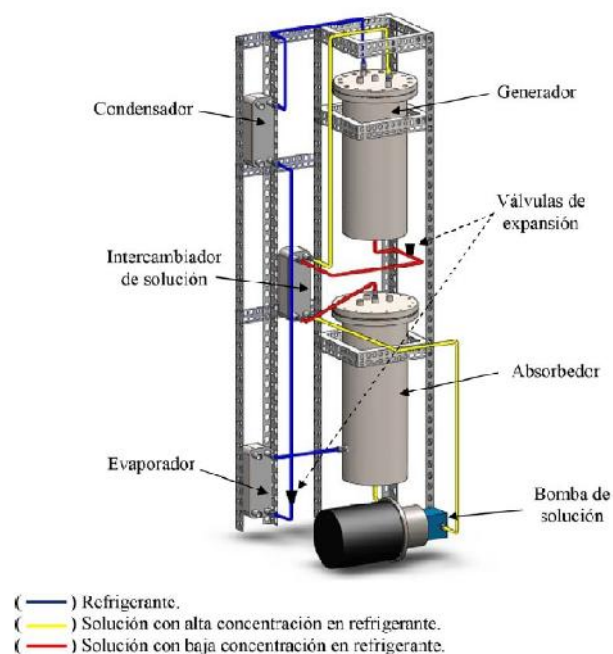


Figura 43. SRSA tipo vertical del IER-UNAM.(35).

5.3.1 Pruebas experimentales del banco de colectores CPC

Como parte del proyecto SENER-CONACYT 117914, el Dr. Sergio Lugo Ucán realizó simulaciones con ayuda de TRNSYS para definir la instalación del banco de colectores utilizando CPC (Figura 44).

Propuso cuatro diferentes arreglos en configuración serie-paralelo; las bases para definir el arreglo fueron: la temperatura alcanzada, el calor útil y el área disponible para la instalación. Fue así como se definió un banco de colectores tipo CPC con 18 módulos divididos en 3 líneas en paralelo de 6 colectores conectados en serie, un área de captación total de 37.8 m².

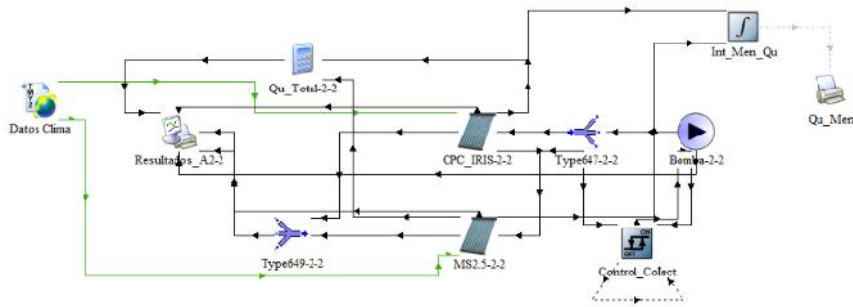


Figura 44. Simulación del arreglo de colectores, utilizando TRNSYS (56).

El banco de colectores fue instrumentado para obtener registros de las variables involucradas. En la Figura 45, se muestra esquemáticamente la ubicación de los sensores en el banco de colectores: se instaló un sensor de flujo (F) en la entrada de cada línea para medir y balancear el suministro de agua con ayuda de válvulas al inicio de cada fila. En la Fila 1 se mide la temperatura (T) de entrada y salida de cada colector, mientras que en las líneas 2 y 3 las temperaturas se miden en la entrada y salida de cada fila. Se instalaron sensores en una fila para poder conocer el comportamiento del arreglo en serie y conocer el aporte de temperatura de cada colector para fines de investigación.

De igual manera se tiene sensores de temperatura (T) y presión (P) que miden la entrada y salida de todo el banco, un piranómetro instalado a la misma inclinación de los colectores para conocer la incidencia de radiación y un sensor de temperatura ambiente.

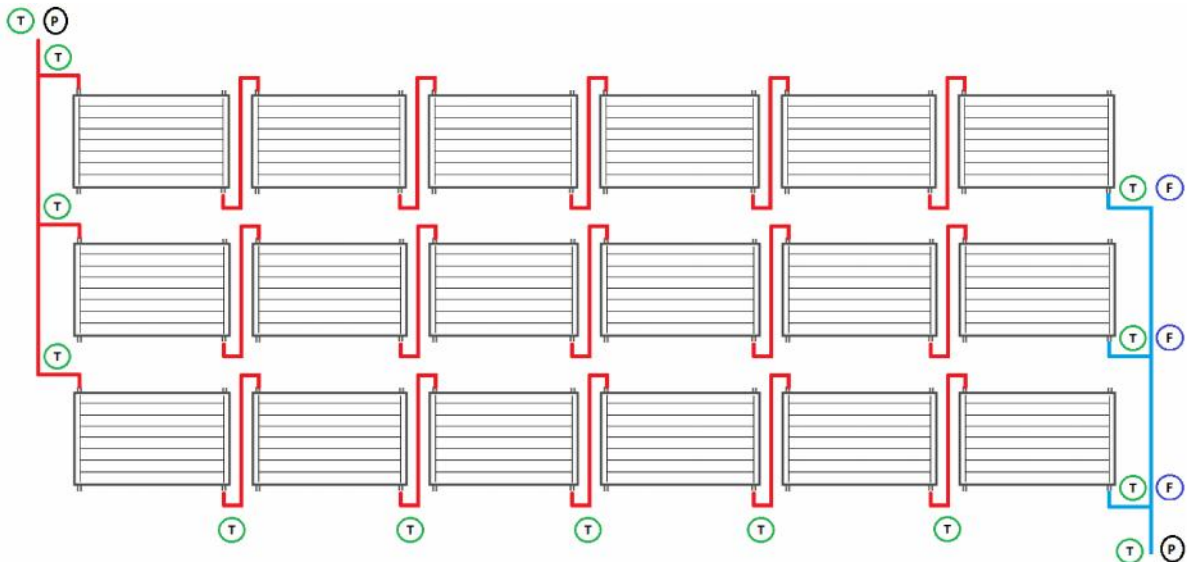


Figura 45. Ubicación de los sensores en el banco de colectores.

En la Figura 46, se muestra el banco de colectores tipo CPC instalado en la azotea del laboratorio de Refrigeración del Instituto de Energías Renovables ubicado en Temixco, Morelos.



Figura 46. Banco de colectores CPC instalado en el IER-UNAM

Las pruebas experimentales se pretendían realizar a un flujo de 0.041 kg/s (2.4 kg/min) correspondiente al flujo de cada colector de acuerdo a su área de apertura; sin embargo, el balance del flujo másico en cada línea no se logró correctamente por lo que se hizo lo más cercano, lográndose en promedio un flujo de 0.036 kg/s (2.2 kg/min.).

Las cuatro pruebas se realizaron en los meses de marzo y abril del 2016, registrando los datos cada 30 segundos. Al inicio de cada prueba, se revisaba que los sensores estuvieran registrando los valores correctos y que el flujo estuviera balanceado en cada línea de colectores. El sistema fue operado de 8:45 am a 15:45 pm, por lo que las variables cambiaban a lo largo del día.

A continuación se presentan los resultados obtenidos experimentalmente en el banco de colectores. Los resultados que se presentan, sólo son valores en la salida de la parte solar, sin considerar el tanque de almacenamiento.

