



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA

SIMULACIÓN NUMÉRICA Y EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN
CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPUESTO

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
Carlos Antonio González Sánchez

TUTOR PRINCIPAL
Dr. Octavio García Valladares
INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES UNAM

TEMIXCO, MORELOS, MÉXICO JUNIO 2021



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Rivera Gómez Franco Wilfrido
Secretario: Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier
1^{er}. Vocal: Dr. García Valladares Octavio
2^{do}. Vocal: Dr. Gómez Espinoza Víctor Hugo
3^{er}. Vocal: Dr. Pérez Rábago Carlos Alberto

Lugar donde se realizó la tesis: Instituto de Energías Renovables (Temixco, Morelos)

TUTOR DE TESIS:

Dr. García Valladares Octavio

FIRMA

Agradecimientos

En especial a mi director de tesis y profesor el Dr. Octavio García Valladares, primeramente por haberme permitido participar en este proyecto, a lo largo del cual siempre mostró su dedicación, compromiso y profesionalismo en toda la extensión de la palabra. Representando así la guía necesaria para que este tipo de proyectos avancen, y en algún punto alcancen a tener un impacto más allá de la academia.

En especial al Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza y al Ing. Emmanuel Rey David Salazar Flores, con quienes se llevó a cabo todo el proceso de armado del captador, así como las pruebas a las que este fue sometido. Durante ambas etapas siempre pusieron a mi disposición las instalaciones a su cargo, recibiendo su apoyo y asesoría.

Al Dr. José Rodolfo Pérez Espinoza y al M.I. Gustavo Manterola Villanueva por su apoyo en el modelo numérico y en el trazado de rayos respectivamente.

Así mismo agradezco el tiempo dedicado de cada uno de los miembros del jurado, así como de las observaciones que me brindaron, las cuales aportaron de una u otra forma al presente trabajo.

Este proyecto no hubiera sido posible sin el apoyo económico de:

- Beca nacional de CONACYT para posgrados.
- Al proyecto de CEMIESOL p81 "Validación en banco de pruebas de recubrimientos selectivos solares electroquímicos y por sputtering, para receptores de canal parabólico de calor de proceso industrial y de pintura selectiva para colectores planares".

Resumen

El presente trabajo se divide en tres partes, la primera consta del diseño y construcción del captador solar CPC. La segunda corresponde a la evaluación experimental de la eficiencia térmica del captador construido. Y la tercera parte, se refiere al desarrollo de un modelo numérico, capaz de predecir el rendimiento térmico de dicho captador.

La construcción del captador solar CPC aquí propuesto, se basa en la configuración de un captador solar plano comercial (cubierta, absorbedor, aislante y caja externa), pero con un reflector tipo CPC. Se partió del diseño utilizado en un trabajo previo (1), al cual se le hicieron algunas modificaciones en cuanto a los componentes, así como a las condiciones de operación bajo las que fue evaluado. La metodología llevada a cabo para determinar la eficiencia de conversión térmica del captador solar, es con base a la norma mexicana NMX-ES-001-NOMREX-2005. La curva de eficiencia térmica resultado de llevar a cabo un ajuste lineal (a través del método estadístico UWLR) a los datos experimentales, es $\eta_{exp} = (0.57759 \pm 0.00308) - (4.877 \pm 0.100) \left(\frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} \right)$. De los parámetros de ajuste obtenidos, se destaca que para el caso del intercepto, correspondiente a la eficiencia óptica del captador, el diseño actual está por encima del diseño anterior, en un 2.4%. Mientras que para el caso de la pendiente, correspondiente al coeficiente de pérdidas térmicas del captador, el diseño actual pierde $0.31 \frac{W}{m^2K}$ más, que el diseño previo.

El modelo numérico térmico acopla los modelos numéricos desarrollados en los trabajos previos (2, 3). El primero corresponde a un modelo multicapas para captadores solares planos y el otro para un canal CPC. El modelo numérico aquí desarrollado, parte de una discretización en la dirección axial y longitudinal del captador solar, a partir de ello se obtienen volúmenes de control, dentro de los cuales se lleva a cabo un balance de energía en estado estacionario. A partir de los datos de entrada (propiedades ópticas de los materiales, condiciones meteorológicas, flujo incidente sobre el absorbedor, condiciones de operación) y mediante un proceso iterativo se obtienen las condiciones térmicas del captador, es decir; los campos de temperatura de cada una de sus componentes sólidas (cubierta, absorbedor, reflector y aislante) así como el del fluido de trabajo (agua). A partir de ello se obtiene la curva de eficiencia térmica del sistema, cuyo ajuste corresponde a un ajuste de primer orden (lineal), el cual puede ser comparado con el obtenido experimentalmente. Puesto que se está trabajando con un concentrador cuya razón de concentración es menor a diez ($C < 10$), es necesario conocer el flujo de calor radiativo incidente sobre el tubo absorbedor, contemplando tanto la

componente directa como la componente difusa de la radiación solar. El análisis correspondiente a la componente directa, se llevó a cabo mediante el software de trazado de rayos Tonatiuh, el cual está basado en el método probabilístico de Monte Carlo, donde se simula la interacción entre una fuente (sol) y el sistema en cuestión (cubierta, absorbedor y reflector). La ecuación de eficiencia térmica obtenida a través del modelo numérico térmico fue $\eta_{num} = (0.6782 \pm 0.0018) - (6.47 \pm 0.17) \left(\frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} \right)$. El modelo numérico tuvo un porcentaje de error relativo promedio del +13 %. El error asociado al modelo, responde a diferentes factores, como las suposiciones bajo las cuales se diseñó, errores experimentales, errores en los instrumentos, así como en las correlaciones empíricas utilizadas.

Justificación

Las características que definen al CPC, lo hacen un candidato potencial para consolidarse y ser una de las opciones dentro de la gama de tecnologías termosolares para aplicaciones de baja y mediana temperatura. A pesar de que en algunos países, principalmente del continente europeo, ya comercializan captadores tipo CPC, es un hecho que no abundan (si se comparan con respecto a los captadores planos y de tubo evacuado). Y algunos de los que han logrado consolidarse, cuentan con aditamentos que conllevan a alcanzar valores de eficiencia térmica, tales que esta, les permite competir con otras tecnologías, pero que a la vez encarece el precio del producto. Es por ello, que surge la necesidad de investigar la eficiencia térmica obtenida del captador CPC, a partir de un diseño más simple con respecto a los ya mencionados, basado en una configuración simple de un captador solar plano comercial (una cubierta, absorbedor, aislante y caja externa), pero con un reflector tipo CPC. Para ello se partió del diseño utilizado en un trabajo previo (1), desarrollado en el IER-UNAM, al cual se le hicieron algunas modificaciones en cuanto a los componentes, así como a las condiciones de operación. Las propuestas de mejora planteadas, surgen de experiencias previas al momento de construirlo y evaluarlo, sin embargo, el desarrollo y validación de un modelo numérico sería una herramienta complementaria, a partir de la cual se podrían proponer una serie de cambios viables, ya sea en cuanto a la configuración del diseño y/o en las condiciones de operación, ahorrando así tiempo y materiales para futuros prototipos.

Objetivos

- **Objetivo general**

Construir y evaluar experimentalmente la eficiencia térmica de un captador solar CPC. Desarrollar su modelo numérico térmico, para contrastar los resultados numéricos con los experimentales obtenidos.

- **Objetivos específicos**

1. A partir del diseño llevado a cabo en el trabajo (1), diseñar y construir un captador solar CPC mejorado.
2. Evaluar la eficiencia térmica del captador solar CPC conforme a la norma mexicana NMX-ES-001-NORMEX-2005.

-
3. A partir de los modelos numéricos desarrollados en los trabajos (2, 3), acoplarlos con el fin de desarrollar un modelo que permita determinar la eficiencia térmica del captador solar CPC.
 4. Comparar los resultados obtenidos a partir del modelo numérico, con respecto a lo obtenidos experimentalmente -resultado de las pruebas de eficiencia térmica.
 5. Desarrollar un modelo numérico que permita diseñar y optimizar este tipo de sistemas de cara a ver su viabilidad técnica.

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades SI
a	Longitud de apertura (mitad)	m
a'	Longitud del absorbedor (mitad)	m
A	Área	m^2
A_{ap}	Área de apertura	m^2
A_{abs}	Área del absorbedor	m^2
a_0	Coefficiente de curva de eficiencia térmica	-
a_1, a_2, \dots, a_n	Coefficientes del método TDMA	-
b_1, b_2, \dots, b_n	Coefficientes del método TDMA	-
C	Razón de concentración	-
CPC	Concentrador Parabólico Compuesto	
C_p	Calor específico a presión constante	$\frac{J}{kgK}$
C_0, C_1, \dots, C_6	Coefficientes de ajuste de las propiedades termofísicas	-
c_1, c_2, \dots, c_n	Coefficientes del método TDMA	-
D	Diámetro	m
$D_{externo}$	Diámetro externo del tubo absorbedor	m
$D_{interno}$	Diámetro interno del tubo absorbedor	m
d_1, d_2, \dots, d_n	Coefficientes del método TDMA	-
Err	Error relativo	-
F	Función de ángulo de aceptación	-
F_R	Factor de remoción de calor	-
f_r	Factor de fricción	-
g	gap o brecha	m
G	Irradiancia solar	$\frac{W}{m^2}$
G_b	Irradiancia solar componente directa	$\frac{W}{m^2}$
G_d	Irradiancia solar componente difusa	$\frac{W}{m^2}$
H	Altura del concentrador	m
H_{cap}	Altura del captador	m
h	Coefficiente de transferencia de calor	$\frac{W}{m^2K}$

Símbolo	Descripción	Unidades SI
$h_{\text{convectivo}}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo	$\frac{W}{m^2K}$
$h_{\text{radiativo}}$	Coefficiente de transferencia de calor radiativo	$\frac{W}{m^2K}$
i	Ángulo de incidencia	o
K_e	Coefficiente de extinción de la cubierta	$\frac{1}{m}$
L	Largo del concentrador	m
L_{arc}	Longitud de arco del CPC	m
L_c	Longitud característica	m
L_o	Pérdidas ópticas	-
\dot{m}	Flujo másico	$\frac{kg}{s}$
Nu	Número de Nusselt	-
n	Índice de refracción	-
n_1	Índice de refracción del medio 1	-
n_2	Índice de refracción del medio 2	-
$\langle n \rangle$	Número promedio de reflexiones antes de interceptar al absorbedor	-
$\langle n \rangle_i$	Número promedio de reflexiones internas de los rayos/fotones que entran al CPC dentro del ángulo de aceptación y llegan al absorbedor	-
\vec{n}_c	Vector normal al captador	-
\vec{n}_n	Vector normal a la superficie	-
$\langle n \rangle_o$	Número promedio de reflexiones de los rayos/fotones que entran al CPC fuera del ángulo de aceptación, pero no llegan al absorbedor	-
\vec{n}_s	Vector solar	-
p	Factor de pérdidas	-
$\mathbf{P}_c(\mathbf{r}, \mathbf{n})$	Probabilidad de que la variables no estén correlacionadas	-
Pr	Número de Prandtl	-
q	Flujo de calor	$\frac{W}{m^2}$
Q	Energía en forma de calor	J
r	Radio del tubo absorbedor	m
\mathbf{r}	Coefficiente de correlación lineal de Pearson	-
r_{\parallel}	Componente paralela de la reflexión de la radiación	-
r_{\perp}	Componente perpendicular de la reflexión de la radiación	-
Re	Número de Reynolds	-
\mathbf{R}^2	Parámetro estadístico	-
s	Desviación estándar	-
T	Temperatura	K
T_{amb}	Temperatura ambiente	K
T_{entrada}	Temperatura a la entrada del captador solar CPC	K
T_{salida}	Temperatura a la salida del captador solar CPC	K
T_{cielo}	Temperatura del cielo	K

Símbolo	Descripción	Unidades SI
t	Tiempo solar	s
t_c	Tiempo de operación del CPC	s
t_{n-1}	Valor crítico de la distribución t de Student para (n-1) grados de libertad	-
U	Coficiente de pérdidas térmicas	$\frac{W}{m^2K}$
U_B	Coficiente de pérdidas térmicas hacia abajo (bottom)	$\frac{W}{m^2K}$
U_{Ed}	Coficiente de pérdidas térmicas laterales (edge)	$\frac{W}{m^2K}$
U_o	Coficiente global de calor con respecto al radio exterior	$\frac{W}{m^2K}$
U_L	Coficiente de pérdidas térmicas globales	$\frac{W}{m^2K}$
U_{Tp}	Coficiente de pérdidas térmicas hacia arriba (top)	$\frac{W}{m^2K}$
u	Incertidumbre	-
V	Volumen	m^3
v	Velocidad	$\frac{m}{s}$
W	Longitud de apertura completa del concentrador	m
X	Abscisa en curva de eficiencia	$\frac{m^2K}{W}$
y	Ordenada en curva de eficiencia	-
Subíndices		
a	Absorbedor	
a-amb	Absorbedor-ambiente	
af	Absorbedor-fluido	
agua	Agua	
aire	Aire	
aisl	Aislante	
amb	Ambiente	
arc	Arco	
axi	Axial	
B	Inferior (Bottom)	
b	Directa (beam)	
c	Cubierta	
cap	Captador	
cielo	Cielo	
cnd	Conductivo	
d	Difusa (diffuse)	
Ed	Lateral (Edge)	
ent	Entrada	
eq	Equivalente	
exp	Experimental	
externo	Externo	
f	Fluido	
gen	Generado	
i	i-ésimo nodo en la dirección axial	
j	j-ésimo nodo en la dirección longitudinal	

Símbolo	Descripción	Unidades SI
interno	Interno	
L	Global	
long	Longitudinal	
máx	Máximo	
mín	Mínimo	
numérico	Numérico	
n	Incidencia normal	
	Paralelo	
⊥	Perpendicular	
r	Reflector	
ref	Referencia	
salida	Salida	
T	Tangente	
Tp	Superior (top)	
TR	Truncamiento	
tinóx	Superficie selectiva de óxido de titanio	
Letras griegas		
α	Absortancia	-
α_{abs}	Absortancia cuando el ángulo de incidencia no es perpendicular con respecto al captador	-
α_{abs_n}	Absortancia cuando el ángulo de incidencia es normal al captador	-
β	Ángulo de inclinación del captador con respecto al plano ecuatorial	$^{\circ}$
γ	Factor de intercepto	-
δ	Ángulo de declinación	$^{\circ}$
δ_L	Espesor del medio	m
Δ	Diferencia	-
δ_1, δ_2	Criterio de convergencia	-
ϵ	Emisividad	-
η	Eficiencia térmica	-
η_o	Coefficiente de curva de eficiencia	-
$\theta_{ }$	Ángulo de incidencia en el plano paralelo	$^{\circ}$
θ_{\perp}	Ángulo de incidencia en el plano perpendicular	$^{\circ}$
θ_a	Ángulo de aceptación	$^{\circ}$
θ_{eq}	Ángulo de incidencia equivalente	$^{\circ}$
θ_z	Ángulo cenital	$^{\circ}$
θ_1	Ángulo de incidencia	$^{\circ}$
θ_2	Ángulo de refracción	$^{\circ}$
λ	Conductividad térmica	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
μ	Viscosidad dinámica	$\frac{\text{kg}}{\text{ms}}$

Símbolo	Descripción	Unidades SI
ν	Viscosidad cinemática	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
ρ	Reflectancia	-
ρ_d	Densidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
τ	Transmitancia	-
τ_a	Transmitancia considerando pérdidas por absorción	-
τ_r	Transmitancia considerando pérdidas por reflexión	-
ϕ	Componente angular en coordenadas polares correspondiente al CPC	$^\circ$
ω	Ángulo horario	$^\circ$
ω_T	Parámetro geométrico CPC	-

Índice general

Resumen	II
Justificación	IV
Nomenclatura	VI
Índice de figuras	XIV
Índice de tablas	XVII
1. Introducción	1
1.1. Demanda y fuentes de energía en la industria en México.	2
1.1.0.1. Sector industrial	4
1.2. Recurso solar en México	8
1.3. Tecnologías termosolares	8
1.4. Mercado termosolar mexicano	10
1.4.1. Empresas de tecnología termosolar	11
1.5. Desarrollo de Concentradores Parabólicos Compuestos (CPCs) como cap- tadores solares	13
2. Concentrador Parabólico Compuesto (CPC)	23
2.1. Óptica anidólica	23
2.2. Rayos Incidentes en un Concentrador	24
2.3. Razón de concentración	26
2.3.1. Límite Termodinámico	26
2.4. Geometría CPC	28
2.5. Receptor Tubular	30
2.5.1. Involuta	30
2.5.2. Ecuación y parámetros	31
2.6. Truncamiento	33
2.6.1. Longitud de arco	34
2.7. Función ángulo de aceptación	35
2.8. Consideraciones ópticas	36

2.8.1. Número promedio de reflexiones	37
2.8.2. Gap	39
2.9. CPCs en energía solar térmica	40
2.9.1. Orientación y tiempo de operación	40
3. Análisis radiativo y trazado de rayos	44
3.1. Análisis radiativo	44
3.2. Trazado de Rayos	46
3.3. Sistema de concentración en Tonathiu	47
3.3.1. Forma Solar	47
3.3.2. Sistema de concentración	48
3.3.3. Sistema ideal	49
3.3.3.1. Resultados	50
3.3.4. Sistema real	51
3.3.4.1. Resultados	52
3.3.5. Análisis de los resultados del trazado rayos	54
3.3.6. Procesamiento de datos del trazado de rayos	56
4. Modelo térmico de un CPC de receptor tubular	58
4.1. Modelo numérico multicapa	58
4.1.1. Discretización	59
4.2. Ecuaciones	61
4.3. Coeficientes de transferencia	62
4.3.1. Coeficiente de transferencia de calor hacia el ambiente	65
4.3.2. Coeficiente convectivo al interior de una tubería circular	66
4.4. Áreas	67
4.5. Generación de calor	68
4.6. Algoritmo de solución	71
4.6.1. TDMA	71
4.6.2. Algoritmo del modelo	72
4.7. Perfil de temperatura del perímetro del tubo absorbedor	77
4.7.1. Resultados	79
5. Construcción del captador solar	81
5.1. Reflector	82
5.1.1. Perfil del CPC	82
5.1.2. Superficie reflectora	84
5.2. Absorbedor	85
5.3. Captador CPC	86
6. Pruebas de rendimiento térmico	89
6.1. Eficiencia térmica	89
6.2. Metodología	91
6.3. Resultados	94