5.3.1 Prueba de eficiencia en el banco de colectores CPC

En la Tabla 16 se muestra el promedio de datos registrados el día 6 de abril del 2016 en un periodo de 9:25 am. a 16:15 pm. Los datos corresponden a la línea 1 del banco de colectores

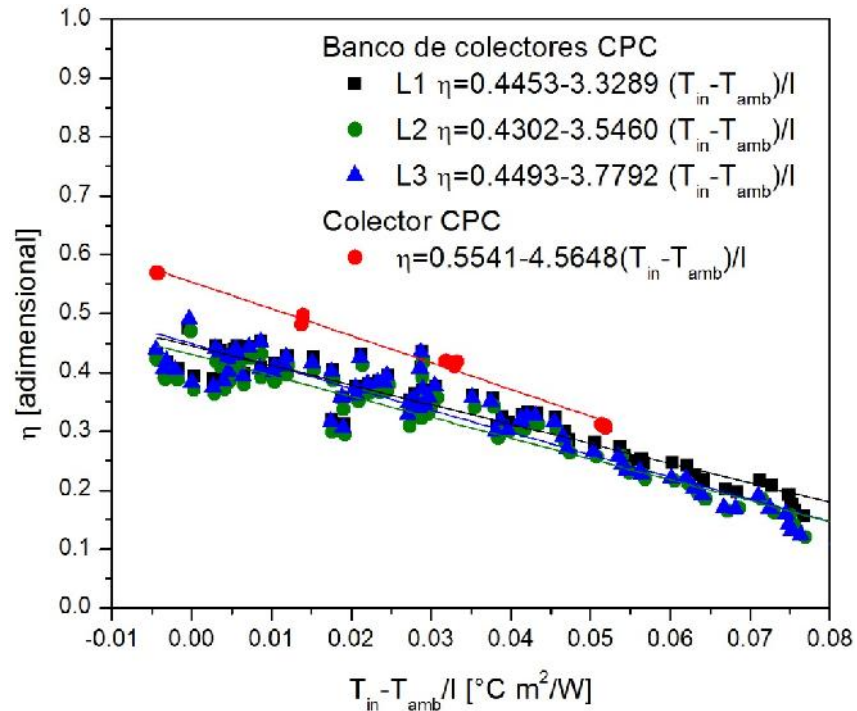
CPC registrados cada 30 s. Se observa que la temperatura de entrada en el banco de colectores aumenta a lo largo del día, esto es debido a que la operación del sistema es un circuito cerrado, es decir, se tiene un tanque de almacenamiento donde se almacena el agua y este mismo es el que se suministra al banco de colectores a lo largo del día.

Tabla 16. Datos registrados en la línea 1 del banco de colectores CPC.

Hora	T _{in} °C	T _{out} °C	T _{amb} °C	G W/m ²	m kg/s
9:23-9:29	25.74	44.93	25.90	527.10	0.03
9:35-9:39	26.76	48.70	28.99	662.47	0.03
9:45-9:49	27.62	51.19	29.65	675.68	0.03
9:55-9:59	30.96	54.32	30.77	718.49	0.03
10:20-10:25	34.04	62.53	31.19	784.85	0.03
10:35-10:40	35.60	65.23	30.73	829.20	0.03
11:00-11:05	40.28	68.46	34.62	861.01	0.03
11:05-11:10	41.23	69.64	32.35	843.13	0.03
11:10-11:15	42.25	70.96	33.17	871.00	0.03
11:15-11:20	43.31	71.89	33.43	819.85	0.03
11:30-11:35	46.46	72.76	32.26	801.68	0.03
11:50-11:55	51.43	76.70	34.16	979.93	0.03
11:55-12:00	52.68	80.00	34.69	948.59	0.03
12:00-12:05	54.67	83.58	33.71	946.06	0.03
12:15-12:20	56.18	84.74	34.29	929.42	0.03
12:20-12:25	56.98	85.02	34.57	918.90	0.03
12:25-12:30	57.84	85.42	34.12	819.14	0.03
12:45-12:50	61.14	84.75	36.42	860.74	0.03
12:50-12:55	61.57	86.40	35.97	938.66	0.03
12:55-13:00	61.98	88.22	36.10	925.12	0.03
13:05-13:07	62.90	89.86	36.26	915.76	0.03
13:15-13:20	64.72	90.84	36.98	947.28	0.03
13:20-13:25	66.06	91.63	38.68	928.01	0.03
13:40-13:45	70.40	91.36	36.99	872.22	0.03
13:45-13:50	70.93	92.31	35.86	882.10	0.03
13:55-14:00	71.68	93.74	36.16	856.57	0.03
14:10-14:15	73.14	92.58	38.06	768.63	0.03
14:20-14:25	74.54	91.48	38.27	767.21	0.03
14:25-14:30	75.12	91.49	36.93	755.09	0.03
14:50-14:55	77.90	90.99	38.70	691.95	0.03
14:55-15:00	78.21	90.88	36.87	685.27	0.04
15:35-15:40	79.82	87.91	38.54	551.41	0.04
15:40-15:45	79.80	87.13	38.57	547.77	0.04
15:55-16:00	79.73	86.61	38.55	544.39	0.04
16:00-16:05	79.57	84.96	37.93	500.47	0.04
16:05-16:10	79.41	84.28	38.18	479.10	0.04
16:10-16:15	79.31	83.53	38.18	420.49	0.04

En la Figura 47 a) y b) se muestran las eficiencias y la regresión lineal de las tres líneas de colectores y del banco en general. La eficiencia del banco en general, fue calculada con el flujo total ingresado al sistema y la temperatura de entrada y salida en el mismo.

a)



b)

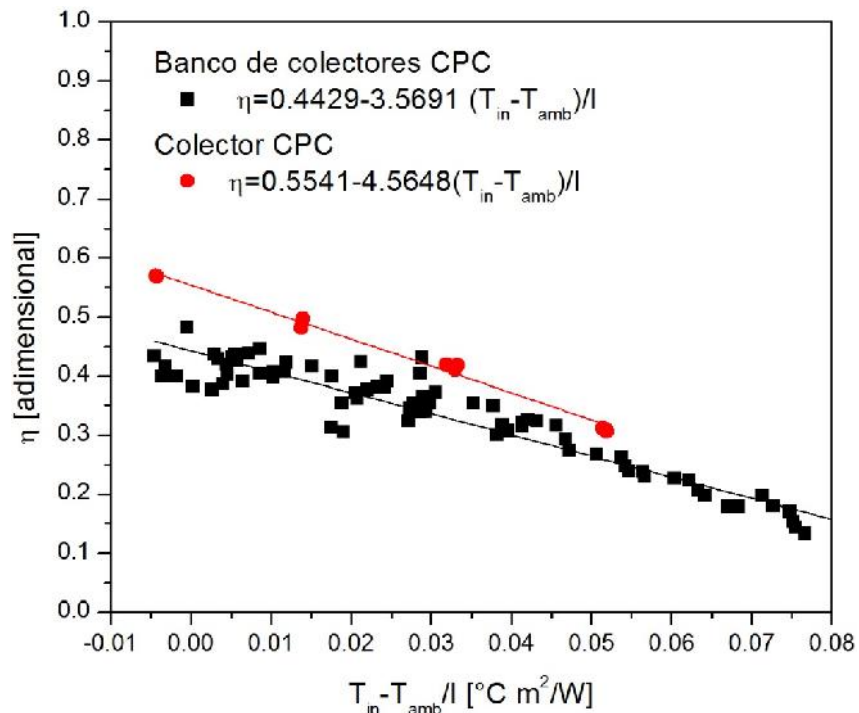


Figura 47. Eficiencia de a) las tres líneas y b) del banco de colectores a un flujo de 2.2 kg/min.

En las gráficas anteriores, también se presenta la curva de eficiencia obtenida del colector CPC. Como puede observarse en cada una de las gráficas, la eficiencia en el banco de colectores es menor al colector CPC evaluado, esto se debe a diferentes factores, ejemplo:

- La variación del flujo másico en las pruebas
- El ángulo de incidencia de los rayos solares; el ángulo en los colectores del banco de pruebas es fijo, mientras que las pruebas en el colector se realizaba con los rayos perpendiculares al plano del colector.
- Problemas de fabricación en serie; los reflectores del banco de CPCs tienen defectos en su curvatura, por lo que el centrado del tubo receptor al reflector, se encuentran desfasados del foco, afectando la eficiencia óptica, a diferencia del colector CPC que se manufacturó cuidando los detalles del centrado.
- En el banco de colectores no se tuvieron condiciones estables, es decir que debido a que el banco fue operado durante todo el día, la temperatura de entrada varía a lo largo de la prueba.
- Pérdidas involucradas en el sistema.

A un flujo promedio de 2.2 kg/min, la curva de eficiencia térmica que se tiene en el banco de colectores de CPC es de $y = 0.4429 - 3.5691 \frac{(T_{in}-T_{amb})}{I}$, lo que representa un 20% menor comparando el intercepto y un 22% comparando la pendiente contra la curva de eficiencia del CPC.

En la Tabla 17 se presentan los valores promedios de las diferentes variables registradas a lo largo de la prueba. El registro de la irradiancia y temperatura ambiente se muestra en la Figura 48.

Tabla 17. Valores registrados en el banco de CPC a un flujo másico de 0.036 kg/s el día 6 de abril del 2016.

Hora	m	G	T _{amb}	T _{in}	T _{out}
hh:mm	kg/min	W/m ²	°C	°C	°C
8:45-9:45	0.03	302.5	25.9	25.7	41.9
9:45-10:45	0.03	762.9	30.5	32.8	58.6
10:45-11:45	0.03	812.2	32.7	42.8	69.4
11:45-12:45	0.03	903.8	34.3	55.6	81.3
12:45-13:45	0.03	897.0	36.5	65.0	88.7
13:45-14:45	0.03	789.3	37.0	73.6	91.3
14:45-15:45	0.03	629.9	37.7	79.0	88.5

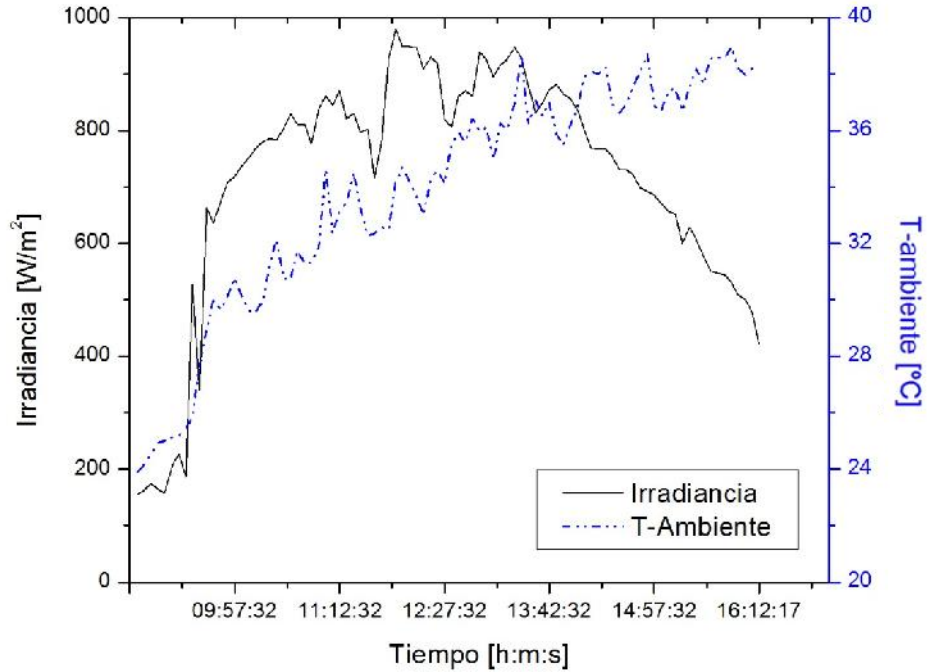


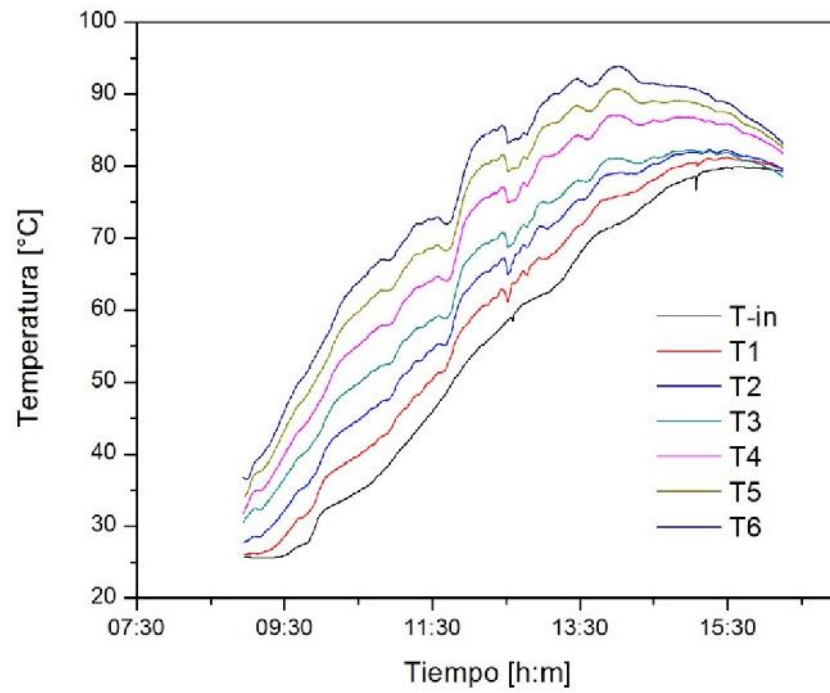
Figura 48. Irradiancia y temperatura ambiente registradas en el día de prueba a un flujo 0.03 kg/s.

Se puede observar que la gráfica de la irradiancia solar no estuvo constante durante el periodo de prueba, debido a la nubosidad del día.

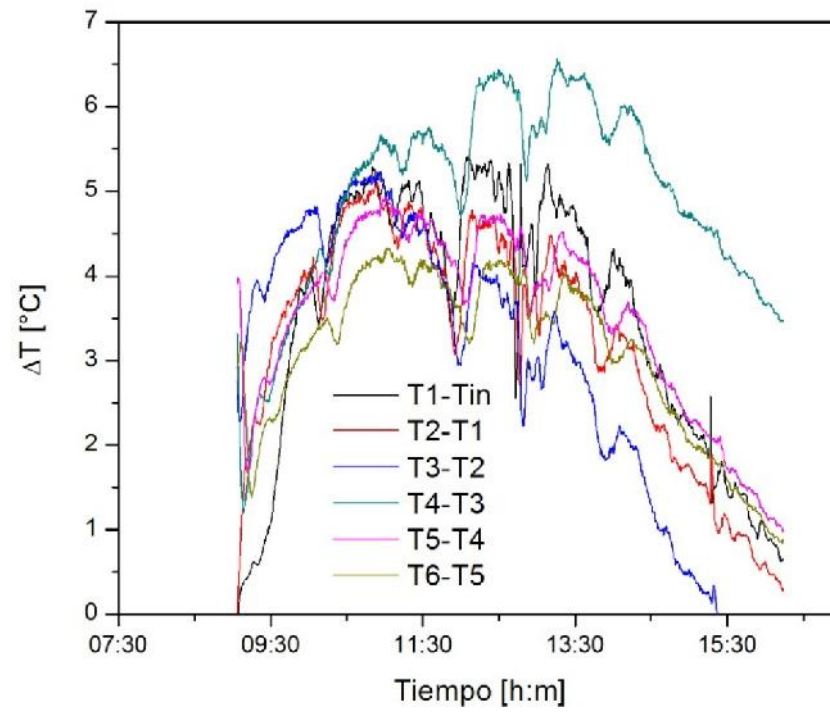
5.3.2 Incremento de temperatura y calor útil obtenido.