7. Resultados	101
7.1. Eficiencia numérica instantánea vs experimental	102
7.2. Diferencia de temperatura numérica vs experimental	106
7.3. Energía útil numérica vs experimental	109
7.4. Perfil de Temperaturas	112
7.5. Variación de parámetros	115
7.5.1. Área de absorción	116
7.5.2. Coeficiente de pérdidas hacia arriba (U_{TP})	118
8. Conclusiones	122
9. Trabajo futuro	127
A. Propiedades de los fluidos y materiales que conforman el captador	131
A.1. Propiedades termofísicas de los fluidos	131
A.1.1. Calor específico a presión constante (C_p)	131
A.1.2. Viscosidad dinámica (μ)	132
A.1.3. Densidad (ρ)	133
A.1.4. Conductividad térmica (λ)	134
A.2. Propiedades de los sólidos	135
A.2.1. Cubierta transparente	135
A.2.2. Cobre	135
A.2.3. Aluminio	136
A.2.4. Aislantes térmicos	137
A.2.5. Superficies selectivas	137
B. Algoritmo TDMA	139
Bibliografía	140

Índice de figuras

1.1. Mediciones de la concentración de CO ₂ (9).	2
1.2. Consumo final de energía de México por sector (PJ) de 2006 a 2016 (11) .	3
1.3. Consumo final de energía en México en el año 2016 (11).	3
1.4. Mapa de valores de radiación directa normal para México (13). Cortesía INEEL	8
1.5. Rangos de temperatura, aplicaciones y tecnología (10). Fuente:Solar Pay- back 2017, IEA/SHC 2012-2016.	10
1.6. Superficie termosolar instalada anualmente (m^2 /año), comprendida en- tre 2008-2017 (11).	11
1.7. Captador de tubos evacuados con reflector CPC (15, 16). (a) Superficie reflectora de captadores solares CPC. (b) Modelo CPC-1521. (c) Modelo CPC-1506.	15
1.8. Captador solar CPC-AOSOL modelo estándar (20). (a) Captador CPC- AOSOL, con aleta en forma de V invertida. (b) Captador CPC-AOSOL modelo estándar con barrera anticonvectiva TIM honeycomb. (c) Cap- tador CPC-AOSOL modelo estándar sin barrera anticonvectiva.	17
1.9. Componentes del captador solar CPC SOLARFOCUS (22).	19
1.10. Captador solar CPC Solar Focus (22).	20
1.11. Captador solar CPC modelo ZAE-LoCoEvaCo (17, 23).	21
1.12. Curva de eficiencia captador ZAE LoCoEvaCo (17).	22
2.1. Construcción del CPC a partir de dos parábolas (25).	24
2.2. Rayos incidentes en un concentrador (25)	25
2.3. Rayos extremos y no extremos interceptando al absorbedor tubular de un CPC (25).	25
2.4.	26
2.5. Esquema geométrico de un concentrador tipo CPC.	26
2.6. Concentrador a un distancia R del sol, formando un medio ángulo de aceptación θ_a con respecto la normal de la apertura.	28
2.7. (a) CPC en 2D; (b) CPC en 3D (27).	29
2.8. Rayos que interceptan al absorbedor. Nótese que el rayo rasante es nor- mal a la involuta y tangente al absorbedor (25).	31

2.9. Coordenadas y parámetros para la descripción de un CPC con receptor tubular (29).	32
2.10. Comparación gráfica entre el perfil de un CPC truncado, con respecto al perfil completo (30).	33
2.11. Curva en función del ángulo de aceptación.	36
2.12. Curva en función del ángulo de aceptación para un perfil CPC truncado (17).	36
2.13. Absorbedor separado del reflector CPC. La distancia de separación corresponde al gap [m].	39
2.14. Ángulos proyectados del ángulo de incidencia $\theta_{\parallel} = \theta_{xy}$ y $\theta_{\perp} = \theta_{xz}$ para un CPC con orientación este-oeste.	41
3.1. Distribución tipo Pillbox (43, 44).	48
3.2. Sistema de concentración en Tonathiu.	49
3.3. Mapa de distribución de flujo incidente en el tubo absorbedor, para el caso del CPC ideal.	50
3.4. Mapa de distribución de flujo incidente en el tubo absorbedor	53
3.5. Flujo incidente con respecto al perímetro del tubo absorbedor, para un cierto valor de la longitud de este.	53
3.6. Flujo incidente a lo largo del eje del tubo, para un cierto valor del perímetro de este.	54
3.7. a) Anillos a lo largo del eje del tubo absorbedor. b) Flujo incidente en cada anillo	56
3.8. Flujo y potencia incidente en cada volumen de control (anillo) a lo largo del eje axial del tubo absorbedor.	57
4.1. Elementos del captador solar e intercambio de flujos de calor entre estos (3).	59
4.2. Discretización en la dirección axial.	60
4.3. Distribución de volúmenes de control en la dirección axial y longitudinal.	60
4.4. Algoritmo de solución del modelo numérico	76
4.5. Flujos de calor de entrada y salida para cada volumen de control del tubo absorbedor.	78
4.6. Perfil de temperatura a lo largo del perímetro del tubo absorbedor	80
5.1. Componentes del captador (1).	82
5.2. Perfiles del reflector tipo CPC. (a) Perfil completo. (b) Perfil truncado. (c) Perfiles superpuestos.	83
5.3. Armado de la superficie reflectora.	85
5.4. Absorbedor del captador solar CPC.(a) Cabezal tubo-aleta. (b) Arreglo completo.	86
5.5. Captador solar CPC.	87
6.1. Configuración del banco de pruebas (51).	92

6.2. Captador solar CPC, pruebas de rendimiento térmico en el laboratorio LAPECAS-IER-UNAM.	96
6.3. Curva de eficiencia térmica del captador solar CPC.	97
6.4. Curvas eficiencia térmica CPC con respecto al CPC utilizado en el trabajo (1).	99
7.1. Gráfica de la eficiencia térmica instantánea (numérica y experimental) del captador solar CPC a distintas condiciones de operación. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.1.	103
7.2. Comparación de resultados numéricos y experimentales de la eficiencia térmica instantánea del captador solar CPC. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.2.	104
7.3. Comparación de resultados numéricos y experimentales del gradiente de temperatura del captador solar CPC. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.4.	107
7.4. Gráfica del gradiente de temperatura numérico y experimental del captador solar CPC a distintas condiciones de operación.	108
7.5. Comparación de resultados numéricos y experimentales de la energía útil del captador solar CPC. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.6.	110
7.6. Gráfica de la energía útil numérica y experimental del captador solar CPC a distintas condiciones de operación.	111
7.7. Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 30°C.	113
7.8. Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 47°C.	114
7.9. Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 65°C.	114
7.10. Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 76°C.	115
7.11. Curvas de eficiencia térmica instantánea al variar el área de absorción A_{abs} . Los valores de los parámetros del ajuste lineal y de la correlación estadística se muestra en la tabla 7.8.	117
7.12. Curvas de eficiencia térmica instantánea al variar la resistencia térmica absorbedor cubierta R_{ac} . Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.9.	119

Índice de tablas

1.1. Evolución del consumo de combustibles en el sector industrial para calor en el periodo de 2006-2016 (PJ) (11).	4
1.2. Pronósticos de crecimiento de GEI hasta 2050 (11).	4
1.3. Energía solar térmica para uso industrial (12).	5
1.4. Plantas de manufactura (11).	11
1.5. Empresas representativas que ofertan soluciones térmicas para la industria (11). Fuente: ANES 2018	12
1.6. Características captador de tubos evacuados modelo CPC-1521 (15).	14
1.7. Características captador de tubos evacuados modelo CPC-1506 (15).	14
1.8. Características CPC Aosol estándar (17, 20, 21).	16
1.9. Características CPC Solarfocus (22).	20
1.10. Características CPC ZAE LoCoEvaCo (17)	21
2.1. Parámetros geométricos del CPC.	30
3.1. Parámetros de la forma solar.	48
3.2. Parámetros y dimensiones geométricas del reflector tipo CPC, cubierta, tubo receptor y aleta.	49
3.3. Valores de las propiedades radiativas para el caso ideal.	50
3.4. Resultados del trazado de rayos para el caso del CPC ideal.	51
3.5. Valores de las propiedades radiativas para el caso real.	52
3.6. Resultados del trazado de rayos para el caso del CPC real.	54
3.7. Comparación entre el sistema de concentración ideal y el sistema de concentración real.	55
4.1. Ancho correspondiente a las diferentes capas.	67
4.2. Áreas de los elementos del captador.	68
4.3. Número de nodos en la dirección axial y longitudinal en cada una de las capas del captador.	75
4.4. Valores utilizado para los criterios de aceptación del modelo numérico térmico.	75
4.5. Valores de las propiedades del fluido y números adimensionales.	79

4.6. Resultados numéricos correspondientes al perfil de temperatura del tubo absorbedor en la dirección correspondiente a su perímetro.	80
5.1. Datos geométricos del concentrador tipo CPC (perfil completo y truncado).	84
5.2. Dimensiones y materiales de la distribución interna del captador solar CPC.	88
6.1. Condiciones de operación.	95
6.2. Parámetros del ajuste lineal y su incertidumbres asociadas.	98
6.3. Valores de los parámetros de correlación.	98
6.4. Comparación de los coeficientes y ecuaciones de ajuste lineal.	100
7.1. Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística. . .	103
7.2. Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística. . .	104
7.3. Comparación de resultados (numéricos y experimentales) de la eficiencia térmica instantánea del captador solar CPC.	105
7.4. Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística. . .	107
7.5. Comparación de resultados (numéricos y experimentales) de la diferencia de temperatura a la entrada ($T_{entrada}$) y salida (T_{salida}) del captador solar CPC.	109
7.6. Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística. . .	110
7.7. Comparación de resultados (numéricos y experimentales) de la energía útil del captador solar CPC.	112
7.8. Coeficientes del ajuste lineal y parámetros de correlación.	117
7.9. Coeficientes del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística. . .	119
7.10. Coeficientes de transferencia de calor convectivo, radiativo y resistencia térmica (R_{ac} y $4R_{ac}$) entre el absorbedor y la cubierta, para cada una de las temperaturas de entrada del fluido.	121
A.1. Valores de los coeficientes de calor específico C_p como función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.	132
A.2. Valores de los coeficientes de la viscosidad dinámica función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.	133
A.3. Valores de los coeficientes de la densidad como función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.	134
A.4. Valores de los coeficientes de la conductividad térmica como función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.	134
A.5. Propiedades radiativas de la cubierta utilizada en el captador solar CPC.	135
A.6. Valores de los coeficientes de la conductividad térmica como función de la temperatura, para el caso del cobre.	136
A.7. Valores de los coeficientes de la conductividad térmica como función de la temperatura, para el caso del aluminio.	136
A.8. Valores de las propiedades radiativas del aluminio (1).	137

A.9. Valores de los coeficientes de la conductividad térmica para los aislantes
térmicos utilizados en el captador solar CPC. 137

A.10. Propiedades radiativas de las superficies selectivas utilizadas en el captador. 138

Introducción

La energía solar térmica consiste en obtener energía en forma de calor a través de la radiación incidente proveniente del sol. Como otras fuentes renovables, su principal objetivo es reducir o reemplazar el uso de las actuales, principalmente de los combustibles fósiles. Hoy en día es necesario limitar el uso de combustibles debido a la emergencia ambiental, consecuencia de los efectos del cambio climático* global, que responde a las variaciones del ritmo natural del sistema climático, principalmente por las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), siendo el CO₂ uno de los más importantes, si no es que el más importante, razón por la cual es necesario conocer los niveles de concentración bajo los cuales se encuentra en la atmósfera. Como se puede ver en la figura 1.1, hay una tendencia creciente en sus niveles de concentración, a pesar de que se ha hecho notar que el valor límite para la estabilidad climática es de cuando mucho 350 partes por millón (ppm) (5). El clima† promedio de la Tierra está determinado por la energía que llega del sol y por las propiedades (reflexión, absorción y emisión) tanto de la superficie terrestre como de la atmósfera, de tal forma que alteraciones en las concentraciones de los GEI, en particular el aumento en las concentraciones del CO₂,‡ alteran el balance global de energía del sistema pudiendo así provocar calentamiento

*Para la Convención Marco sobre Cambio Climático el término “cambio climático”, se entiende como un cambio de clima atribuido directa o indirectamente a la actividad humana, que altera la composición de la atmósfera mundial y que se suma a la variabilidad natural del clima observada durante períodos de tiempo comparables (4).

†El clima es la síntesis del tiempo, en un región en particular. Puede definirse cuantitativamente, al promediar a los elementos del tiempo (temperatura, precipitación, velocidad del viento, humedad, etc) durante largos periodos (al menos 30 años) en algún lugar determinado (6). En este caso el término tiempo, se interpreta como el estado de la atmósfera en cualquier instante (7).

‡Desde el inicio de la industrialización, las concentraciones de CO₂ en la atmósfera han aumentado. La tasa de incremento ha sido mayor durante los últimos años (8).

global.* Ante el panorama descrito se requiere estar preparado y adaptarse, para disminuir la vulnerabilidad de las poblaciones[†]. Una alternativa incluye el desarrollo de nuevas tecnologías, así como cambios en los patrones de consumo. En particular, el desarrollo y empleo de sistemas de tecnología termosolar para el aprovechamiento del recurso, cuya emisión se restringe solamente a su proceso de producción (5).

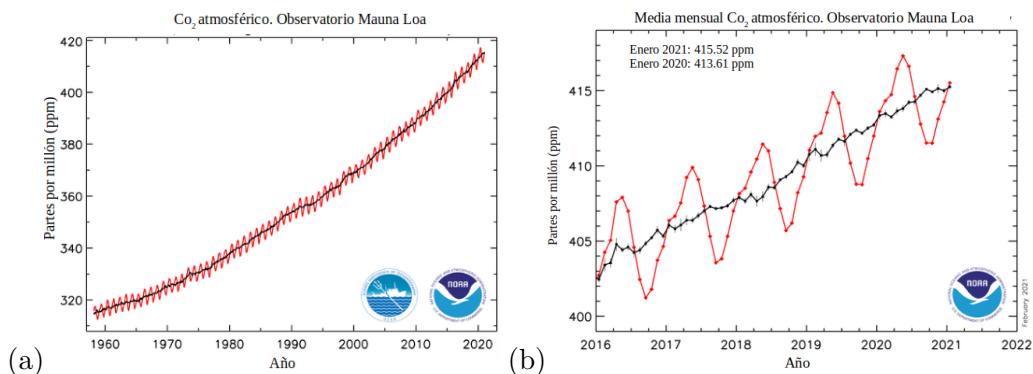


Figura 1.1: Mediciones de la concentración de CO₂ (9).

1.1. Demanda y fuentes de energía en la industria en México.

Como lo indica el siguiente gráfico (figura 1.2) el consumo final de energía en México ha crecido en la última década prácticamente en todos los sectores, donde el industrial es el segundo sector económico con el mayor consumo, solo por debajo del de transporte (10)

*El calentamiento global se refiere al incremento en la temperatura media tanto mensual o anual en un largo periodo de tiempo, es decir que se observe una tendencia positiva en los promedios de temperatura globales. El calentamiento global conlleva a un aceleramiento en el cambio climático. El cual se refiere a un cambio en la tendencia de las variables climáticas.

[†]Los países en desarrollo como es el caso de México, son más vulnerables al cambio climático debido a la falta de recursos y a diversas limitaciones para desarrollar una capacidad de adaptación adecuada (8).

1.1 Demanda y fuentes de energía en la industria en México.

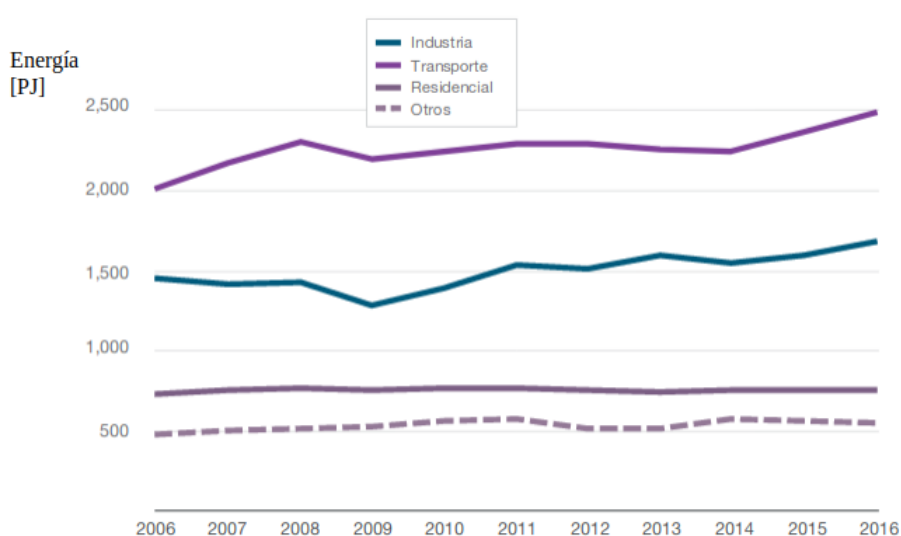
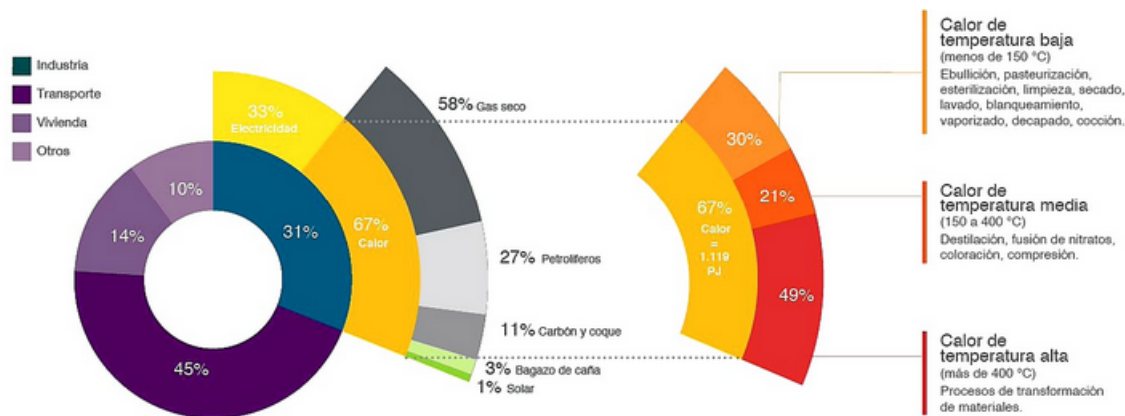


Figura 1.2: Consumo final de energía de México por sector (PJ) de 2006 a 2016 (11) .