El perfil de temperaturas y la diferencia de temperatura en cada uno de los colectores instalados en la línea 1 es mostrada en la Figura 49 a), b) y c).

a)



b)



c)

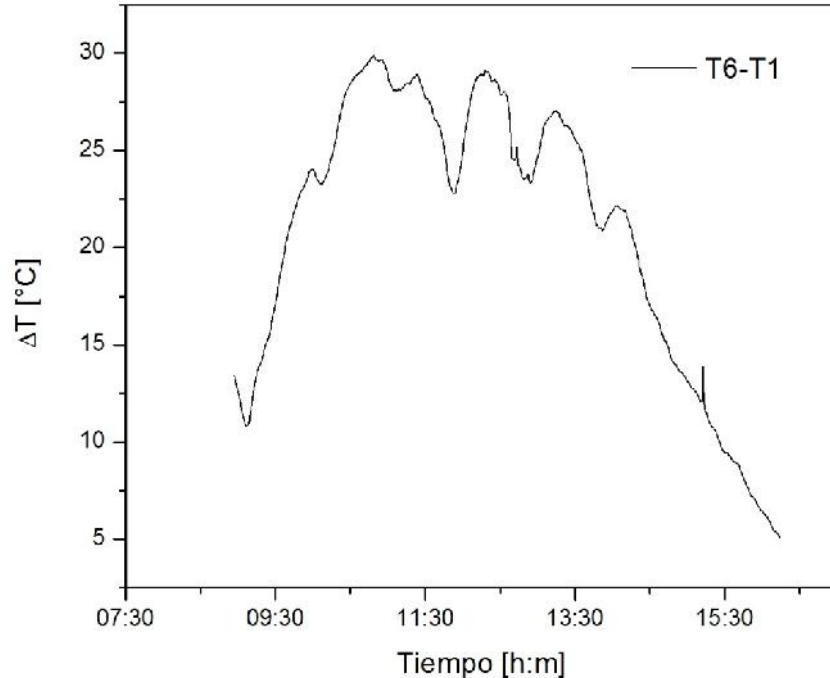


Figura 49. a) Perfil del incremento de temperatura; b) diferencia de temperaturas en la línea 1, a un flujo de 2.2 kg/min; c) diferencia de temperatura entre el sensor 6 y el sensor 1.

Como puede observarse en las gráficas anteriores, la máxima temperatura en la salida del banco de colectores CPC fue de 93.8 °C a un flujo promedio de 0.03 kg/s (2.2 kg/min), mientras que el incremento de temperatura promedio entre la entrada y salida en las líneas del banco de colectores fue de 20.5 °C. Se esperaba que se alcanzara una diferencia de temperatura mayor por ser un sistema de concentración, pero se observa que el banco de colectores no logra satisfacer al SRSA cuando requiera temperaturas arriba de 95 °C, por lo que será necesario aumentar el número de colectores, o bien mejorar la curva de eficiencia del CPC.

En la Figura 50 se muestra el calor útil ($Q_u = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})$) que se obtuvo en cada línea y banco de colectores CPC. En el esquema mostrado previamente sobre la posición de los sensores en el banco de colectores (Figura 45), se muestra que se tiene un sensor de temperatura en la entrada y salida del sistema, además de un sensor de temperatura en la entrada y salida de cada línea; de igual manera los sensores de flujo están posicionados en la entrada de cada línea, por lo que el calor útil se obtiene con la información de estos sensores.

El flujo másico considerado para todo el sistema, es la suma de las tres líneas, el cual es un promedio de 0.11 kg/s (6.6 kg/min) a lo largo del día de prueba.

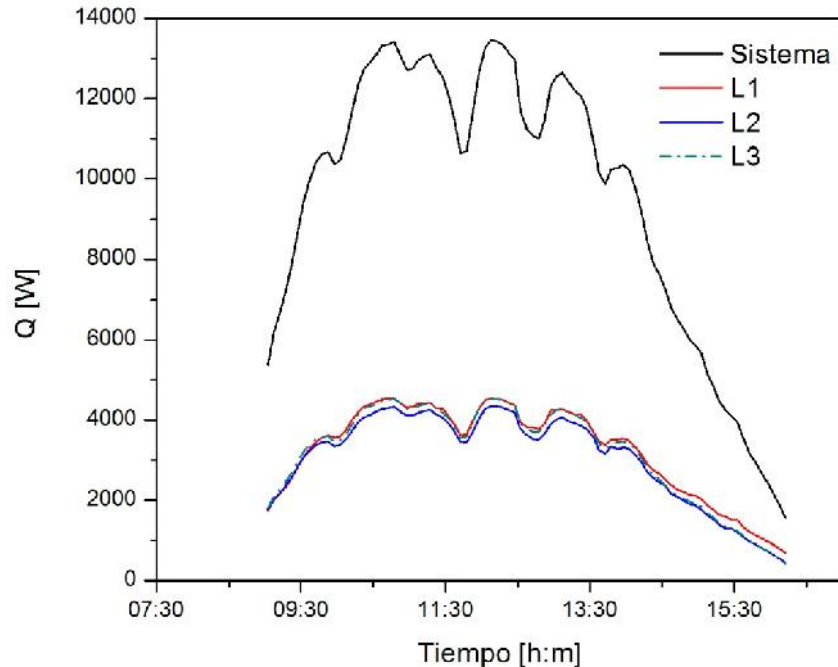


Figura 50. Calor útil obtenido en las líneas y banco de colectores a un flujo de 2.2 kg/min.

Se puede observar que el calor útil total promedio entregado por el banco de colectores CPC en un horario de 8:45 am a 15:45 pm, fue de 9.4 kW, o bien de 253.6 MJ, con valores promedio de irradiancia de 728 W/m^2 y temperatura ambiente de 33.5°C .

De acuerdo a los datos experimentales reportados en la tesis de doctorado del Dr. Javier Alejandro Hernández Magallanes (35), para el Sistema de Refrigeración Solar por Absorción que opera con la mezcla Amoniaco-Nitrato de Litio y que se encuentra instalado en el laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor, se realizaron pruebas variando la temperatura de generación en un rango de 85 a 105°C ; en promedio se obtuvo un COP de 0.68, una potencia de generación externa de calentamiento de 3.6 kW y una potencia de evaporación de 2.1 kW.

5.3.3 SRSA operado con el banco de colectores CPC.

En la tesis de doctorado del Dr. Sergio Lugo Ucán (56), se reportan los resultados del banco de colectores CPC operando durante un año en la localidad de Temixco, Morelos, donde se encuentra instalado el mismo, utilizando la curva de eficiencia preliminar que se reportó en las primeras pruebas experimentales del colector CPC $y = 0.5931 - 3.3583 (T_{in} - T_{amb})/I$.

El Dr. Sergio Lugo realizó una segunda simulación utilizando la curva de eficiencia reportada en el presente trabajo $y = 0.5541 - 4.5648 (T_{in} - T_{amb})/I$, utilizó un tanque de

almacenamiento de 700 litros y una temperatura de entrada al generador de 72 °C, el cual es el valor nominal según las especificaciones de un equipo comercial.