De acuerdo a la figura 1.3, el consumo de calor en el sector industrial en México representó el 67% (1119.1 PJ) en el año 2016, mientras que el de electricidad representó sólo un 33% (561.7 PJ) del consumo final de energía.



Fuente: Elaboración propia con datos de SENER y Saygin 2014

Figura 1.3: Consumo final de energía en México en el año 2016 (11).

De acuerdo a la tabla 1.1 para la última década, la tendencia de consumo de gas natural seco, que es la principal fuente de energía para cubrir la demanda de calor en la industria, ha venido a la alza, incluso llegando a sustituir a otros combustibles como el carbón y el coque que han venido a la baja (10).

Tabla 1.1: Evolución del consumo de combustibles en el sector industrial para calor en el periodo de 2006-2016 (PJ) (11).

Combustible	Consumo en 2006(PJ)	Consumo en 2016(PJ)	Crecimiento/Disminución 2006-2016
Gas Natural Seco	488	648	33 %
Petrolíferos	307	304	-1 %
Carbón y Coque	158	127	-19 %
Bagazo de caña	53	38	-28 %

Se espera que para año 2031, la demanda de combustibles fósiles en el sector industrial aumente en un 17.9% con respecto al 2016. La demanda de gas natural, representará el 64.4% de la demanda total de combustibles fósiles en este sector. Uno de los objetivos de la La Ley General de Cambio Climático para el año 2024, es la de alcanzar por lo menos un 35% de generación de energía eléctrica con base a fuentes limpias*. En la tabla 1.2 se muestra el pronóstico de crecimiento de los GEI hasta el año 2050 (10).

Tabla 1.2: Pronósticos de crecimiento de GEI hasta 2050 (11).

Emisiones de GEI	2015	2020	2025	2030	2050
Crecimiento con respecto a las emisiones de consumo final en el 2010	15.6 %	34.4 %	56.8 %	83.8 %	115.9 %

1.1.0.1. Sector industrial

El rango de temperatura requerido para un determinado proceso industrial es crucial para la evaluación de la viabilidad de este. Gran número de procesos se encuentran por debajo de $40^{\circ}C$ y en un intervalo de temperatura de $40^{\circ}C < T < 60^{\circ}C$. Los procesos industriales con intervalos de temperatura entre $60^{\circ}C < T < 100^{\circ}C$ son los de mayor relevancia (12).

En la tabla 1.3 se muestran los principales procesos que se llevan a cabo en los diferentes sectores de la industria, así como los rangos de temperatura necesarios para llevarlos a cabo.

* Vale la pena señalar que no existe una meta para la generación de calor con base a energías limpias (10).

Tabla 1.3: Energía solar térmica para uso industrial (12).

Sector	Proceso	Temperatura[°C]
Química	Destilación	100-20
	Compresión	105-165
	Cocción	80-100
	Engrosamiento	110-130
Alimentos y Bebidas	Blanqueo	60-100
	Escalado	45-90
	Evaporización	45-130
	Cocción	70-120
	Pasteurización	60-145
	Ahumado	20-85
	Limpieza	60-90
	Esterilizado	100-140
	Templado	40-80
	Secado	40-200
	Lavado	30-80
	Papelera	Blanqueado
Destintado		50-70
Cocción		110-180
Secado		95-200
Decapado		40-150
Metal Fabricado	Cromado	20-75
	Desengrasado	20-100
	Galvanoplatia	30-95
	Fosfatado	35-95
	Purgado	40-70
	Secado	60-200
	Secado	50-150
Caucho y Plástico	Secado	50-150
	Precautado	50-70
Equipo y Maquinaria	Tratamiento de Superficies	20-120
Textil	Limpieza	40-90
	Blanqueado	40-100
	Coloración	40-130
	Secado	60-90
	Limpieza	50-100
	Fijación	160-180
	Prensado	80 -100
Madera	Vaporización	70-90
	Decapado	40-70
	Compresión	120-170

1.1 Demanda y fuentes de energía en la industria en México.

Sector	Proceso	Temperatura[⁰ C]
Leche	Cocción	80-90
	Secado	40-150
	Presurización	60-80
	Esterilización	100-120
	Secado	120-180
	Concentrado	60-80
	Agua de alimentación para caldera	60-90
Conservadores de Alimentos	Esterilización	110-120
	Pasteurización	60-80
Carne	Cocción	60-90
	Blanqueado	60-90
	Lavado	60-90
	Esterilización	60-90
	Cocción	90-100
Harina y subproductos Subproductos de la madera	Esterilización	60-80
	Termo Difusión Vigas	80-100
Ladrillos y Bloques de Plástico	Secado	60-100
	Precalentamiento de Agua	60-90
	Preparación de Pulpa	120-170
	Curado	60-140
	Preparación	120-140
	Destilación	140-150
	Separación	200-220
Automotriz	Extensión	140-160
	Secado	180-200
	Mezcla	120-140
	Calentamiento de Agua	≈ 90
	Limpieza	≈ 120
Farmacéutica	Otros Procesos	≈ 50
	Diferentes Procesos	7 – 180
Minería	Limpieza	≈ 60
	Electro-Inspección	≈ 50
	Otros Procesos	≈ 80
Agricultura	Secado	≈ 80
	Calentamiento de agua	≈ 90

Sector	Proceso	Temperatura^[°C]
Cuero	Recurtido	≈ 80
	Otros procesos	≈ 90
Metalúrgica	Calentamiento	≈ 180
	Lavado	≈ 160

Como conclusión a lo mencionado en esta sección, de acuerdo con Solar Payback (10) se distinguen los siguientes puntos:

- Caso Mundial
 - El consumo final de energía térmica en el sector industrial es mayor que el de electricidad.
 - A nivel global el calor en la industria corresponde a un 74 %.
- Caso México
 - El consumo final de energía térmica en el sector industrial, es mayor que el de electricidad.
 - La demanda de calor en la industria se cubre prácticamente con combustibles fósiles, siendo el gas natural el mayormente utilizado (58 % del consumo de energía térmica en 2016).
 - El consumo de gas natural en el sector industrial creció en un 33 % del periodo del 2006 al 2016.
 - 51 % de la demanda total de calor en la industria mexicana, se encuentra entre el rango de baja y mediana temperatura, es decir, menor a 400°C.
 - Las ramas de alimentos y bebidas; química; pulpa, papel y cartón; automotriz; construcción y minería, requieren temperaturas que se encuentran en el rango entre mediana y baja temperatura.
 - Para el año 2031 en el sector industrial, se espera que el gas natural represente un 64.4 % de la demanda total de combustibles fósiles.
 - El gas natural representa el principal competidor de las tecnologías termo-solares, ello al ser el más económico con respecto a los demás combustibles de uso común.
 - Las emisiones de CO₂ equivalentes del sector industrial, representan el 17 % del total nacional, únicamente por consumo de combustibles, mientras que la emisión de carbono negro en procesos industriales representa el 27.6 % de las emisiones de este contaminante.

1.2. Recurso solar en México

México cuenta con recurso solar abundante, en la figura 1.4 se muestra el mapa de la república mexicana de la radiación diaria anual elaborado por el Instituto de Electricidad y Energías Limpias (antes IIE) (13). De acuerdo con (14) se distingue lo siguiente:

- México cuenta con un promedio de radiación solar de $5 \frac{kWh}{m^2}$ por día.
- La zona norte del territorio cuenta con $6.3 \frac{kWh}{m^2}$ por día.
- La zona centro del territorio cuenta con $4.4 \frac{kWh}{m^2}$ por día.

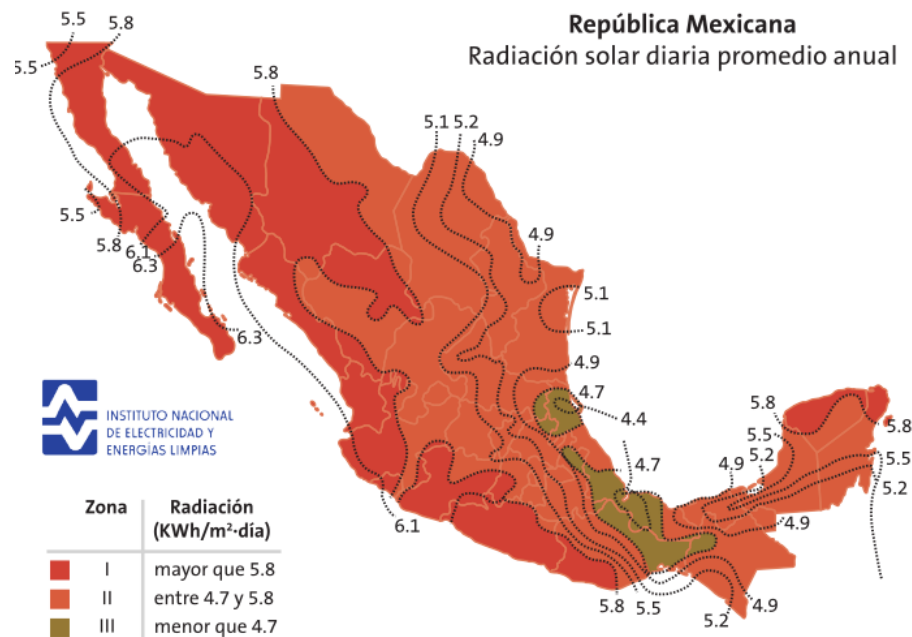


Figura 1.4: Mapa de valores de radiación directa normal para México (13).

Cortesía INEEL

1.3. Tecnologías termosolares

El principio de funcionamiento consiste en transformar la radiación solar en energía térmica. Ello a través de un dispositivo termoconversor, cuyo elemento principal es su superficie absorbedora o receptora, la cual es normalmente metálica y está recubierta

de un material de alta absorción* de la radiación solar, permitiendo así elevar su temperatura (13). A partir de dicho aumento de temperatura, es posible transferir energía en forma de calor a un fluido de trabajo (agua, aire, soluciones acuosas y aceites), de donde puede ser extraída para aprovecharla en forma de agua caliente, aire caliente, etc. Las tecnologías termosolares se clasifican en sistemas estacionarios y sistemas con seguimiento:

- Sistema estacionarios. Montados sobre estructuras fijas, de forma tal, que están orientados hacia al sol, aprovechando así la irradiación global. Entre estos se encuentran:
 - Captador solar plano.
 - Sin cubierta
 - Con cubierta
 - Captador solar de tubos de vacío (o tubos evacuados).
 - Captador solar tipo Concentrador Parabólico Compuesto (CPC).
- Sistemas de seguimiento. Se caracterizan por buscar la posición del sol en cualquier momento del día con el objeto de reflejar y concentrar la componente directa de la irradiación solar en un absorbedor. Pueden ser de uno o dos ejes,[†] entre estos se encuentran:
 - Canal parabólico.
 - CPC.
 - Fresnel lineal.
 - Plato parabólico.
 - Torre central.
 - Horno solar.

En la figura 1.5 se clasifican algunas aplicaciones que pueden ser cubiertas con diferentes tecnologías, la elección entre una u otra es de acuerdo a los rangos de temperatura requeridos.

*Comúnmente es revestida de negro o alguna sustancia de material selectivo (13).

[†]Se distinguen dos movimientos; el primero de ellos se percibe a la largo del día y va de este a oeste, el segundo se debe a la variación de la posición del sol a lo largo del año.

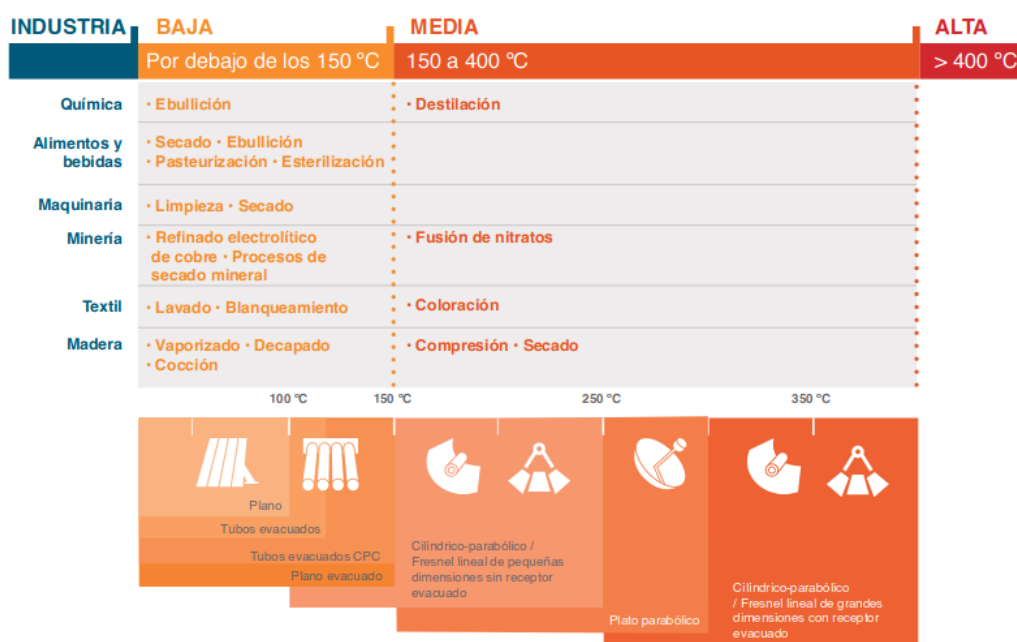


Figura 1.5: Rangos de temperatura, aplicaciones y tecnología (10).

Fuente: Solar Payback 2017, IEA/SHC 2012-2016.

1.4. Mercado termosolar mexicano

El tamaño del mercado termosolar mexicano es relevante a nivel mundial, ocupando el segundo lugar en América Latina sólo por debajo de Brasil (10). Aunado a ello de acuerdo a Solar Payback (10) se destaca lo siguiente:

- Al 2017 la superficie instalada es de 3.7 millones de m^2 de captadores solares, equivalentes a 2.5 GW térmicos.
- Los segmentos del mercado involucrados incluyen el sector vivienda, industrial y comercial.
- Los captadores planos y de tubos de vacío son los que tienen mayor participación en el mercado. En los últimos años los captadores de tubos de vacío han tenido una presencia significativa en dicho mercado. Véase figura 1.6.
- Captadores de agua sin cubierta, planos y seguidores de canal parabólico son los más utilizados en procesos industriales.
- Con base en datos de IRENA, se estima que el potencial solar para energía térmica es de 33 GW, distribuido en los sectores industrial y de edificios.

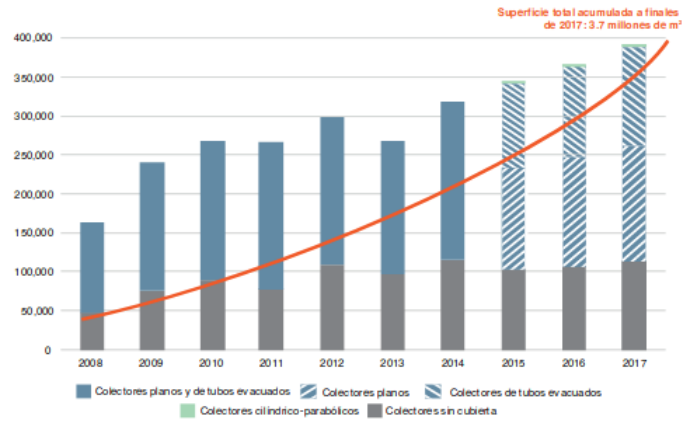


Figura 1.6: Superficie termosolar instalada anualmente (m^2 /año), comprendida entre 2008-2017 (11).

1.4.1. Empresas de tecnología termosolar

En la tabla 1.4, se muestran las principales plantas de manufactura de tecnología termosolar en México. Mientras que en la tabla 1.5, se muestran los principales proveedores de proyectos de calor solar de procesos (SHIP). Tales proyectos se refieren a la puesta en marcha del sistema, el cual comprende, aunado a los captadores, de una serie de elementos como: bombas de recirculación, tanques de almacenamiento, tubería, estructuras de soporte, todo ello en función de un diseño óptimo que cubra la demanda requerida.

Tabla 1.4: Plantas de manufactura (11).

País	Empresa
México	Módulo Solar
México	IUSA
México	Captasol
México	Sunway
México	Oro solar
México	Kioto Clean Energy
México	Inventive Power

Tabla 1.5: Empresas representativas que ofertan soluciones térmicas para la industria (11). Fuente: ANES 2018

País	Empresa	Tecnologías para calor de proceso
México	Módulo Solar	Captadores planos de agua con y sin cubierta; Captadores de aire
México	Inventive Power	Canal parabólico
México	Heliocol	Captadores sin cubierta, planos de tubos evacuados (heat-pipe)
México	Tecnosol	Captadores planos
México	Captasol	Captadores planos y de aire
México	Citrus JMK	Canal parabólico (Inventive Power)

1.5. Desarrollo de Concentradores Parabólicos Compuestos (CPCs) como captadores solares

En la presente sección se reportan algunas empresas que han desarrollado tecnología termosolar a partir de concentradores tipo CPC, los cuales han sido adaptados como captadores solares para diferentes aplicaciones, destacándose las de calentamiento de agua. Entre las empresas que se mencionan se encuentran: LINUO RITTER, AOSOL, SOLARFOCUS y ZAE. El caso de esta última cuenta con un prototipo de investigación con miras al mercado.

Captador CPC LINUO RITTER*

Linuo Ritter International especializada en el comercio internacional de energía renovable, es una subsidiaria de Linuo Paradigma, la cual es la primera empresa mixta China-Alemana en el mercado termosolar y una empresa líder en el sector solar en China, siendo uno de los proveedores más conocidos de sistemas solares térmicos en el país asiático. De la asociación con el grupo Ritter Energy,[†] resultan los captadores de tubos de vacío con reflector tipo CPC (15). En las tablas 1.6 y 1.7 se reportan algunas de sus principales características, correspondientes a los modelos CPC-1521 y CPC-1506 respectivamente[‡]. Así mismo en la figura 1.7 se muestran imágenes de algunos de sus modelos, así como de la superficie reflectora tipo CPC utilizada (figura 1.7 (a)).

*<http://www.linuo-ritter-international.com/es/>

†<https://ritter-energie.de/en/>

‡Cuentan con más modelos con características análogas a las aquí descritas, siendo el tamaño y el número de tubos algunas de las principales diferencias entre uno y otro modelo.

Tabla 1.6: Características captador de tubos evacuados modelo CPC-1521 (15).

No. de tubos evacuados	21
Eficiencia óptica (con respecto al área de apertura) η_{opt} [%]	74.5
Factor de pérdidas (con respecto al área de apertura) a_1 [$\frac{W}{m^2K}$]	2.007
Factor de pérdidas (con respecto al área de apertura) a_2 [$\frac{W}{m^2K^2}$]	0.005
Dimensiones (largo, ancho, alto) [m]	1.45, 1.64, 0.1
Área bruta [m^2]	2.32
Área de apertura [m^2]	1.33
Masa (vacío) [kg]	51
Máxima sobrepresión de trabajo [bar]	10
Temperatura de estancamiento [$^{\circ}C$]	220
Superficie selectiva	Nitruro de aluminio
Material del tubo de vidrio	Borosilicato 3.3
Tubo vidrio (D_{ext} , D_{int} , espesor, largo) [mm]	47, 37, 1.6, 1500

Pruebas bajo el Instituto Alemán de Normalización DIN4757 y bajo la norma Europea EN 12975 (15)

Tabla 1.7: Características captador de tubos evacuados modelo CPC-1506 (15).

No. de tubos evacuados	6
Eficiencia óptica (con respecto al área de apertura) η_{opt} [%]	64.2
Factor de pérdidas a_1 (con respecto al área de apertura) [$\frac{W}{m^2K}$]	0.89
Factor de pérdidas a_2 (con respecto al área de apertura) [$\frac{W}{m^2K^2}$]	0.001
Dimensiones (largo, ancho, alto) [m]	0.70, 1.64, 0.1
Área bruta [m^2]	1.15
Área de apertura [m^2]	1.0
Masa (vacío) [kg]	19
Máxima sobrepresión de trabajo [bar]	10
Temperatura de estancamiento [$^{\circ}C$]	345
Superficie selectiva	Nitruro de aluminio
Material del tubo de vidrio	Borosilicato 3.3
Tubo vidrio (D_{ext} , D_{int} , espesor, largo) [mm]	47, 37, 1.6, 1500

Pruebas bajo el Instituto Alemán de Normalización DIN4757 y bajo la norma Europea EN 12975 (15)

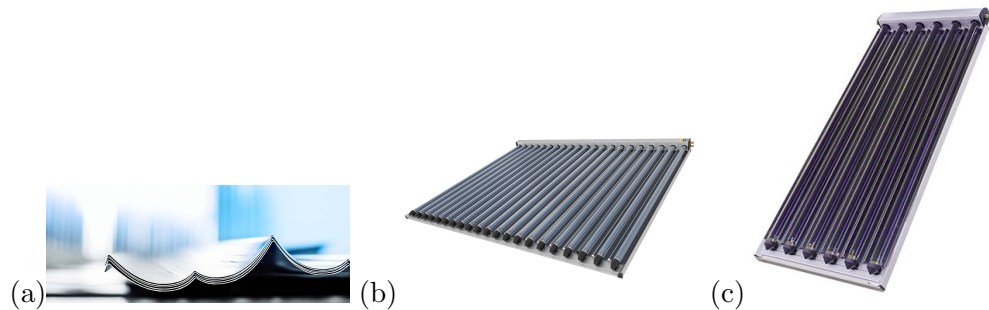


Figura 1.7: Captador de tubos evacuados con reflector CPC (15, 16). (a) Superficie reflectora de captadores solares CPC. (b) Modelo CPC-1521. (c) Modelo CPC-1506.

Captador CPC AOSOL*

Este captador se caracteriza por el tipo de absorbedor que tiene, en el cual sobresale una aleta. En la figura 1.8 (a) se muestra la vista del corte transversal de un canal, donde se distingue la aleta de absorción con forma de V invertida y la óptica ideal de concentración asociada a la misma. Entre algunas de las aplicaciones en las que se ha utilizado se encuentran; para el suministro de agua caliente sanitaria y asistencia a los sistemas de calefacción de espacios (17). En aplicaciones de desalación de agua (18) y también como parte de las componentes que integran a un ciclo termodinámico (ciclo Rankine) que utiliza energía solar, esto dentro de proyecto POWERSOL (19). En la tabla 1.8 se muestran algunas de sus principales características, así mismo en la figura 1.8 se muestran algunas imágenes del diseño. Distinguiéndose dos diferentes, uno con una barrera anticonvectiva tipo honeycomb TIM[†] y otro sin barrera anticonvectiva (20).

*<http://www.aosol.pt/>

[†]Por sus siglas en inglés material aislante transparente.

1.5 Desarrollo de Concentradores Parabólicos Compuestos (CPCs) como captadores solares

Tabla 1.8: Características CPC Aosol estándar (17, 20, 21).

Institución involucrada	INETI, Portugal
Empresa	AoSol-Energias Renováveis, Portugal.
Modelo	Estándar
Tipo de CPC	Estacionario
Razón de concentración	1.12X
Ángulo de aceptación [°]	56.4
Ángulo de aceptación con truncamiento [°]	78
Número de largueros	7
Reflector	Aluminio anodizado
Espesor del reflector [mm]	0.4
Cubierta	Vidrio solar templado
Espesor de la cubierta [mm]	3
Absorbedor	Tubular con aleta V invertida
Emitancia del recubrimiento selectivo del absorbedor	0.10-0.15
Absortancia del recubrimiento selectivo del absorbedor	0.94-0.95
Aislante	Poliuretano
Dimensiones (largo, ancho, alto) [mm]	2012, 1108, 107
Área de apertura [m^2]	1.98
Masa (vacío) [kg]	38
Presión de operación [bar]	6
Adicional	Barreras anticonvectivas* Reflector CPC asimétrico en los cabezales
Eficiencia óptica (con barrera anticonvectiva) η_{opt} [%]	0.72
Coefficiente de pérdidas térmicas (con barrera anticonvectiva) $a_1[\frac{W}{m^2K}]$	3.2
Eficiencia óptica (sin barrera anticonvectiva) η_{opt} [%]	0.72
Coefficiente de pérdidas térmicas (sin barrera anticonvectiva) $a_1[\frac{W}{m^2K}]$	3.8

Pruebas bajo la norma Europea EN 12975-2 (20).

*Distancia suficiente (absorbedor-cubierta) para utilizar barreras anticonvectivas tipo honeycomb TIM (20).

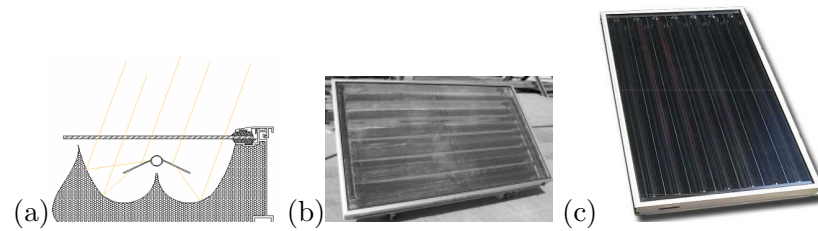


Figura 1.8: Captador solar CPC-AOSOL modelo estándar (20). (a) Captador CPC-AOSOL, con aleta en forma de V invertida. (b) Captador CPC-AOSOL modelo estándar con barrera anticonvectiva TIM honeycomb. (c) Captador CPC-AOSOL modelo estándar sin barrera anticonvectiva.

Captador CPC SOLARFOCUS*

SOLARFOCUS es un fabricante de captadores solares térmicos. Dentro de la gama de productos que ofrecen se encuentra un captador solar CPC, se tienen dos tamaños, grande y chico dependiendo si la instalación es en posición vertical u horizontal. En ambos casos entre la principales características del captador destaca el hecho de que no utiliza aislamiento. Por otro lado destaca su estructura, la cual es diferente a las utilizadas generalmente, el proceso de sellado es automatizado y evita el uso de orificios, así mismo cuenta con una válvula de vacío, todo ello en busca de disminuir las pérdidas de calor convectivas. En la figura 1.9 se muestran cada uno de los componentes del captador, los cuales están enumerados del 1 al 9, la descripción asociada a cada elemento se muestra a continuación.

1. Caja externa, consiste en una carcasa de aluminio soldada de 1.5 mm de grosor, sin agujeros ni remaches. Su utilidad radica en tener un diseño hermético al aire y al agua, protegiendo así el interior del captador.
2. Absorbedor tipo de apoyo flotante, el tipo de soldadura utilizada es soldadura de ultrafrecuencia y cuenta con recubrimiento por ambos lados.
3. Reflector anodizado galvánicamente de aluminio puro, cada canal está pro-

*https://www.solarfocus.com/en?_ptp=12

tegido en la parte de la bandeja contra influencias ambientales, con ello se protege el recubrimiento de su superficie, conservando así sus propiedades reflectivas para alcanzar una concentración óptima .

4. Cubierta de vidrio solar prismático de bajo contenido en hierro.
5. Sellado flexible específico para radiación ultravioleta UV. El marco, la cubierta y el borde de esta, están unidos, con ello se protege e impide la entrada de humedad y suciedad.
6. Marco de aluminio anodizado, se caracteriza por no contar con juntas de goma y garantiza una unión permanente entre la cubierta y la carcasa (caja).
7. Conexiones externas. Conectores de rosca exterior de 1/2" con junta plana. Las juntas situadas en los lados internos y externos se atornillan con tuercas de latón, cerrando herméticamente la bandeja contra influencias externas. Ninguna junta es de plástico o goma.
8. Válvula de vacío. La válvula se abre y permite que el aire interno caliente escape. Cuando el aire se enfría, la válvula se cierra creando así un vacío en el interior del captador.
9. Ventilación por ranura anular. Se encuentra en el tubo de distribución y permite ventilar los captadores solares conectados en serie.



Figura 1.9: Componentes del captador solar CPC SOLARFOCUS (22).

En la tabla 1.9 se muestran algunas de las principales características de los elementos que lo conforman, así mismo en la figura 1.10 se muestran algunas de las imágenes correspondientes a su diseño.

Tabla 1.9: Características CPC Solarfocus (22).

Institución involucrada	Fraunhofer Institute for solar Eenergy, Alemania
Empresa	SOLARFOCUS
Tipo de CPC	Estacionario
Absorbedor	De apoyo flotante con recubrimiento selectivo
Absortancia del absorbedor	0.95
Emitancia del absorbedor	0.05
Tipo de soldadura en el absorbedor	Ultrafrecuencia
Cubierta	Vidrio solar prismático de bajo contenido en hierro
Espesor de la cubierta [mm]	4
Dimensiones (modelo chico) (largo, ancho, alto) [mm]	2125, 1155, 65
Área de bruta (modelo chico) [m^2]	2.5
Área de apertura (modelo chico) [m^2]	2.3
Masa (modelo chico) (vacío) [kg]	50
Dimensiones (modelo grande) (largo, ancho, alto) [mm]	2400, 1155, 65
Área de bruta (modelo grande) [m^2]	2.8
Área de apertura (modelo grande) [m^2]	2.5
Masa (modelo grande) (vacío) [kg]	55
Eficiencia óptica (con respecto al área de apertura) η_{opt} [%]	0.74
Coefficiente de pérdidas térmicas (con respecto al área de apertura) a_1 [$\frac{W}{m^2K}$]	3.3
Coefficiente de pérdidas térmicas (con respecto al área de apertura) a_2 [$\frac{W}{m^2K^2}$]	0.012

Pruebas bajo la norma Europea EN 12975-1 y 2 (22).

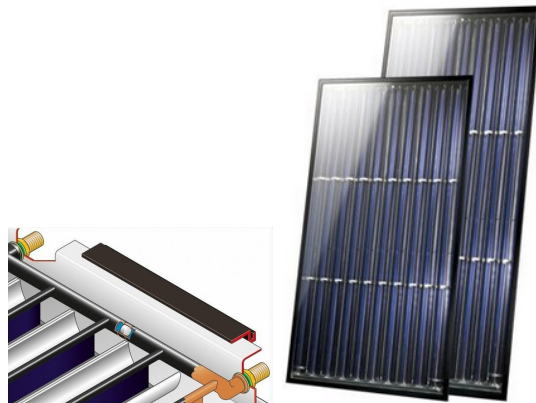


Figura 1.10: Captador solar CPC Solar Focus (22).

Captador CPC ZAE-LoCoEvaCo

Se caracteriza por el hecho de que para suprimir las pérdidas de calor debido a la convección en el interior, se utiliza aire o gas inerte como el criptón a una presión

1.5 Desarrollo de Concentradores Parabólicos Compuestos (CPCs) como captadores solares

inferior a 10 mbar (23). En la figura se muestran algunas imágenes del modelo propuesto ZAE-LoCoEvaCo.

Tabla 1.10: Características CPC ZAE LoCoEvaCo (17)

Institución involucrada	ZAE Bayern.
País	Alemania
Modelo	LoCoEvaCo (Captador evacuado de baja concentración)
	Integra absorbedor y reflectores dentro de un tubo evacuado
Tipo de CPC	Estacionario
Razón de concentración	2.6X → 1.8X
Alineación	Este-oeste
Cubierta	Vidrio templado
Transmitancia de la cubierta	0.94
Número de raisers	8
Reflectancia de l reflector	0.95
Absortancia del absorbedor (A una temperatura T=150°C)	0.95
Emitancia del absorbedor (A una temperatura T=150°C)	0.06
Dimensiones [mm]	2050 x 1050 x 105
Área de apertura [m ²]	2.0
Temperatura de operación [°C]	120-150
Adicional	Reflectores asimétricos en los cabezales (concentración 1.0X)

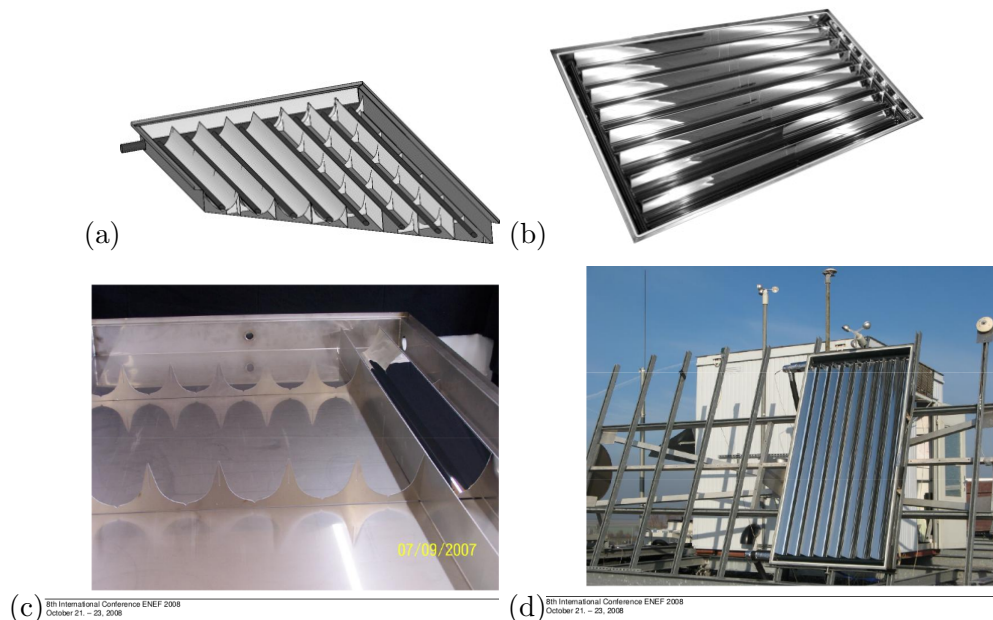
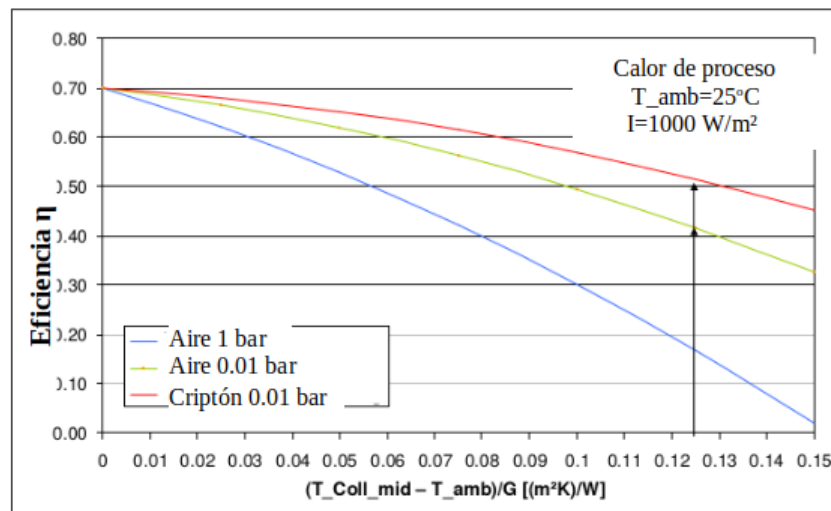


Figura 1.11: Captador solar CPC modelo ZAE-LoCoEvaCo (17, 23).