Los resultados muestran en la Figura 51 el comportamiento del sistema para un año típico. Se observa la cantidad de calor requerido por el generador, la energía aportada por el sistema solar, la energía suministrada por el sistema auxiliar y la fracción solar mensual. La fracción solar es definida como la relación de la cantidad de energía obtenida mediante el sistema solar dividido por el total de la energía que se requiere (30).

El valor anual promedio de la fracción solar es de 26.3%, la mayor aportación sería de 43.7% en el mes de abril, mientras que en los meses de enero y diciembre se tendría una aportación solar de 7.5% y 4.5% respectivamente.

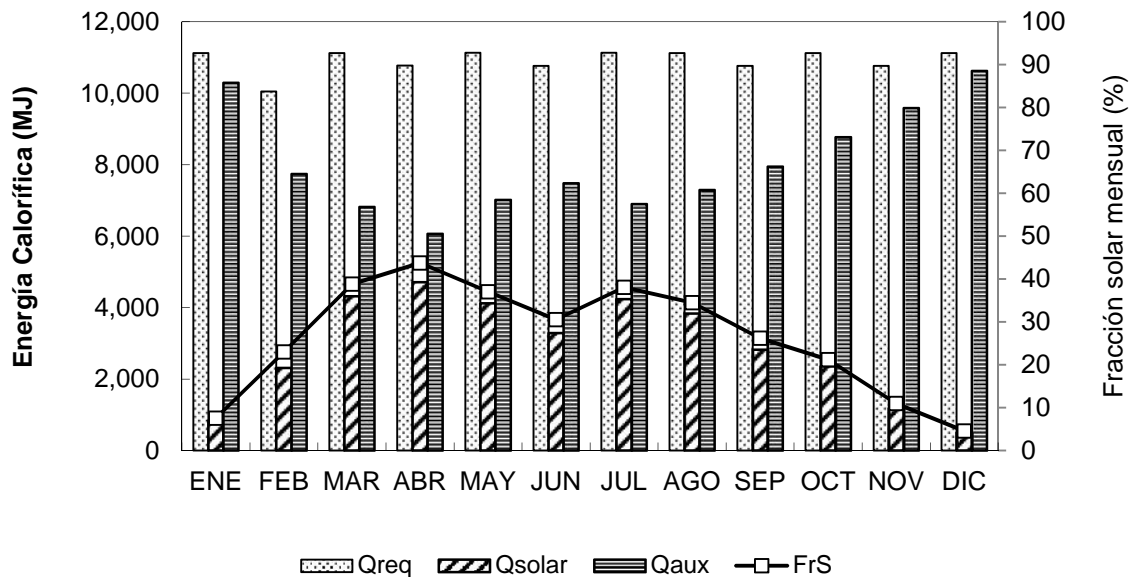


Figura 51. Energía mensual aportado con el banco de colectores CPC al del sistema de refrigeración solar.

De acuerdo a los resultados de la simulación, el aporte del sistema solar con CPC no es suficiente para suministrar el total de la energía requerida por el sistema de absorción que requiere para su funcionamiento, por lo que es necesario contar con un sistema auxiliar de calentamiento.

6. Conclusiones y Recomendaciones

6.1 Conclusiones

A partir de los resultados obtenidos del trabajo doctoral se presentan las siguientes conclusiones:

Se realizó la simulación de varias geometrías de colectores CPC, y en función de los resultados obtenidos se seleccionó y fabricó un prototipo con las mejores características en cuanto a costo, facilidad de fabricación y el mejor aporte térmico de acuerdo a lo requerido por un Sistema de Refrigeración Solar por Absorción; obteniendo un colector con tubo receptor de cobre de ½” de diámetro nominal, con superficie selectiva comercial SOLKOTE que tiene una absorptancia de 0.90 y una emitancia de 0.47. Ángulo de aceptación de 30° y razón de concentración de 1.8. Las dimensiones finales de cada CPC individual fueron de 90.04 mm de ancho, 56.64 mm de alto y 1950 mm de largo. El módulo final se diseñó con 12 canales con un área de apertura de 2.1 m².

Se desarrolló un método para la fabricación y armado del colector CPC, incluyendo el diseño, fabricación de los troqueles y moldes para la formación de las envolventes. Lo anterior en conjunto con el diseño del CPC derivó en una solicitud de patente nacional que se encuentra en trámite y publicada en gaceta con el número de registro IMPI MX/a/2015/005668.

Se diseñó, construyó e instrumentó un banco de pruebas para evaluar colectores CPC, conformado por una estructura de inclinación variable, un subsistema de recirculación y acondicionamiento de agua, un subsistema de monitoreo y de adquisición de datos para realizar pruebas experimentales a diferentes condiciones de operación.

Para validar el modelo numérico se diseñó y se fabricó un canal de CPC, donde se realizó la comparación de los resultados experimentales y los resultados numéricos. Se realizaron pruebas de eficiencia térmica instantánea, incremento de temperatura y caída de presión.

- En cuanto a las pruebas de eficiencia instantánea, la validación se realizó con flujos másicos de 0.54 y 0.73 kg/min. La comparación de los resultados numéricos y experimentales muestran que el modelo numérico sobrestima la eficiencia a temperaturas de entrada superiores a la temperatura ambiente, esto es debido a las pérdidas involucradas en el prototipo a mayor temperatura de entrada. La diferencia entre los resultados numéricos y experimentales, muestran que se deben probar con otras correlaciones para tomar en cuenta las pérdidas convectivas. Los datos que se encuentran en el eje de X en el rango de 0.01 a 0.03, la desviación media es de aproximadamente un 11% para un flujo másico de 0.54 kg/min; mientras que es un 9% para un flujo másico de 0.73 kg/min.

- La comparación de los resultados numéricos y experimentales es en promedio de todos los datos de un 3.8 % para el flujo de 0.54 kg/min; y de un 2.5% para el flujo de 0.73 kg/min.
- En cuanto a los resultados experimentales de incremento de temperatura al ser comparados con los resultados numéricos, muestran que el 69.2 % de 39 datos presentados se encuentra dentro de un error de ± 0.5 °C y todos los puntos están dentro de ± 1.0 °C.
- En cuanto a la caída de presión la desviación promedio de los datos experimentales comparados con los resultados del modelo numérico fue de $\pm 10.7\%$ y la desviación estándar fue de $\pm 2.7\%$.

El modelo numérico muestra ser confiable en temperaturas de entrada cercanas a la temperatura ambiente y es una herramienta para conocer de manera rápida el comportamiento del CPC a diferentes condiciones de operación.

Se realizaron pruebas experimentales conforme a protocolos de pruebas de la ANSI-ASHRAE 93-1986, en concordancia con la norma mexicana NMX-ES-001 NORMEX 2005, donde se obtuvieron la ecuación de eficiencia térmica instantánea, el factor modificador por ángulo de incidencia, la constante de tiempo y la caída de presión.

En las pruebas experimentales del **colector CPC** se obtuvo la ecuación de eficiencia térmica instantánea, factor modificador por ángulo de incidencia, constante de tiempo y caída de presión.

- La ecuación de eficiencia térmica instantánea que se obtuvo en el CPC a un flujo de 0.041 kg/s

$$y = 0.5541 - 4.5648 \frac{(T_{in} - T_{amb})}{I}$$
- Se obtuvieron las gráficas y resultados del factor modificador por efectos del ángulo de incidencia:

$$\text{Longitudinal } K_{\theta} = 1 - 0.062 \frac{1}{\cos \theta} - 1$$

$$\text{Transversal. } K_{\theta} = 1 - 0.477 \frac{1}{\cos(\theta)} - 1$$
- La constante de tiempo obtenida fue de 111 segundos.
- Se obtuvo la ecuación de caída de presión del módulo CPC, mostrando caídas de presión en rangos de 0.02 kPa a 1.8 kPa con flujos máxicos de 1 a 20 kg/min respectivamente.