En la figura 1.12 se muestran las curvas de eficiencia obtenidas. Como se puede ver mediante el uso de gases inertes aumenta la eficiencia, alcanzando valores de aproximadamente el 50 % para el criptón a 0.01 bar a una temperatura de 150°C, con una radiación de $1000 \frac{W}{m^2}$ ($900 \frac{W}{m^2}$ de radiación directa y una temperatura ambiente de 20 °C) (23).



8th International Conference ENEF 2008
October 21. – 23, 2008

Figura 1.12: Curva de eficiencia captador ZAE LoCoEvaCo (17).

Concentrador Parabólico Compuesto (CPC)

2.1. Óptica anidólica

La idea del Concentrador Parabólico Compuesto (CPC),* surgió simultáneamente en la década de 1960 en diferentes países: Estados Unidos, Alemania y la extinta URSS. El CPC es un concentrador de no-enfoque,[†] esto quiere decir que la imagen de cualquier objeto que se pretenda ver a través del absorbedor, se encontrará completamente distorsionada. Surge como una alternativa al problema de alcanzar el límite de un concentrador ideal, es decir, que toda la radiación que se encuentre dentro del ángulo de aceptación incida en el absorbedor, el cual abarca la distancia comprendida entre los focos de dos parábolas idénticas pero invertidas. Nótese que el foco de cada parábola se encuentra sobre la curva de la otra (figura 2.1).

*El término CPC en la literatura de la energía solar, se ha utilizado para referirse a concentradores con perfiles simétricos y parabólicos, sin embargo, también se utiliza para aquellos que no son simétricos y tienen otros perfiles distintos al ya mencionado.

[†]A diferencia de la óptica de enfoque, la óptica de no-enfoque (o que no forma imagen), se caracteriza por priorizar la recolección de la mayor cantidad de rayos de luz, y no tanto en el mapeo punto a punto de estos para la formación de una imagen (24)

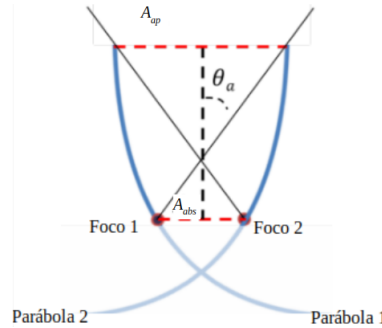


Figura 2.1: Construcción del CPC a partir de dos parábolas (25).

2.2. Rayos Incidentes en un Concentrador

Se distinguen dos tipos de rayos incidentes en la apertura del concentrador (figura 2.2)

- Rayos Extremos. Rayos que entran al concentrador inclinados al máximo ángulo permitido (ángulo de aceptación θ_a), reflejándose en los extremos del absorbedor (focos de las parábolas) (25). En la figura 2.2, solo se considera una parábola con su respectivo foco. Mientras que en la figura 2.1, se distinguen las dos parábolas con sus respectivos focos, cumpliendo así la condición de rayos extremos en ambas secciones.
- Rayos no extremos. Rayos que entran al concentrador, pero no irán a dar al foco, si no que pasarán entre este y la parábola (figura 2.2). Extendiéndose una línea que va del foco a la parábola, el rayo será interceptado (25). Véase figura 2.1.

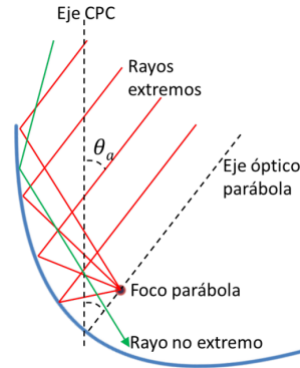


Figura 2.2: Rayos incidentes en un concentrador (25)

El método de los rayos extremos exige que todo rayo al reflejarse en el CPC, incida rasamente en una orilla del tubo absorbedor (25). Cosa que no ocurre para el caso de los rayos no extremos, véase figura 2.3.

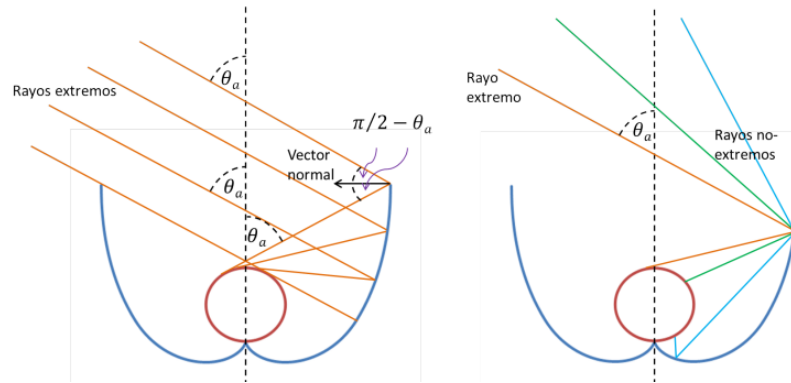


Figura 2.3: Rayos extremos y no extremos interceptando al absorbedor tubular de un CPC (25).

2.3. Razón de concentración

Se define la razón de concentración* (ecuación 2.1), como la razón entre el área de apertura (A_{ap}) y el área del absorbedor (A_{abs}), estas se muestran la figura 2.5.

$$C = \frac{A_{ap}}{A_{abs}} \quad (2.1)$$

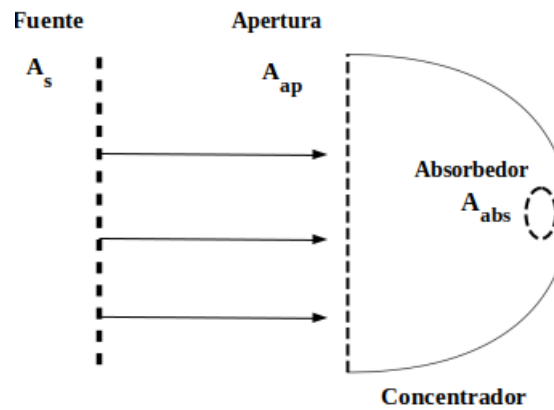


Figura 2.4

Figura 2.5: Esquema geométrico de un concentrador tipo CPC.

2.3.1. Límite Termodinámico

La concentración de radiación solar tiene una restricción en cuanto a que la temperatura del absorbedor (que es donde se quiere concentrar la energía), no puede alcanzar una temperatura superior a la temperatura del sol. Para encontrar la tasa neta de energía intercambiada entre las superficies[†] A_i y A_j , es necesario definir F_{i-j} , que representa la fracción de energía emitida por la superficie A_i ,

*También se le conoce como concentración geométrica.

[†]Se considera a cada una de ellas como un cuerpo negro, sujetas bajo condiciones de vacío a su alrededor (en el caso general, se considera un medio con su respectivo índice de refracción n).

que llega a la superficie A_j^* . La ecuación 2.2, establece la relación que guardan las superficies (A_i, A_j) , con los factores $(F_{i \rightarrow j}, F_{j \rightarrow i})$, a dicha relación se le conoce como teorema de la reciprocidad (26).

$$A_i F_{i \rightarrow j} = A_j F_{j \rightarrow i} \quad (2.2)$$

En la figura 2.5 se muestra el esquema de un concentrador tipo CPC, donde se distingue la fuente, la apertura y el absorbedor. Aplicando la ecuación 2.2 para la relación fuente-apertura y fuente-absorbedor, se tienen las ecuaciones 2.3 y 2.4 respectivamente.

$$A_s F_{s \rightarrow ap} = A_{ap} F_{ap \rightarrow s} \quad (2.3)$$

$$A_s F_{s \rightarrow abs} = A_{abs} F_{abs \rightarrow s} \quad (2.4)$$

Aplicando la definición de concentración (ecuación 2.1), y despejando el área de apertura (A_{ap}), así como el área del absorbedor (A_{abs}) de las ecuaciones 2.3 y 2.4 respectivamente, se tiene lo siguiente:

$$C = \frac{F_{s \rightarrow ap} F_{abs \rightarrow s}}{F_{ap \rightarrow s} F_{s \rightarrow abs}} \quad (2.5)$$

Considerando la desigualdad 2.6 y la igualdad 2.7, en la ecuación 2.5, se llega a la expresión que establece el límite termodinámico para un concentrador (ecuación 2.8). La primera consideración (desigualdad 2.6), se desprende del hecho de que el valor máximo que puede alcanzar $F_{abs \rightarrow s}$ es uno. La segunda consideración (igualdad 2.7), toma en cuenta que la concentración máxima ocurre cuando toda la radiación que entra por la apertura alcanza al absorbedor.

$$F_{abs \rightarrow s} \leq \max(F_{abs \rightarrow s}) = 1 \quad (2.6)$$

$$F_{s \rightarrow abs} = F_{s \rightarrow ap} \quad (2.7)$$

$$C \leq C_{ideal} = \frac{1}{F_{ap \rightarrow s}} \quad (2.8)$$

*La fracción de energía puede llegar, por vía directa (factor de forma) o indirecta (reflexiones y/o refracción). Si ambas superficies están a la misma temperatura, la tasa neta de intercambio de energía entre ambas es cero.

De la ecuación 2.8, se puede ver que la concentración depende solamente del factor $F_{ap \rightarrow s}$, el cual a su vez depende ángulo* que se subtende entre una fuente infinita colocada simétricamente y la apertura del concentrador (figura 2.6). La expresión del factor $F_{ap \rightarrow s}$, para el caso en 2D y en 3D, están dadas en las ecuaciones 2.9 y 2.10 respectivamente.

$$F_{ap-s,2D} = \text{sen}(\theta_a) \quad (2.9)$$

$$F_{ap-s,3D} = \text{sen}^2(\theta_a) \quad (2.10)$$

$$C \leq C_{ideal,2D} = \frac{1}{\text{sen}(\theta_a)} \quad (2.11)$$

$$C \leq C_{ideal,3D} = \frac{1}{\text{sen}^2(\theta_a)} \quad (2.12)$$

Sustituyendo en la ecuación 2.8 las ecuaciones 2.9 y 2.10, se obtienen las ecuaciones 2.11 y 2.12, que corresponden a los valores límite que pueden alcanzar los sistemas ópticos de concentración en 2D y en 3D respectivamente. En ambos casos, el valor de la concentración dependerá de del tamaño angular para el cual fue diseñado el sistema.

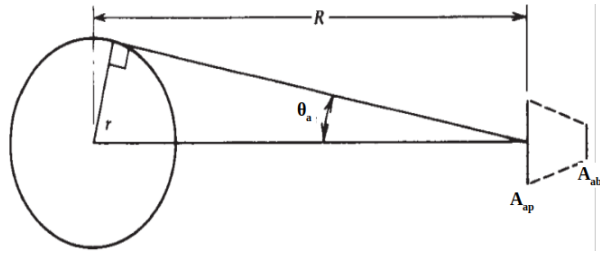


Figura 2.6: Concentrador a un distancia R del sol, formando un medio ángulo de aceptación θ_a con respecto la normal de la apertura.

2.4. Geometría CPC

En la figura 2.7 (a) y 2.7 (b), se muestra el aspecto que tiene un CPC en 2D y 3D respectivamente.

*Corresponde al ángulo de aceptación θ_a .

El caso 2D tiene las siguientes características:

- El perfil está integrado por dos segmentos de parábola.
- Cada segmento de parábola es un espejo del otro respectivamente.
- Los segmentos de parábola se ubican de forma simétrica con respecto a un eje vertical, en este caso representa el eje del CPC.

Para el caso en 3D, se tiene lo siguiente:

- Consiste en una superficie formada a partir de la rotación con respecto al eje vertical del caso en 2D, por ende cuenta con características análogas a este último.

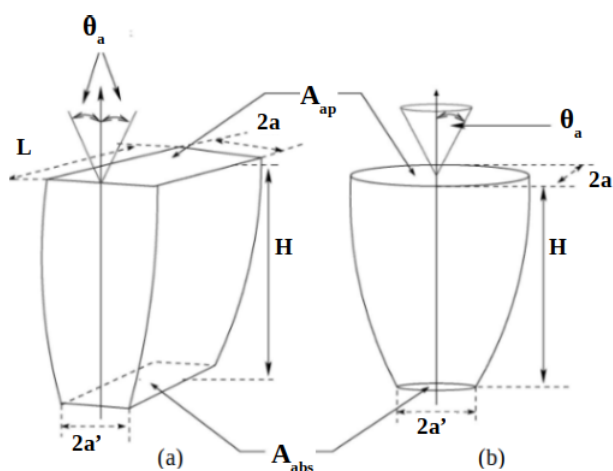


Figura 2.7: (a) CPC en 2D; (b) CPC en 3D (27).

En la tabla 2.1 se resumen los parámetros geométricos que caracterizan al CPC en 2D y 3D mostrados en la figura 2.7.

Tabla 2.1: Parámetros geométricos del CPC.

Parámetro	Nomenclatura
Ángulo de aceptación	θ_a
Longitud de la apertura	$2a$
Longitud del absorbedor	$2a'$
Altura	H
Área de apertura	A_{ap}
Área del absorbedor	A_{abs}
Largo (Caso 2D)	L

2.5. Receptor Tubular

La configuración tubular es la más usada en aplicaciones solares ya que presenta las siguientes ventajas:

- La absorción de energía es más eficiente comparada con otros diseños*.
- Capacidad para transportar un fluido de trabajo.
- Puesto que está iluminado por todos sus lados, requiere menos material que un absorbedor plano, esto se traduce en menores costos, menores pérdidas conductivas por el fondo, así como una ganancia en el desempeño térmico.

2.5.1. Involuta

Como se puede ver en la figura 2.8, la involuta corresponde a la sección inferior del concentrador. Su función principal es de carácter óptico y consiste en reflejar

*El absorbedor puede presentar diferentes formas, entre las configuraciones más comunes se encuentran; en forma de V invertida, aleta, tubular y plana [Winston and Hinterberger, 1975; Rabl, 1976]

hacia el tubo absorbedor, los rayos no extremos* que inciden en la parte inferior del concentrador.

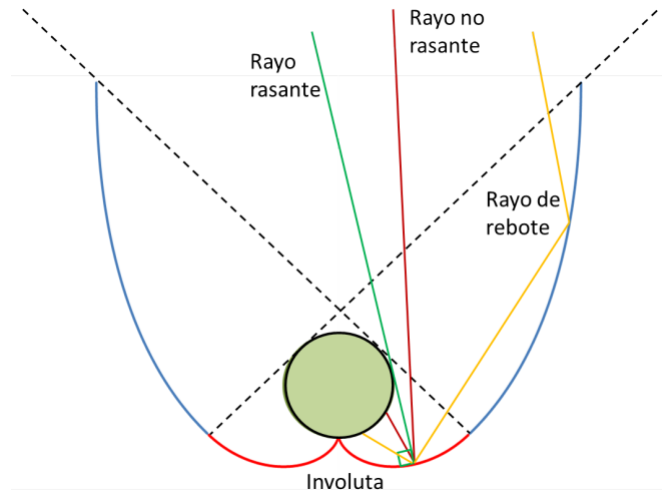


Figura 2.8: Rayos que interceptan al absorbedor. Nótese que el rayo rasante es normal a la involuta y tangente al absorbedor (25).

2.5.2. Ecuación y parámetros

De la figura 2.9 cualquier punto $B(x,y)$ de la curva, está descrito por los siguientes parámetros:

- $\omega(\overline{BC})$. Línea tangente desde el absorbedor, hasta el punto B del reflector (29). Véase figura 2.9.
- $\varphi(\overline{AOC})$. Ángulo comprendido entre los segmentos \overline{OA} y \overline{OC} , los cuales corresponden con el punto A y C del absorbedor respectivamente. Véase figura 2.9.

*Los rayos no extremos corresponden a rayos no rasantes, o rayos de rebote, tal como se muestra en la figura 2.8.

Las ecuaciones 2.13 y 2.14 en coordenadas cartesianas, describen la curva que define un CPC con un receptor tubular de radio r y un ángulo de aceptación θ_a (figura 2.9).

$$x = r \operatorname{sen} \phi - \omega \cos \phi \quad (2.13)$$

$$y = -r \cos \phi - \omega \operatorname{sen} \phi \quad (2.14)$$

El parámetro ω está dado por 2.15.

$$\omega(\phi) = \begin{cases} r\phi & \text{si } |\phi| \leq \theta_a + \frac{\pi}{2} \\ r \left[\frac{\phi + \theta_a + (\frac{\pi}{2}) - \cos(\phi - \theta_a)}{1 + \operatorname{sen}(\phi - \theta_a)} \right] & \text{si } \theta_a + \frac{\pi}{2} < \phi < \frac{3\pi}{2} - \theta_a \end{cases} \quad (2.15)$$

Por la forma en como está definido el parámetro ω (ecuación 2.15), se tiene que la curva resultante está compuesta en dos partes, una corresponde con la involuta y la otra con la sección parabólica, estar en una u en otra dependerá del valor que tome el ángulo ϕ .

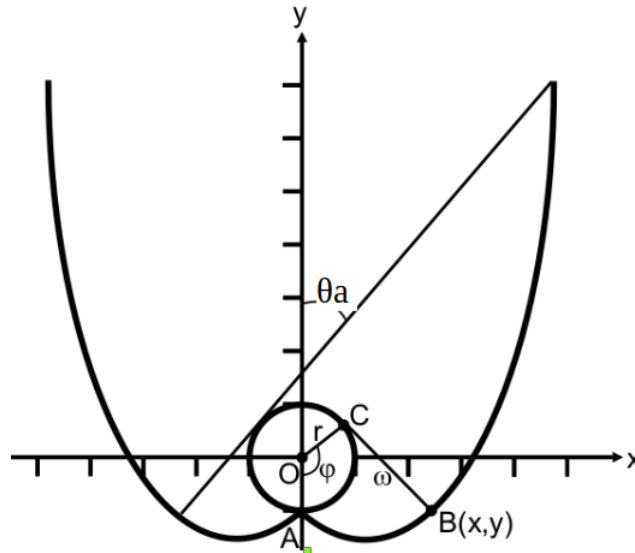


Figura 2.9: Coordenadas y parámetros para la descripción de un CPC con receptor tubular (29).

2.6. Truncamiento

Una desventaja que presentan los CPCs, es que son demasiado largos comparados con la apertura de captación. Debido a ello usualmente son truncados, ya que la parte superior del reflector contribuye poco a la concentración, esto tiene un impacto económico para aplicaciones solares de gran escala. En la figura 2.10, se muestra el perfil del CPC truncado*, con respecto al perfil completo.

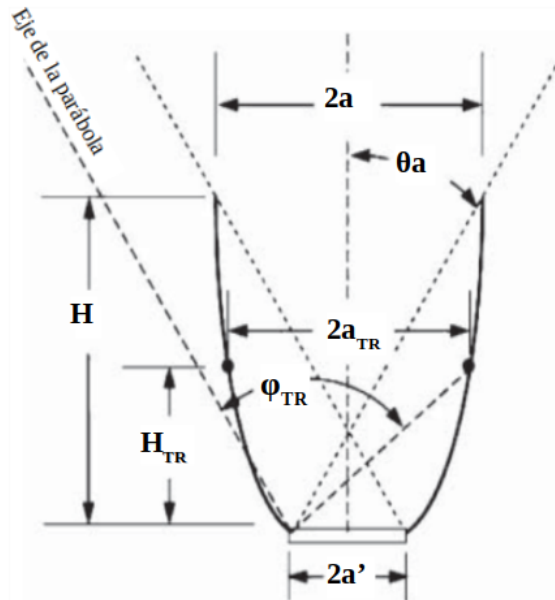


Figura 2.10: Comparación gráfica entre el perfil de un CPC truncado, con respecto al perfil completo (30).

De la misma figura 2.10, nótese que al acortar la apertura de entrada ($2a \rightarrow 2a_{TR}$), se tiene una disminución en la altura del concentrador ($H \rightarrow H_{TR}$), esto tiene las siguientes implicaciones (30, 31).

- Disminución en la razón de concentración. Esta puede ser despreciada, si se compara con el ahorro económico que implica utilizar menor cantidad de material para llevar a cabo la manufactura.

*Los parámetros geométricos del perfil truncado se denotan con el subíndice TR.

- La concentración geométrica dada en la ecuación 2.1, no excede la concentración ideal (C_{ideal}) dada en la ecuación 2.11. Esto debido a que la apertura de entrada truncada, es menor a la apertura sin trincar ($2a_{TR} < 2a$), mientras que la longitud del absorbedor permanece igual después de trincar ($2a'_{TR} = 2a'$).
- En el rendimiento óptico del concentrador, en particular en el número promedio de reflexiones antes de interceptar al absorbedor.
- Efecto en la relación que hay entre la razón altura-apertura, con la concentración.
- Efecto en la relación que hay entre la razón longitud de arco-apertura, con la concentración.
- Efecto en la relación que hay entre la razón área del reflector-área de apertura, con la concentración.

Los utilidad de los tres últimos puntos, radica en las consideraciones y limitantes que se deben tomar en cuenta en el proceso de manufactura, donde el tamaño del CPC está limitado a las dimensiones estándares de las cajas de los captadores solares.

2.6.1. Longitud de arco

Para analizar el efecto de truncado, es necesario calcular la longitud de arco correspondiente al perfil del diseño final, a partir de ello es posible conocer la reducción en el área del reflector, que corresponde a la disminución en la razón de concentración [6].

La expresión a partir de la cual se determina longitud de arco para cualquier curva, está dada en la ecuación 2.16 (32).

$$S = \int_{u_1}^{u_2} \sqrt{\left(\frac{dx}{du}\right)^2 + \left(\frac{dy}{du}\right)^2} du \quad (2.16)$$

Las ecuaciones 2.13 y 2.14, son ecuaciones paramétricas con respecto al radio r y al ángulo ϕ , siendo este último el de particular interés para el presente análisis. Para conocer el valor de la longitud de arco, es necesario llevar a cabo las derivadas totales de cada coordenada cartesiana, con respecto al parámetro angular (ecuación 2.16). El intervalo de integración comprende el dominio de la curva, es decir tanto la región correspondiente a la involuta, como la correspondiente a la sección parabólica. De todo ello se tienen las ecuaciones 2.17 y 2.18, mediante las cuales se obtiene la longitud de arco para un perfil tipo CPC completo y truncado respectivamente.

$$L_{arcCPC_{completo}} = \underbrace{r \frac{\phi^2}{2} \Big|_0^{\theta_a + \frac{\pi}{2}}}_{\text{Involuta}} + \underbrace{r\sqrt{2} \int_{\theta_a + \frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2} - \theta_a} \frac{\frac{\pi}{2} + \theta_a + \phi - \cos(\phi - \theta_a)}{1 + \text{sen}(\phi - \theta_a)} d\phi}_{\text{Sec. Parabólica}} \quad (2.17)$$

$$L_{arcCPC_{trunc}} = \underbrace{r \frac{\phi^2}{2} \Big|_0^{\theta_a + \frac{\pi}{2}}}_{\text{Involuta}} + \underbrace{r\sqrt{2} \int_{\theta_a + \frac{\pi}{2}}^{\phi_{trunc}} \frac{\frac{\pi}{2} + \theta_a + \phi - \cos(\phi - \theta_a)}{1 + \text{sen}(\phi - \theta_a)} d\phi}_{\text{Sec. Parabólica}} \quad (2.18)$$

La longitud de arco de la sección parabólica se puede calcular a través de métodos numéricos (29).

2.7. Función ángulo de aceptación

La función corresponde a la fracción de radiación incidente (a un cierto ángulo de incidencia θ), que alcanza a llegar al absorbedor. En la figura 2.11, se muestra la curva de la función descrita para el caso de un perfil CPC completo (no truncado). Como se puede ver, la radiación es captada sólo para aquéllos ángulos que están dentro del ángulo de aceptación ($|\theta| \leq \theta_a$), mientras que para el resto ($|\theta| > \theta_a$) es rechazada.

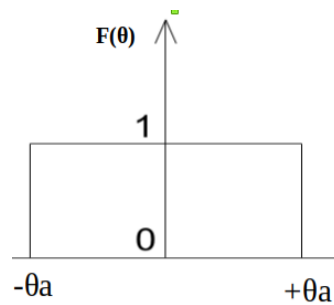


Figura 2.11: Curva en función del ángulo de aceptación.

Para un perfil de CPC truncado, el ángulo de aceptación se extiende al ángulo θ_t (figura 2.12). El efecto de pasar de $\theta_a \rightarrow \theta_t$, es que los rayos que antes del truncamiento no eran captados ahora lo sean, alcanzando así a interceptar al absorbedor. Como se puede ver, la radiación es captada sólo para aquéllos ángulos que están dentro del ángulo de aceptación ($|\theta| \leq \theta_t$), mientras que para el resto ($|\theta| > \theta_t$) es rechazada. En este caso la curva es una modificación al caso anterior. Véase figura 2.11 y 2.12 .

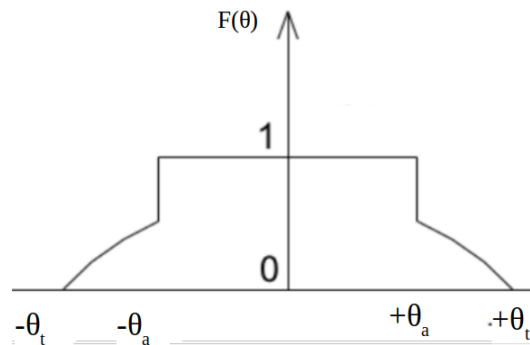


Figura 2.12: Curva en función del ángulo de aceptación para un perfil CPC truncado (17).

2.8. Consideraciones ópticas

Los rayos incidentes en la apertura del concentrador, pueden alcanzar al tubo absorbedor a través de diferentes vías:

- Directa, es decir, sin interactuar con la pared del reflector.
- Después de una reflexión con la pared del reflector.
- Después de múltiples reflexiones con la pared del reflector.

Algunos rayos después de múltiples reflexiones internas dentro del concentrador escapan, principalmente aquellos que tienden hacia el ángulo de aceptación ($\theta \approx \theta_a = \theta_{max}$). Aunado a ello, la transmitancia del CPC* (τ_{CPC}), así como el "gap"[†] (g), son algunos de los factores de los que dependerá el rendimiento óptico del concentrador.

2.8.1. Número promedio de reflexiones

El número de reflexiones varía con el ángulo de incidencia, así como con la posición a lo largo de la apertura sobre la que incide la radiación. Una estimación de la fracción de la radiación que es transmitida a través de un CPC, con una reflectividad de pared (ρ), está dada por la ecuación 2.19 (28). Las ecuaciones 2.19-2.22, son algunas de las expresiones utilizadas para llevar a cabo el análisis óptico de este tipo de sistemas.

$$\tau_{CPC} = \rho^{\langle n \rangle} \quad (2.19)$$

$$\langle n \rangle = \max \left(\langle \bar{n} \rangle_i, 1 - \frac{1}{C} \right) \quad (2.20)$$

$$\langle n \rangle_i = \frac{A_{rRT}}{A_a} \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{A_{rRT}} \frac{x_{TR}^2 - x_{a'}^2}{2a'(1 + \sin(\theta_a))} \right] \quad (2.21)$$

$$\langle n \rangle_o = \frac{1}{1 - \sin(\theta_a)} \left\{ \frac{A_{rTR}}{A_c} \left[1 - \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{A_{rTR}} \frac{x_{TR}^2 - x_{a'}^2}{2a'(1 + \sin(\theta_a))} \right) \right] \right\} + \frac{A_{rTR}}{A_a} \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{A_{rTR}} \frac{x_{TR}^2 - x_{a'}^2}{2a'(1 + \sin(\theta_a))} \right) \quad (2.22)$$

*Relacionado con el número promedio de reflexiones internas del CPC. Los detalles se encuentran en la sección 2.8.1

†Los detalles del término gap, se encuentran en la sección 2.8.2

Donde:

τ_{CPC} . Transmitancia del CPC.

$\langle n \rangle_i$. Número promedio de reflexiones internas de aquellos rayos/fotones que entran al CPC dentro del ángulo de aceptación y llegan al absorbedor (33).

$\langle n \rangle_o$. Número promedio de reflexiones internas de aquellos rayos/fotones que entran al CPC fuera del ángulo de aceptación, pero no llegan al absorbedor (33).

$\langle n \rangle$. Número promedio de reflexiones internas* antes de interceptar al absorbedor (30).

A_{rTR} . Área del reflector truncado.

A_a . Área del absorbedor.

A_c . Área de la cubierta.

x_a . Coordenada correspondiente a la posición del absorbedor en el eje de las abscisas.[†]

x_{TR} . Coordenada correspondiente a la posición de la apertura (truncada) en el eje de las abscisas.[‡]

TR. Truncamiento.

Los demás parámetros ya se definieron y son mostrados en la figura 2.10.

Algunos de los aspectos importantes por tomar en cuenta son los siguientes:

- Los valores de $\langle n \rangle$ son típicamente un poco menor a la unidad (34).
- La variación del número promedio de reflexiones decrece con el truncamiento (28).
- El número promedio mínimo de reflexiones

$$\langle n \rangle_{min} = 1 - \frac{1}{C} \quad (30).$$
- Si el truncamiento es tal que: $\langle n \rangle < \langle n \rangle_{min} \Rightarrow \langle n \rangle = \langle n \rangle_{min}$ (30).

*Promedio de $\langle n(\theta) \rangle$ sobre todos los ángulos θ dentro del ángulo de aceptación (28).

[†] Coincide con la mitad de longitud del absorbedor (figura 2.10).

[‡] Coincide con la mitad de longitud de la apertura (truncada) (figura 2.10).

- Para receptores tubulares con valores de concentración y truncamiento de interés práctico ($1.5 < C < 10$), el número promedio de reflexiones $\langle n \rangle > 0.5$ (28).

2.8.2. Gap

Al momento de diseñar este tipo de concentradores, se debe considerar un pequeño espacio de separación entre el reflector y el tubo absorbedor denominado "gap*", con ello se evita que la superficie del reflector sea una ruta de pérdida de calor desde el absorbedor al ambiente (28). Como resultado de ello se tienen pérdidas ópticas, ya que algunos rayos se reflejarán fuera del absorbedor. Se han propuesto e ideado métodos para eliminar tales pérdidas (34).

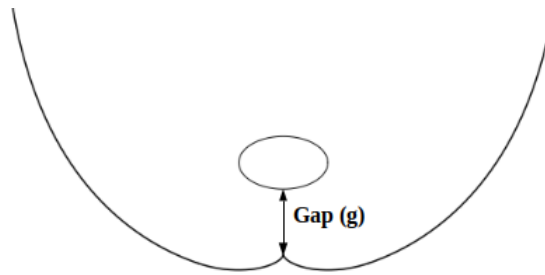


Figura 2.13: Absorbedor separado del reflector CPC. La distancia de separación corresponde al gap [m].

Las pérdidas ópticas relacionadas al caso de absorbedores tubulares contemplan los siguientes aspectos:

- Las pérdidas ópticas pueden llegar a ser considerables, si el gap (g) es comparable con las dimensiones del absorbedor (r) (34). Véase figura 2.13.
- Si el gap es chico ($g \ll r$), las pérdidas ópticas (LO) se pueden aproximar por: $LO \approx \frac{g}{\pi r}$ (34). Véase figura 2.13.

*Palabra en inglés que se traduce como brecha o espacio. En capítulos posteriores se seguirá utilizando, interpretándola de acuerdo a lo discutido en la presente subsección.

- En la mayoría de las aplicaciones de energía solar, se pondera más la eficiencia óptica del concentrador sobre la concentración de este (28).

2.9. CPCs en energía solar térmica

Se distinguen dos aplicaciones predominantes:

- CPCs con ángulos de aceptación grandes (baja concentración).
 - Captadores sin tubo evacuado.
 - Captadores con tubo evacuado
- CPCs con ángulos de aceptación pequeños (alta concentración).

2.9.1. Orientación y tiempo de operación

El tiempo de operación que el concentrador puede aprovechar para captar la radiación solar, depende del arreglo de configuración* bajo el cual este opere, es decir: del ángulo de aceptación bajo el cual esté diseñado, de la orientación elegida (norte-sur o este-oeste), así como de si el sistema será estacionario o con seguimiento.

- Orientación este-oeste. Un esquema desglosado del arreglo con orientación este-oeste, se muestra en la figura 2.14, donde se observan las proyecciones del rayo incidente en el plano perpendicular (\perp) y paralelo (\parallel), ambos con respecto al plano donde yace eje axial del tubo absorbedor (alineado con el eje Y, correspondiente a la dirección este-oeste). De la figura 2.14 se distinguen los siguientes elementos:

θ . Ángulo de incidencia, formado entre el vector solar \vec{n}_s y el vector normal al captador \vec{n}_c .

*El arreglo estacionario, con orientación este-oeste y ángulo de aceptación grande ($\theta > 30^\circ$) es comúnmente usado (34)

θ_a . Ángulo de aceptación del CPC.

θ_{\perp} = Ángulo de incidencia proyectado en el plano perpendicular (XZ.)

θ_{\parallel} = Ángulo de incidencia proyectado en el plano paralelo (XY).

\vec{n}_c = Vector normal al captador.*

\vec{n}_s = Vector solar.

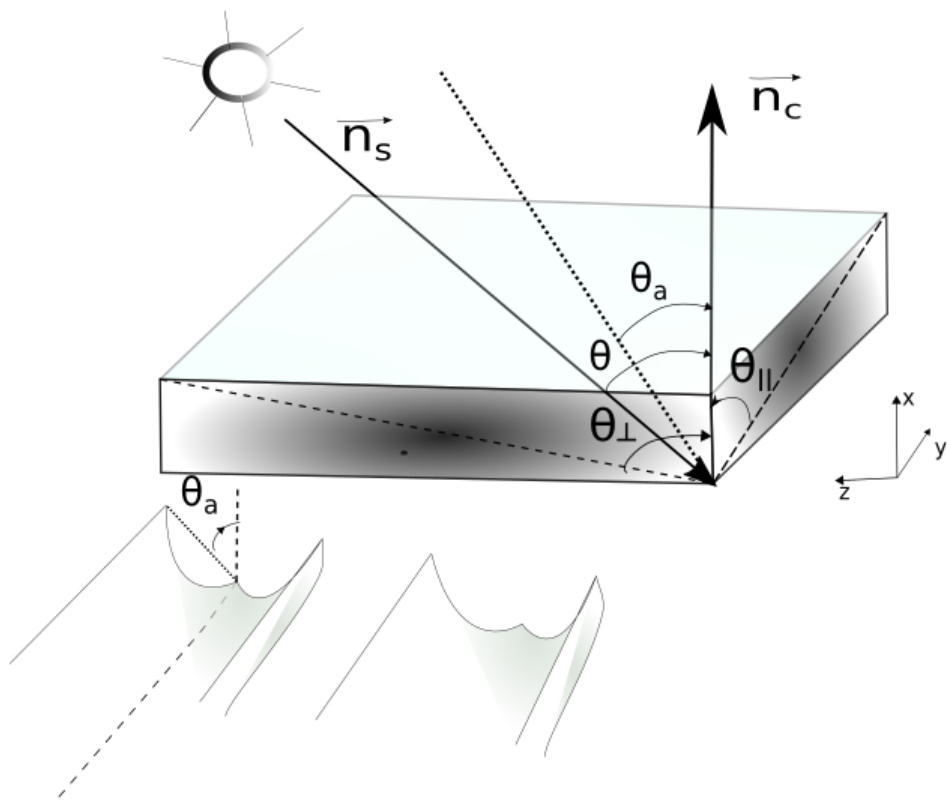


Figura 2.14: Ángulos proyectados del ángulo de incidencia $\theta_{\parallel} = \theta_{xy}$ y $\theta_{\perp} = \theta_{xz}$ para un CPC con orientación este-oeste.

El vector solar está dado por la ecuación 2.23 (28).

$$\vec{n}_s = (\cos(\omega) \cos(\delta), -\sin(\omega) \cos(\delta), \sin(\delta)) \quad (2.23)$$

*De la figura 2.14, se puede ver que el vector normal coincide con el vector unitario en la dirección x (apuntando hacia al medio día solar). $\vec{n}_c = (1, 0, 0) = \hat{x}$

Donde:

δ . Ángulo de declinación.

ω . Ángulo horario.