Se instrumentó y se evaluó el **banco formado por 18 colectores tipo CPC** que se instaló en el laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del IER-UNAM, y que se utiliza para operar un Sistema de Refrigeración Solar por Absorción de 3.5 kW de capacidad. La evaluación experimental del banco de colectores se realizó con flujos máxicos de 0.036 kg/s por colector.

- La ecuación de eficiencia térmica instantánea que se obtuvo para el banco de colectores de CPC fue de: $y = 0.4429 - 3.5691 \frac{(T_{in} - T_{amb})}{I}$.

Al comparar el intercepto y la pendiente de la ecuación del colector CPC y la ecuación obtenida del banco de colectores, se tiene un 20% menor en el intercepto y un 22% en la pendiente; esto se debe a factores como la variación de un 12% en el flujo másico de las pruebas experimentales, el ángulo de inclinación de la instalación y prueba de los colectores, pérdidas en tuberías, en el banco de colectores no se tuvieron condiciones estables durante la prueba debido a que el banco fue operado durante todo el día, problemas de fabricación en serie que involucra los errores de curvatura, centrado del tubo receptor, entre otros.

El calor útil obtenido por el banco de colectores CPC fue de 9.4 kW durante 6 horas de operación, la temperatura máxima obtenida fue de 94 °C a la salida del banco de colectores a un flujo másico de 0.036 kg/s por colector, por lo de acuerdo a la potencia y temperatura que el banco entrega, el número actual de colectores, no es suficiente para el requerimiento del SRSA. Se tiene que mejorar el rendimiento del colector para poder tener una curva de eficiencia que sea competitivo comercialmente.

En cuanto a operar un sistema de enfriamiento por absorción utilizando la aportación de calor del banco de CPC, se concluye que de acuerdo a los resultados de la simulación en un año de operación, no se logra suministrar el total del calor requerido. Para la simulación se utilizó un tanque aislado con capacidad de 700 L, el aporte en cuanto a la fracción solar es en promedio de 26.3%, por lo que se requiere de un sistema auxiliar de respaldo para el complementar el calor total requerido.

6.2 Recomendaciones y trabajo futuro.

Al concluir el trabajo de tesis doctoral y derivado de las diversas pruebas experimentales que se realizaron, el intercepto de la curva de eficiencia instantánea resultó baja para ser tipo concentrador, por lo que se debe seguir trabajando en mejoras, y se plantean las siguientes recomendaciones:

- Rediseñar el CPC para tener una menor longitud en el enrejado, esto evitaría que los tubos se cuelguen y se pueda realizar un mejor centrado al reflector.
- Realizar algunas adecuaciones al proceso de fabricación del colector CPC (ensamblado), con la finalidad de mejorar la alineación de los tubos receptores a las superficies reflectoras, lo cual podría aumentar la eficiencia del colector CPC desarrollado.
- Simular y evaluar experimentalmente una doble cubierta transparente en el CPC, buscando disminuir las pérdidas térmicas que presentan actualmente.
- Evaluar otros materiales que pudieran utilizarse para disminuir costos y aumentar el rendimiento térmico del colector. Dentro de los materiales que tienen un impacto en el comportamiento térmico, básicamente se encuentra la cubierta, el material reflectivo y la película selectiva del tubo receptor para la absorción de calor.

7. BIBLIOGRAFÍA

1. Ortega N, García-Valladares O, Best R, Gómez VH. Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator. *Renewable Energy*. 2008.
2. Ferrari L. Energía finita en un planeta finito. *Revista Digital Universitaria*. 2013.
3. Beltrán LR, Alexandri RR, Herrera JR, Ojeda OG. Balance Nacional de Energía. Secretaría de Energía, Subsecretaría de Planeación y Transición Energética. 2018.
4. Cámara de Diputados del H. Congreso de la Unión. Ley para Aprovechamiento de las Energías Renovables y Financiamiento para la Transición Energética. *Diario Oficial de la Federación*. 2012.
5. Cámara de Diputados del H. Congreso de la Unión. Ley General de Cambio Climático. *Diario Oficial de la Federación* 19-01-2018 2018.
6. Coldwell PJ, Beltrán Rodríguez L, Ricardo A, Quiroga F, Reyes FZ, Brasdefer G, et al. Secretaría de Energía: Elaboración y Revisión [Internet]. https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/340121/Informe_Renovables_2017_cierre.pdf
7. México de. Prontuario Solar [Internet]. [http://ww.ucol.mx/content/publicacionesenlinea/adjuntos/Prontuario-solar-de-Mexico-\(noviembre-de-2015\)_6.pdf](http://ww.ucol.mx/content/publicacionesenlinea/adjuntos/Prontuario-solar-de-Mexico-(noviembre-de-2015)_6.pdf)
8. Energía S de. Programa Especial para el Aprovechamiento de Energías Renovables. *Metrología*. 2009.
9. SENER. Balance Nacional de Energía 2015. Secretaría de Energía. 2016.
10. Balance Nacional de Energía 2017 [Internet]. https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/414843/Balance_Nacional_de_Energ_a_2017.pdf
11. Energía solar térmica para procesos industriales en México. Estudio Base de Mercado [Internet]. https://www.conuee.gob.mx/transparencia/EnergiaSolarTermica_EstudioDeMercado.pdf
12. Estrada Gasca CA. Transición energética, energías renovables y energía solar de potencia. *Revista Mexicana de Física*. 2013.
13. Diario oficial. Segunda sección poder ejecutivo secretaria de medio ambiente y recursos naturales. *Diario Oficial*. 2016.
14. Winston R. Principles of solar concentrators of a novel design. *Solar Energy*. 1974.
15. Blanco COR. Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente

usando un CPC como generador-absorbedor. 2006.

16. Santos-González I, Ortega N, Gómez VH, García-Valladares O, Best R. Development and experimental investigation of a compound parabolic concentrator. *International Journal of Energy Research*. 2012.
17. González MI, Rodríguez LR, Lucio JH. Evaluation of thermal parameters and simulation of a solar-powered, solid-sorption chiller with a CPC collector. *Renewable Energy*. 2009.
18. Horta P, Henriques JCC, Collares-Pereira M. Impact of different internal convection control strategies in a non-evacuated CPC collector performance. *Solar Energy*. 2012.
19. Gang P, Guiqiang L, Xi Z, Jie J, Yuehong S. Experimental study and exergetic analysis of a CPC-type solar water heater system using higher-temperature circulation in winter. *Solar Energy*. 2012.
20. Abdullahi B, AL-Dadah RK, Mahmoud S, Hood R. Optical and thermal performance of double receiver compound parabolic concentrator. *Applied Energy*. 2015.
21. Zheng W, Yang L, Zhang H, You S, Zhu C. Numerical and experimental investigation on a new type of compound parabolic concentrator solar collector. *Energy Conversion and Management*. 2016.
22. Aguilar-Jiménez JA, Velázquez N, Acuña A, López-Zavala R, González-Uribe LA. Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency. *Applied Thermal Engineering*. 2018.
23. Jesús SPPAG de. Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción enfriado por aire operando con diversas mezclas refrigerante-absorbente y diseño y puesta en marcha de dos plantas demostrativas en México. Universidad Nacional Autónoma de México; 2018.
24. Goswami, D. Yogi, Kreith, Frank, Kreider, Jan F. Principles of Solar Engineering. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2000.
25. Tíba C, Fraidenraich N. Optical and thermal optimization of stationary non-evacuated CPC solar concentrator with fully illuminated wedge receivers. *Renewable Energy*. 2011.
26. Pramuang S, Exell RHB. Transient test of a solar air heater with a compound parabolic concentrator. *Renewable Energy*. 2005.
27. Octavio RBC. Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor. 2006.
28. NIST. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.1. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.1. 2013.