La proyección del vector solar en el plano perpendicular (plano XZ), está dada por la ecuación 2.24 .

$$\vec{n}_{s,xz} = (\cos(\omega) \cos(\delta), 0, \sin(\delta)) \quad (2.24)$$

Del producto punto entre los vectores $\vec{n}_{s,xz}$ y el vector unitario \hat{x} se tiene:

$$\begin{aligned} \cos \theta_{xz} &= \frac{\vec{n}_{s,xz} \cdot \hat{x}}{\|\vec{n}_{s,xz}\| \|\hat{x}\|} \\ &= \frac{\cos \delta \cos \omega}{\|\vec{n}_{s,xz}\|} \end{aligned} \quad (2.25)$$

De la norma del producto cruz entre los vectores $\vec{n}_{s,xz}$ y el vector unitario \hat{x} se tiene:

$$\begin{aligned} \sin \theta_{xz} &= \frac{\|\vec{n}_{s,xz} \times \hat{x}\|}{\|\vec{n}_{s,xz}\| \|\hat{x}\|} \\ &= \frac{\sin \delta}{\|\vec{n}_{s,xz}\|} \end{aligned} \quad (2.26)$$

De las ecuaciones 2.25 y 2.26 se tiene:

$$\tan \theta_{xz} = \frac{\tan \delta}{\cos \omega} \quad (2.27)$$

Para aceptar o rechazar un rayo, se considera el siguiente criterio:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{si } |\theta_{xz}| \leq \theta_a & \text{Rayo aceptado} \\ \text{si } |\theta_{xz}| > \theta_a & \text{Rayo no aceptado} \end{array} \right\}$$

Sustituyendo $|\theta_{xz}| = \theta_a$ en la ecuación 2.27, se obtiene la expresión explícita para el ángulo de corte ω_c , ecuación 2.28. De esta última y del ángulo horario $\omega = \frac{360^\circ}{24h}t$, siendo t el tiempo solar se tiene la ecuación 2.29, de la cual es posible determinar las horas (t_c) de operación de un CPC estacionario (28).

$$\cos \omega_c = \frac{\tan |\delta|}{\tan \theta_a} \quad (2.28)$$

$$t_c = \frac{24h}{360^\circ} \omega_c \quad (2.29)$$

- Orientación norte-sur. La diferencia con respecto al caso anterior, radica en que ahora el eje del tubo absorbedor está sobre el eje polar (norte-sur). Llevando a cabo un análisis análogo, se tiene que el ángulo correspondiente a la proyección en el plano paralelo (XZ) es: $\theta_{\parallel} = \theta_{xz} = \arctan\left(\frac{\tan \delta}{\cos \omega}\right)$. Por su parte el ángulo correspondiente a la proyección en el plano perpendicular (XY) es: $\theta_{\perp} = \theta_{xy} = \omega$ (28).
- Concentración alta. Se requieren ángulos de aceptación pequeños, a consecuencia de ello el tiempo de operación del CPC es menor, pudiendo hacer necesario el seguimiento (28).

Análisis radiativo y trazado de rayos

3.1. Análisis radiativo

Parte fundamental del rendimiento térmico de un captador solar yace en las propiedades ópticas de los elementos que lo componen. La transmitancia, reflectancia y absortancia son funciones de la radiación entrante, el espesor, el índice de refracción y el coeficiente de extinción del material (30).

Para superficies lisas, las ecuaciones derivadas por Fresnel* (3.1 - 3.3) describen la reflexión de la radiación al pasar del medio 1 con un índice de refracción n_1 y un ángulo de incidencia θ_1 , al medio 2 con un índice de refracción n_2 y un ángulo de refracción θ_2 (30). El caso particular, donde la radiación incidente es normal a la superficie, así como si uno de los medios es aire cuyo índice de refracción es cercano a 1, se puede expresar con la ecuación 3.4.

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.1)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.2)$$

$$r = \frac{r_{\perp} + r_{\parallel}}{2} \quad (3.3)$$

$$r(0) = \left(\frac{n_1 - 1}{n_1 + 1} \right)^2 \quad (3.4)$$

*Los subíndices \perp y \parallel en 3.1 y 3.2, se refieren a la componente perpendicular y paralela respectivamente.

A partir de las ecuaciones (3.1 - 3.4), es posible calcular la transmitancia para el caso de una superficie sin absorción, es decir, sólo considerando pérdidas por reflexión (τ_r), ecuaciones 3.5 y 3.6. Esta última corresponde a un sistema de N cubiertas todas ellas del mismo material (30). En contra parte, la ecuación 3.7, representa el caso en el que se consideran pérdidas por absorción (τ_a), donde K_e es el coeficiente de extinción cuyos valores varían de 4 m^{-1} a 32 m^{-1} (dependiendo de la calidad del vidrio), por su parte, δ_L representa el espesor del medio.

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right) \quad (3.5)$$

$$\tau_{rN} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + (2N - 1)r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + (2N - 1)r_{\perp}} \right) \quad (3.6)$$

$$\tau_a = \exp^{-\frac{K_e \delta}{\cos \theta_2}} \quad (3.7)$$

Las transmitancia (τ), absortancia (α) y reflectancia (ρ), considerando pérdidas por reflexión y absorción, así como sistemas de una sola cubierta, se pueden aproximar para fines prácticos a partir de las ecuaciones 3.8, 3.9 y 3.10 respectivamente.

$$\tau \cong \tau_a \tau_r \quad (3.8)$$

$$\alpha \cong 1 - \tau_a \quad (3.9)$$

$$\rho \cong \tau_a (1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \quad (3.10)$$

Lo hasta aquí mencionado es válido cuando se considera la componente directa de la radiación solar. Sin embargo, para llevar a cabo el cálculo de las propiedades ópticas cuando se considera la componente difusa*, es necesario utilizar un ángulo de incidencia equivalente† (30). Para el caso del CPC, con un ángulo de aceptación

*El modelo numérico térmico contempla la aportación de ambas componentes de la radiación solar (directa y difusa). Es por ello, que es necesario llevar a cabo un análisis independiente de cada una de estas.

†Ángulo para la radiación directa, que da la misma transmitancia que para la radiación difusa,

(θ_a) , el ángulo de incidencia equivalente (θ_{eq}) en grados, está dado por la ecuación 3.11 (35).

$$\theta_{eq} = 44.86 - 0.0716\theta_a + 0.00512\theta_a^2 - 0.00002798\theta_a^3 \quad (3.11)$$

Puesto que las propiedades ópticas de los materiales opacos, también dependen del ángulo de incidencia, la ecuación 3.12 se utiliza para calcular la absorptancia, cuando el ángulo de incidencia sobre estos no es de forma perpendicular (36).

$$\alpha_{abs} = \alpha_{abs,n} (1 + 2.0345x10^{-3}\theta - 1.990x10^{-4}\theta^2 + 5.324x10^{-6}\theta^3 - 4.799x10^{-8}\theta^4) \quad (3.12)$$

La ecuación anterior es válida para ángulos de 0 a 80°, donde $\alpha_{abs,n}$ corresponde al valor de la absorptancia del material, cuando el ángulo de la radiación incidente es normal a este. (36).

3.2. Trazado de Rayos

Puesto que se está trabajando con un concentrador, es necesario conocer el flujo de calor radiativo que incide en el tubo absorbedor*, tomando en cuenta que la radiación solar incidente, a parte de interactuar con el absorbedor, interactúa con la cubierta y con el reflector. Para ello se lleva a cabo una simulación de trazado de rayos en el software Tonathiu (37, 38), el cual está basado en el método probabilístico de Monte Carlo. Se simula la interacción entre una fuente (sol) y el sistema en cuestión (cubierta, absorbedor y reflector), dicha interacción, depende por un lado de la geometría del sistema, así como de las propiedades ópticas que componen a este.

es decir, una cubierta tiene la misma transmitancia para la radiación difusa isotrópica, que para la radiación directa incidente a un ángulo de incidencia equivalente de θ_{eq} (30).

*Los resultados del trazado de rayos se utilizan para cuantificar la energía incidente en el absorbedor, considerando para ello sólo la componente directa de la radiación solar.

3.3. Sistema de concentración en Tonathiu

A continuación se muestran los parámetros requeridos por Tonathiu, tanto para la fuente, como para el sistema de concentración (ópticos y geométricos). Se consideran dos casos, el primero de ellos consiste en un sistema ideal, mientras que el segundo corresponde al sistema denominado real. Para cada uno de ellos, se obtiene, aunado a las gráficas de distribución, la eficiencia óptica*, flujo incidente y la potencia absorbida.

3.3.1. Forma Solar

En la tabla 3.1 se muestran los campos y parámetros necesarios para simular la fuente utilizada, dentro de estos se encuentran: la forma solar, tipo de forma geométrica y la posición aparente del sol.

- Forma solar. Se refiere a las variaciones en la distribución radial de energía que presenta el sol, derivadas de considerarlo como una fuente luminosa no puntual (40). En este caso corresponde a la forma tipo Pillbox[†], dentro de la cual se define el ángulo θ_{max} (radio angular del disco solar), por defecto presenta un valor de 4.65 mrad.
- Forma geométrica. Se refiere al tipo de forma geométrica (disco, rectángulo y triángulo) que presenta el sol (40). En este caso se utiliza la forma disco, en Tonathiu aparece como Flat Disk.
- Posición aparente del sol. Se simula irradiancia directa normal, para ello es necesario definir los ángulos solares: azimut, y elevación respecto al eje sur y

* Relación entre la radiación solar absorbida y la interceptada por la apertura del captador (39). Se define como la fracción de la radiación solar que llega al absorbedor y ahí se absorbe (28).

[†]La distribución angular que supone una distribución constante (la misma en todas las direcciones (superficie lambertiana)). Los fenómenos de oscurecimiento de borde, provocan un decaimiento hasta llegar a cero para valores cercanos a 4.65 mrad (41, 42) (figura 3.1).

al plano del horizonte (40)

Tabla 3.1: Parámetros de la forma solar.

Tipo de sol	Pillbox
Forma geométrica solar	Flat Disk
Ángulo azimut [$^{\circ}$]	0
Elevación [$^{\circ}$]	90
Irradiancia* [$\frac{W}{m^2}$]	900
θ_{max} (Radio angular del disco solar([mrad])	4.65

* Por defecto presenta un valor estándar de $1000 \frac{W}{m^2}$.

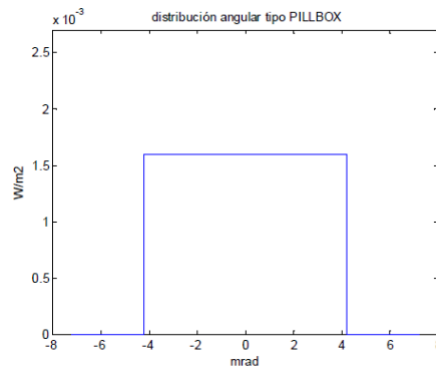


Figura 3.1: Distribución tipo Pillbox (43, 44).

3.3.2. Sistema de concentración

Está compuesto por la cubierta, aleta, tubo absorbedor y reflector, véase figura 3.2. Los parámetros geométricos están dados en la tabla 3.2.

Tabla 3.2: Parámetros y dimensiones geométricas del reflector tipo CPC, cubierta, tubo receptor y aleta.

Largo del sistema [m]	1.967
Ancho de la cubierta [m]	0.0904
Diámetro externo del tubo absorbedor [m]	0.0127
Altura aleta [m]	0.015
Apertura CPC [m]	0.0904
Altura del reflector [m]	0.05682
Ángulo de aceptación del CPC [°]	30
Orientación	Norte-Sur

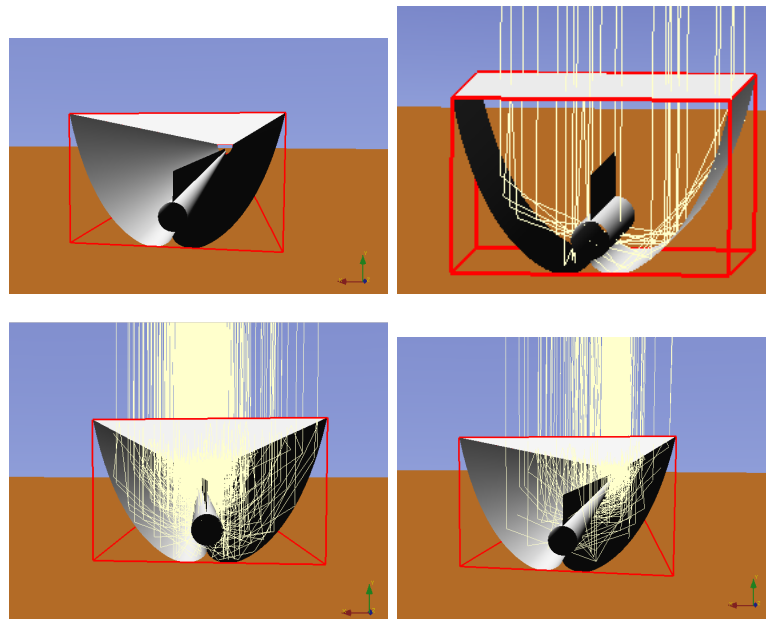


Figura 3.2: Sistema de concentración en Tonathiu.

3.3.3. Sistema ideal

El hecho de considerar este caso, permite tener una idea de lo máximo que se podría esperar del sistema, los valores de las propiedades radiativas de cada uno

de los elementos, se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Valores de las propiedades radiativas para el caso ideal.

Cubierta	
Transmitancia (τ)=1	
Reflector	
Reflectancia (ρ)=1	
Absorbedor	
	Absortancia (α)=1
Tubo	Gap (g)=0
Aleta	Absortancia (α)=1

3.3.3.1. Resultados

En la figura 3.3 se muestra el mapa de flujo radiativo incidente en el tubo absorbedor. En la tabla 3.4 se muestran los valores obtenidos tanto para el absorbedor como para la aleta.

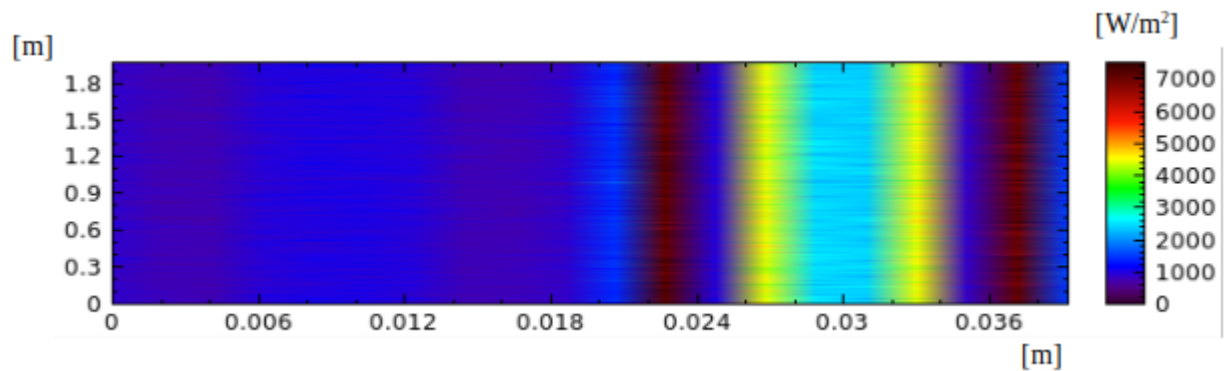


Figura 3.3: Mapa de distribución de flujo incidente en el tubo absorbedor, para el caso del CPC ideal.

Tabla 3.4: Resultados del trazado de rayos para el caso del CPC ideal.

Tubo absorbedor	
Eficiencia óptica del tubo absorbedor	0.992
Flujo promedio en el tubo absorbedor [$\frac{W}{m^2}$]	2050.14
Flujo máximo en el tubo absorbedor [$\frac{W}{m^2}$]	7515.12
Potencia[W]	158.173
Aleta	
Eficiencia óptica de la aleta [%]	0.002129

3.3.4. Sistema real

En este caso se considera un gap distinto a cero y se utilizan los valores de las propiedades ópticas de los materiales, * cuyos valores se muestran en la tabla 3.5.

*El tubo absorbedor y la aleta están recubiertos por una superficie selectiva de óxido de titanio (tinóx), la superficie reflectora es de aluminio anodizado y la cubierta es vidrio prismático con bajo contenido en hierro. Los detalles y los valores de cada uno de estos elementos, se encuentran en el apéndice (A.2)

Tabla 3.5: Valores de las propiedades radiativas para el caso real.

Cubierta	
	Transmitancia (τ)=0.916
	Reflectancia (ρ)=0.0689
	Absortancia (α)=0.0150
Reflector	
	Reflectancia (ρ)=0.90
	Absortancia (α)=0.09
	Emitancia (ϵ)=0.03
Absorbedor	
	Absortancia (α)=0.95
Tubo	Emitancia (ϵ)=0.04
	Gap (g)= 2mm
	Absortancia(α)=0.95
Aleta	Emitancia (ϵ)=0.04

3.3.4.1. Resultados

En la figura 3.4 se muestra el mapa de flujo radiativo incidente en el tubo absorbedor. En las figuras 3.5 y 3.6 se muestran las curvas características* del flujo incidente. La primera de ellas, es con respecto al perímetro del tubo, mientras que la segunda es con respecto al largo de este. En la tabla 3.6 se muestran los valores obtenidos tanto para el absorbedor como para la aleta.

*Para diferentes valores del perímetro y del largo del tubo, las curvas describen un comportamiento cualitativo semejante.