29. García-Valladares O, Pérez-Segarra CD, Rigola J. Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators. *International Journal of Refrigeration*. 2004.
30. Duffie J, Beckman W. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2nd ed. John Wiley and Sons. New York: USA. John Wiley and Sons. New York: USA. 1991.
31. Prapas DE, Norton B, Probert SD. Thermal Design of Compound Parabolic Concentrating Solar-Energy Collectors. *Journal of Solar Energy Engineering* [Internet]. 1987 May 1;109(2):161. <http://solarenergyengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1454679>.
32. Hsieh CK. Thermal analysis of CPC collectors. *Solar Energy*. 1981.
33. Schlunder, E.U. *Heat exchanger design handbook* [Internet]. Hemisphere Publishing, New York, NY; 1983. <https://www.osti.gov/biblio/6336261>.
34. Alberto DIL. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar tipo Horizontal operando con la Mezcla Nitrato de Litio-Amoniaco. Universidad Nacional Autónoma de México; 2013.
35. Alejandro HMJ. Desarrollo y evaluación de un Sistema de enfriamiento solar tipo vertical operando con la mezcla Nitrato de Litio-Amoniaco. 2017.
36. Técnicas Especializadas I, Imprensa S. NMX-ES-001-NORMEX-2005 fecha de inicio de vigencia: 14 de octubre de 2005 [Internet]. <http://www.sitiosolar.com/NMX-ES-001-NORMEX - 2005.pdf>
37. Kalogirou SA. Solar energy engineering: processes and systems. *Journal of Chemical Information and Modeling*. 2013.
38. Base De Mercado E. Energía solar térmica para procesos industriales en México [Internet]. www.gob.mx/conueewww.anes.org
39. Aguillón Martínez J. Energías Alternativas: Propuesta de Investigación y Desarrollo Tecnológico para México. *Energías alternas : propuesta de investigación y desarrollo tecnológico para México*. 2010.
40. Rabl A. Comparison of solar concentrators. *Solar Energy*. 1976.
41. Collares-Pereira M. Energía solar y óptica sin imágenes para la producción de agua limpia. In: *Solar Safe Water*. 2005.
42. Oommen R, Jayaraman S. Development and performance analysis of compound parabolic solar concentrators with reduced gap losses - “V” groove reflector. *Renewable Energy*. 2002.
43. Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2004.
44. Rabl A. *Active Solar Collectors and Their Applications* (Oxford U. Press, New York).

- New York. 1985.
45. McIntire WR. Truncation of nonimaging cusp concentrators. Solar Energy. 1979.
 46. Ávila. NO. Validación experimental del modelo de transferencia de calor en un Concentrador Parabólico Compuesto aplicado a la refrigeración solar. Centro de Investigación en Energía; 2008.
 47. Eva SRM. Diseño y análisis experimental de diferentes tipos de receptores en un Concentrador Parabólico Compuesto 2015.
 48. Google Code Archive - Long-term storage for Google Code Project Hosting. [Internet]. <https://code.google.com/archive/p/tonatiuh/>
 49. SOLEC-Solar Energy Corporation • (609)883-7700 • www.SOLEC.org Unparalleled Proven Durability for the Life of Your Collector [Internet]. 2011 from: www.SOLEC.org
 50. KG A-SG& C. www.alanod-solar.com.
 51. Santos-González I, García-Valladares O, Ortega N, Gómez VH. Numerical modeling and experimental analysis of the thermal performance of a Compound Parabolic Concentrator. Applied Thermal Engineering. 2017.
 52. Schmid WA, Lazos RJ, Revisión M. Guía para estimar la incertidumbre de la medición. Centro Nacional de Metrología 2004.
 53. Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. ASHRAE Standard. 2003.
 54. SPF: Collectors [Internet].. <http://www.spf.ch/Collectors.111.0.html?&L=6>.
 55. SPF-Info User Manual Collector Catalogue [Internet]. <http://www.spf.ch/>
 56. Uriel LUS. Modelación matemática y validación experimental de sistemas solares térmicos utilizados para generar calor de procesos industriales. 2018.
 57. Spencer J. Fourier series representation of the position of the sun. Solar Energy. 1971.
 58. Cooper PI. The absorption of radiation in solar stills. Solar Energy. 1969.
 59. Curso de Energía Solar Fotovoltaica [Internet]. http://www.ujaen.es/investiga/solar/07cursosolar/home_main_frame/02_radiacion/01_basico/2_radiacion_07.htm

ANEXO A-ESTIMACIÓN DE INCERTIDUMBRES

Se expone la metodología de la Norma NMX-CH-140-IMNC-2002 Guía para la expresión de incertidumbre en las mediciones (52).

La incertidumbre de una medición es definida como la duda que se tiene del valor medido, esto es debido a los errores involucrados, puede expresarse como una variabilidad o un intervalo.

Expresión para el cálculo de la incertidumbre

Expresión para estimar la incertidumbre	Incertidumbre	Incertidumbre expandida
$u = \sqrt{S_R^2 + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_i^2}$	<p>SR es la desviación estándar de la reproducibilidad de los resultados.</p>	$U = k \cdot u$ $k = 2$

Donde:

$$u_i^2 = u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + \dots + u_n^2$$

u_i es la incertidumbre por los diversos factores que pueden afectar la medición.

Procedimiento:

Paso 1: Definición del proceso de medición

- Identificar los equipos de medición
- Identificar la repetibilidad y reproducibilidad
- Identificar las variables independientes.

Paso 2: Definición de las variables aleatorias.

Paso 3: Establecer la relación matemática. En nuestro caso es la expresión para los ejes X y Y.

$$X = (T_{in} - T_{amb})/G$$

$$Y = m C_p(T_{out} - T_{in})/(AG)$$

Paso 4: Establecer la expresión para estimación de la incertidumbre combinada

$$u_{c(y)} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dx_i}\right)^2 u_{x_i}^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{dy}{dx_i} \frac{dy}{dx_j} u_{x_i} u_{x_j} r(x_i, x_j)}$$

Donde

$u_{c(y)}$ Incertidumbre combinada

$\frac{dy}{dx_i} \frac{dy}{dx_j}$ Coeficiente de sensibilidad

$r(x_i, x_j)$ Coeficientes de correlación entre variables independientes

$u_{x_i} u_{x_j}$ Incertidumbres individuales de las variables

En caso de no existir correlación entre las variables independientes, la ecuación se simplifica a:

$$u_{c(y)} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dx_i}\right)^2 u_{x_i}^2}$$

Paso 5: Cálculo de los coeficientes de sensibilidad

El coeficiente de sensibilidad representa el comportamiento del medido con cada variable involucrada. Los coeficientes de sensibilidad se obtienen con las derivadas parciales del medido y con relación a cada variable

$$X = (T_{in} - T_{amb})/G$$

$$Y = m C_p(T_{out} - T_{in})/(AG)$$

$$\frac{\partial X}{\partial T_{in}} = \frac{1}{G}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial m} = \frac{C_p (T_{out} - T_{in})}{A G}$$

$$\frac{\partial X}{\partial T_{amb}} = -\frac{1}{G}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial T_{out}} = \frac{C_p m}{A G}$$

$$\frac{\partial X}{\partial T_G} = -\frac{T_{in} - T_{amb}}{G^2}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial T_{in}} = -\frac{C_p m}{A G}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial T_G} = - \frac{C_p \ m(T_{out} - T_{in})}{A \ G^2}$$

Paso 6: Estimación de la incertidumbre asociada a cada variable: Depende de la información que se tenga. Estas pueden ser de dos tipos.

- Tipo A: Generalmente se determina mediante experimentos de observaciones repetidas.

Si el resultado de la medición se obtiene como el promedio de varias observaciones, se puede estimar

$$u_{(x_i)} = \frac{s}{\sqrt{n}}$$

$u_{(x_i)}$ Incertidumbre

s Desviación normal

n Número de repeticiones

- Tipo B: se basa en criterios del que realiza la medición

$$u_{(x_i)} = \frac{U_{x_i}}{k}$$

U_{x_i} Incertidumbre expresada en la información

k Coeficiente de expansión indicado

Paso 7 Estimación de incertidumbre combinada

Se calcula la incertidumbre combinada descrita en el paso 4. Esto se logra al obtener previamente los coeficientes de sensibilidad e incertidumbre individual.

Paso 8 Estimación de la incertidumbre expandida

Depende del nivel de confianza que se quiera tener en la estimación. Generalmente se utiliza una confiabilidad del 95%.

$$U_Y = k \ u_{c(Y)}$$

Para presentar los resultados, se puede hacer mediante una tabla que concentre la información para tener el llamado presupuesto de incertidumbre:

No	Fuente de incertidumbre	Fuente de Información	Tipo y distribución	Incertidumbre original	Unidades	Incertidumbre estándar	Coefficiente de sensibilidad	Contribución
----	-------------------------	-----------------------	---------------------	------------------------	----------	------------------------	------------------------------	--------------

ANEXO B-GEOMETRÍA SOLAR

La orientación e inclinación adecuada de los colectores solares son algunos de los requerimientos básicos para el aprovechamiento de la energía solar, por lo que resulta importante conocer la trayectoria del sol y la intensidad de la energía solar disponible en un determinado espacio de la Tierra.

En la literatura se puede encontrar una descripción detallada de métodos y ecuaciones para calcular la posición del sol en cualquier momento del año, en este apartado sólo mencionaré algunos puntos importantes que fueron utilizados para calcular la hora solar y la inclinación de la superficie de acuerdo al día de prueba.

La ecuación del tiempo surge debido a que el tiempo requerido por la Tierra para completar una revolución alrededor de su propio eje con respecto al sol, no es uniforme en todo el año (37). El tiempo solar se obtiene al aplicar dos correcciones. La primera rectifica la diferencia entre el meridiano del observador y el meridiano en el cual el tiempo estándar local está basado. En algunos países también debe considerarse avanzar los relojes una hora, debido al horario de verano.

La segunda corrección es sobre las variaciones de velocidad en la rotación de la Tierra a lo largo del año. La diferencia en minutos entre la hora solar y el tiempo estándar se puede obtener con las siguientes expresiones:

$$\text{Tiempo solar} - \text{Tiempo estándar} = 4 L_{st} - L_{loc} + E \quad (\text{B.1})$$

Donde

L_{st} longitud geográfica del meridiano de referencia.

L_{loc} longitud geográfica del meridiano local.

E es la ecuación del tiempo, la cual se refiere a la variación del día solar debido al retraso o adelanto del paso del sol por el meridiano del lugar y se obtiene por la siguiente expresión (57):

$$E = 229.2(0.000075 + 0.001868\cos B - 0.032077\sin B - 0.014615 \cos 2B - 0.04089\sin 2B) \quad (\text{B.2})$$

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (\text{B.3})$$

Donde n es el día del año (número de día juliano) (30).

Otro factor importante es conocer la orientación de la apertura de un sistema solar con respecto a la posición del sol a lo largo del día, esto se describe en términos de varios ángulos:

Ángulo de incidencia (θ), es el ángulo entre la radiación directa del sol sobre una superficie y la normal a esa superficie. Se obtiene con la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{seno } \delta \text{ seno } \phi \cos \beta - \text{seno } \delta \cos \phi \text{ seno } \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \text{ seno } \phi \text{ seno } \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \text{ seno } \beta \text{ seno } \gamma \text{ seno } \omega \end{aligned} \quad (\text{B.4})$$

Donde, ϕ es la latitud del lugar (18.85° para Temixco, Morelos) y β es la inclinación de la superficie

Otros ángulos involucrados en la ecuación anterior, son la declinación (δ), el ángulo horario (ω) y el ángulo acimutal de superficie (γ).

Declinación (δ), es el ángulo entre la órbita solar y el plano ecuatorial de la Tierra, varía de -23.45 a 23.45° . La declinación solar se puede encontrar mediante la aplicación de expresiones reportadas por diversos autores. En este trabajo se utilizó la ecuación aproximada de Cooper (58).

$$\delta = 23.45 \text{ seno } 360 \frac{284+n}{365} \quad (\text{B.5})$$

Ángulo horario (ω), es el desplazamiento angular del sol sobre el plano de la trayectoria solar. El mediodía solar corresponde a cero y cada hora es igual a 15° de longitud, con las mañanas negativas y las tardes positivas (30).

$$\omega = 15(H - 12) \quad (\text{B.6})$$

H en horas y ω en grados.

Ángulo acimutal de superficie (γ), mide el desplazamiento del sol respecto al sur geográfico en un plano horizontal de la normal a la superficie. Al medio día solar este ángulo es cero, este negativo y oeste positivo. $-180^\circ < \gamma < 180^\circ$.

Otros ángulos adicionales que describen la posición del sol están descritos en la Figura 52 para una mejor explicación.

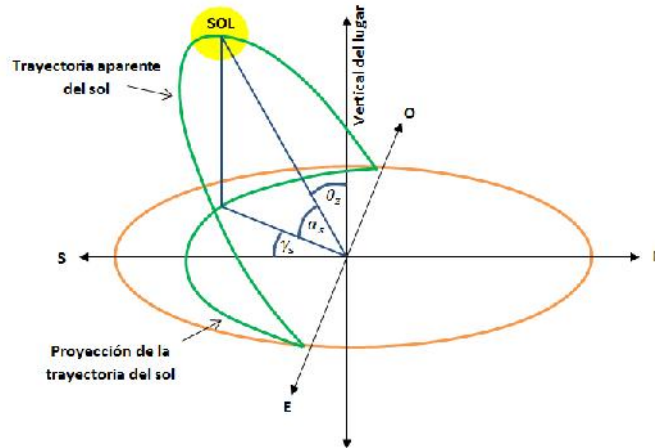


Figura 52. Trayectoria diaria aparente del sol (59).

Ángulo cenital solar (θ_z), es el ángulo que forma el rayo del sol y la vertical del lugar. Este ángulo varía continuamente a lo largo del día y es función del día del año y de la latitud del lugar. Se puede calcular utilizando la relación:

$$\cos \theta_z = \text{seno } \delta \text{ seno } \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (\text{B.7})$$

Altitud Solar (α_s) mide la altura del sol respecto a un plano horizontal. El máximo se presenta al medio día solar.

$$\text{sen } \alpha_s = \cos \theta_z \quad (\text{B.8})$$

Ángulo acimutal solar (γ_s) mide el desplazamiento de la proyección de la radiación directa del sol sobre el horizonte respecto al sur. El desplazamiento de este a sur es negativo y de oeste a sur son positivos.

Una manera visual de conocer la posición del sol, se presenta graficando el ángulo acimutal solar frente a la altura solar que son función de la latitud, el ángulo horario y la declinación. Estos mapas nos sirven para evitar sombras en la superficie de interés.