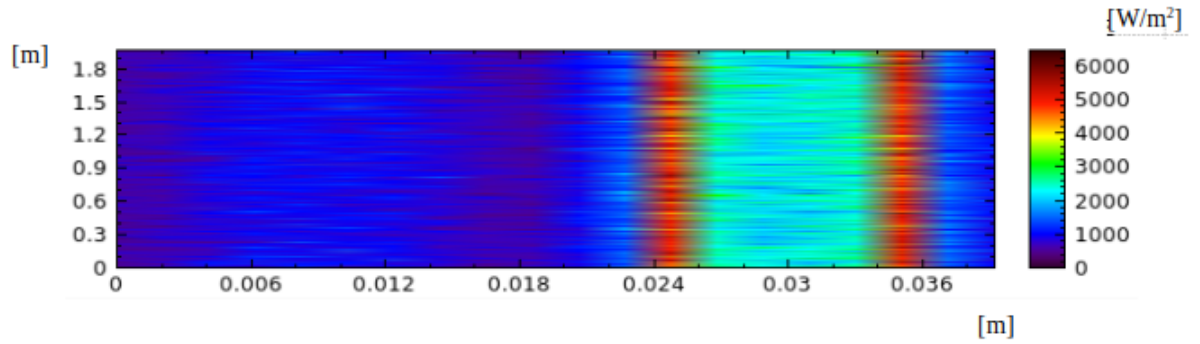


Figura 3.4: Mapa de distribución de flujo incidente en el tubo absorbedor

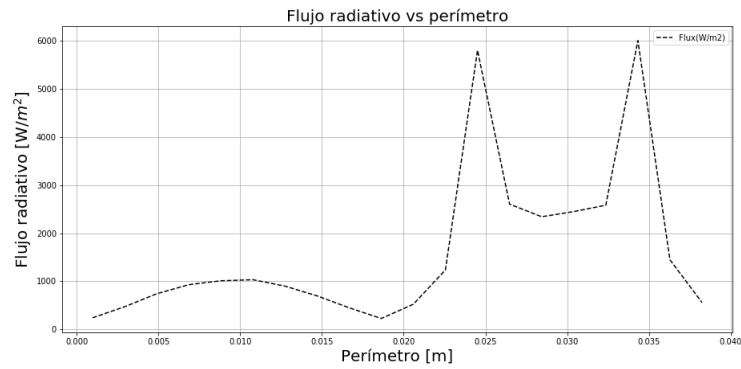


Figura 3.5: Flujo incidente con respecto al perímetro del tubo absorbedor, para un cierto valor de la longitud de este.

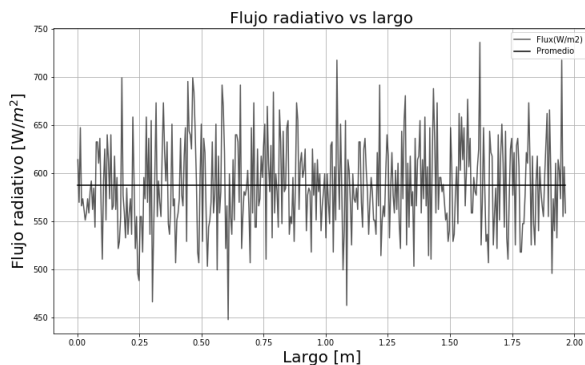


Figura 3.6: Flujo incidente a lo largo del eje del tubo, para un cierto valor del perímetro de este.

Tabla 3.6: Resultados del trazado de rayos para el caso del CPC real.

Tubo absorbedor	
Eficiencia óptica del tubo absorbedor	0.727
Flujo promedio en el tubo absorbedor $\left[\frac{W}{m^2}\right]$	1592.57
Flujo máximo en el tubo absorbedor $\left[\frac{W}{m^2}\right]$	6459.1
Potencia en el tubo absorbedor [W]	122.87
Aleta	
Eficiencia óptica de la aleta [%]	0.009941

3.3.5. Análisis de los resultados del trazado rayos

A partir de las tablas 3.4 y 3.6, se puede ver que el flujo radiativo incidente es prácticamente nulo en la aleta (los valores de eficiencia óptica, son despreciables con respecto a los obtenidos en el tubo), de tal forma que es en el tubo absorbedor donde está incidiendo la mayor parte de este. Ello está acorde con el hecho de que se está simulando incidencia normal*. La relevancia de este resultado, permite simplificar el modelo térmico, ya que permite suponer que bajo condiciones de

*A otros ángulos de incidencia, la aleta interceptará cierto porcentaje de rayos/fotones incidentes.

irradiancia incidente normal, el aporte de la aleta se puede despreciar, pudiendo centrar la atención solamente en el aporte del tubo. En la tabla 3.7, se comparan los resultados obtenidos para cada uno de los sistemas planteados (ideal y real). A partir de ello, es posible cuantificar las pérdidas ópticas y energéticas que se tienen al considerar; el gap, así como las propiedades ópticas de los materiales.

Tabla 3.7: Comparación entre el sistema de concentración ideal y el sistema de concentración real.

	CPC_{ideal}	CPC_{real}	% de pérdidas
Flujo Promedio en el tubo absorbedor [$\frac{W}{m^2}$]	2050.14	1592.57	22.31
Potencia absorbida en el tubo absorbedor[W]	158.173	122.87	22.31
Eficiencia óptica del tubo absorbedor	0.992	0.727	26.70

De las distribuciones de flujo radiativo incidente en el tubo absorbedor (figuras 3.5 y 3.6) se tiene lo siguiente:

1. El flujo incidente a lo largo del perímetro varía de acuerdo a la figura 3.5. Distinguiéndose que la parte inferior del tubo, recibe mayor flujo radiativo (ello como consecuencia de la concentración), que la que recibe la parte superior del mismo, el cual principalmente es incidido por los rayos directos provenientes del sol y con una mínima aportación de rayos reflejados por el reflector (véase figura 3.5). El comportamiento de la curva mostrada en la figura mencionada, es semejante cuando se analizan diferentes secciones correspondientes al perímetro del tubo.
2. El flujo incidente con respecto al largo del tubo varía de acuerdo a la figura 3.6. En esta misma, se distingue el valor promedio (recta negra continua), cuyo valor dependerá de la sección del perímetro del tubo que se esté analizado. El comportamiento de la curva mostrada en la figura mencionada, es semejante cuando se analizan diferentes secciones correspondientes al largo

del tubo.

- De los puntos anteriores, se tiene que la principal variación del flujo radiativo incidente, se presenta a lo largo del perímetro del tubo absorbedor.

3.3.6. Procesamiento de datos del trazado de rayos

Como se mencionó en párrafos anteriores, los datos obtenidos del trazado de rayos, son utilizados para llevar a cabo el modelo numérico térmico correspondiente a la componente directa de la radiación solar. Para ello es necesario llevar a cabo un procesamiento de estos, considerando que Tonathiu arroja datos sobre la superficie del absorbedor en forma de una división de par coordinado con su flujo correspondiente (45). En la figura 3.7, se muestran las secciones a lo largo del tubo en la que este es particionado, cada partición se puede considerar un anillo de tamaño Δx , sobre el cual está incidiendo el flujo radiativo a lo largo de todo su perímetro.

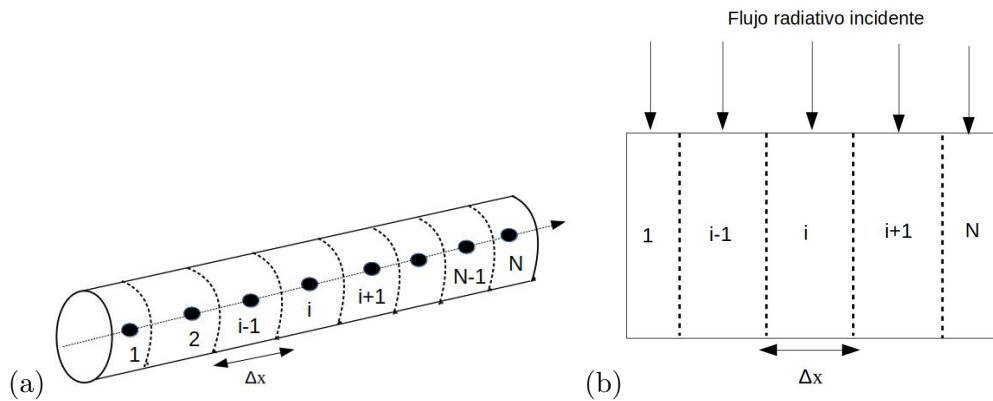


Figura 3.7: a) Anillos a lo largo del eje del tubo absorbedor. b) Flujo incidente en cada anillo

A partir de los datos exportados y llevando a cabo el análisis mencionado en el párrafo anterior, esquematizado en la figura 3.7, se obtienen las gráficas de la figura 3.8. En la primera de ellas se muestra el flujo radiativo promedio incidente

en cada anillo. En la segunda gráfica, se muestra la potencia incidente en cada anillo, donde la variación de esta, oscila alrededor del 3% con respecto al valor promedio.

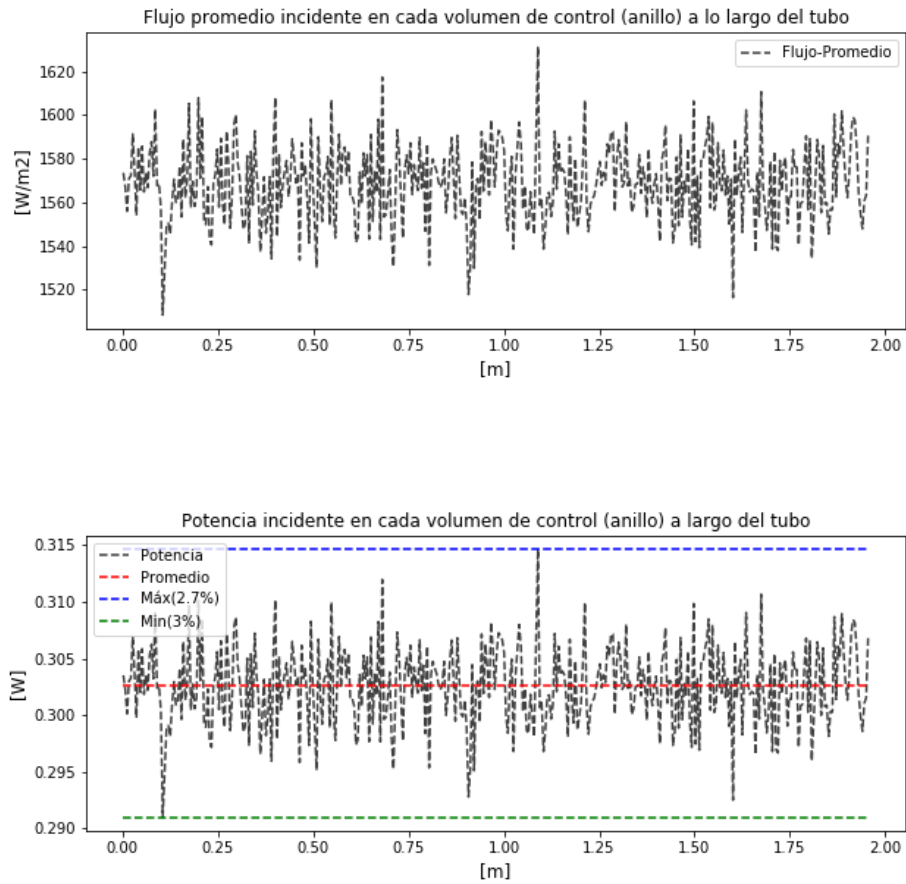


Figura 3.8: Flujo y potencia incidente en cada volumen de control (anillo) a lo largo del eje axial del tubo absorbedor.

Modelo térmico de un CPC de receptor tubular

En muy pocos casos es posible encontrar una solución analítica a un problema planteado, de tal forma que para fines prácticos es necesario solucionar el problema desde otra perspectiva, en este caso se utiliza el método de volúmenes de control. Este se deriva del principio de conservación, consiste en particionar el dominio en pequeños volúmenes o celdas en las que se define el valor promedio de una función. El mecanismo a través del cual los elementos o volúmenes de análisis intercambian información, es mediante el balance de los flujos que entran y salen por sus fronteras. El modelo numérico térmico planteado, se basa en acoplar los desarrollados en los trabajos (2) y (3).

4.1. Modelo numérico multicapa

En la figura 4.1 se distinguen por un lado los elementos del captador solar (cubierta, absorbedor, reflector y aislante), así como los flujos de calor que entran y salen de cada uno de estos.

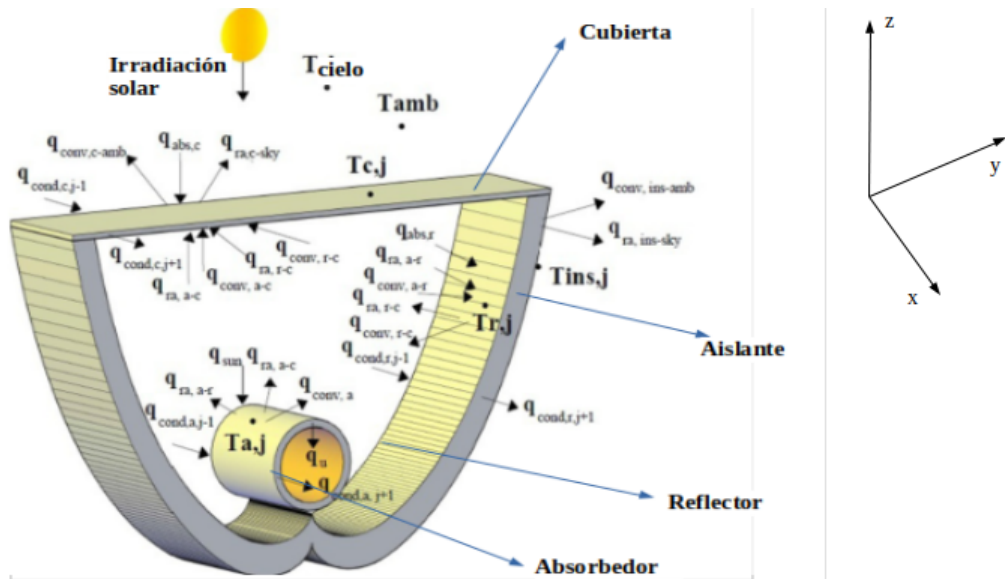


Figura 4.1: Elementos del captador solar e intercambio de flujos de calor entre estos (3).

4.1.1. Discretización

Se discretiza en la dirección axial (dirección z) y longitudinal (dirección x) véase figura 4.1. Para la discretización axial, se considera a cada uno de los elementos del captador como capas isotérmicas colocadas una sobre otra (46), véase figura 4.2. Cada una de las capas se extiende a lo largo de este, de acuerdo a García-Valladares y Velázquez (47), el intercambio de calor entre los tubos y el fluido varía a lo largo de la dirección del flujo. De esta forma la discretización se considera en la dirección axial y longitudinal, en la figura 4.3 se muestra la distribución de volúmenes de control en el captador.

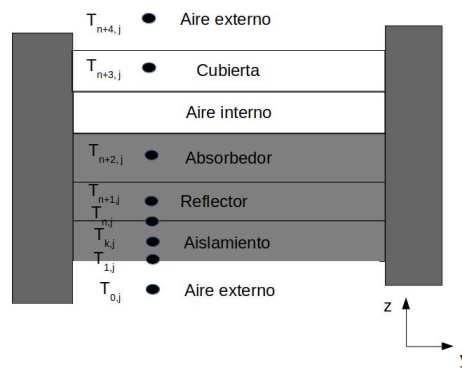


Figura 4.2: Discretización en la dirección axial.

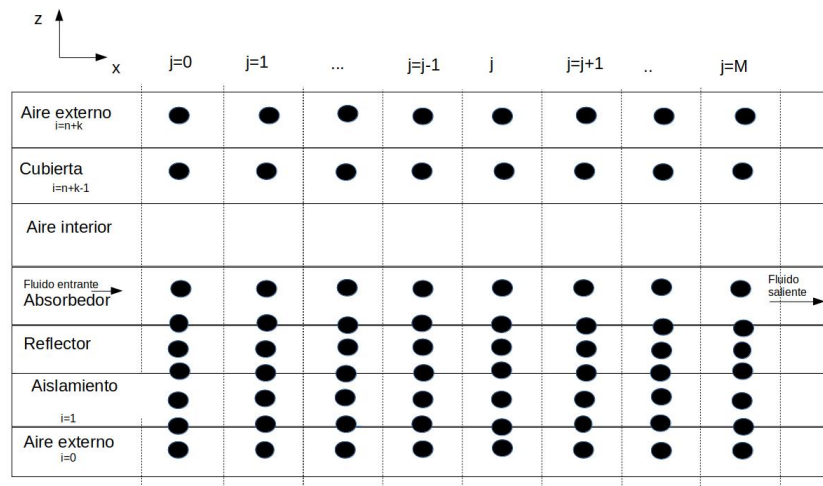


Figura 4.3: Distribución de volúmenes de control en la dirección axial y longitudinal.

4.2. Ecuaciones

La ecuación 4.1 parte del balance de energía en un volumen de control, donde el cambio de temperatura en el tiempo se debe a la energía que entra y sale a través de sus fronteras, así como a la generación de energía en este.

$$\underbrace{\rho_d C_p V \frac{dT}{dt}}_{\text{Term.Transitorio}} = \underbrace{Q_{\text{entrada}}}_{\text{Calor entrada}} - \underbrace{Q_{\text{salida}}}_{\text{Calor salida}} + \underbrace{Q_{\text{gen}}}_{\text{Calor generado}} \quad (4.1)$$

Donde ρ_d es la densidad, Cp calor específico a presión constante y V es el volumen.

Para el análisis de transferencia de calor entre los elementos del captador se considera el caso de estado estacionario*. El balance de energía para cualquier volumen de control i,j bajo este supuesto, está dado por la ecuación 4.2.

$$\begin{aligned} [(h_{i,j} + h_{i-1,j})A_{axi,j} + (k_{i,j-1} + k_{i,j})A_{longi,j}]T_{i,j} = \\ h_{i,j}A_{axi,j}T_{i+1,j} + h_{i-1,j}A_{axi,j}T_{i-1,j} \\ + k_{i,j-1}A_{longi,j}T_{i,j-1} + k_{i,j}A_{longi,j}T_{i,j+1} + q_{gen}A_{gen} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Donde:

$T_{i,j}$. Temperatura del nodo de interés [K].

$T_{i+1,j}, T_{i-1,j}$. Temperatura de los nodos vecinos en la dirección axial [K].

$T_{i,j-1}, T_{i,j+1}$. Temperatura de los nodos vecinos en la dirección longitudinal[K].

$h_{i-1,j}, h_{i,j}$. Coeficientes de transferencia de calor radiativos-convectivos/conductivos en la dirección axial [$\frac{W}{m^2K}$].

$k_{i,j-1}, k_{i,j}$. Coeficientes de transferencia de calor conductivos en la dirección longitudinal [$\frac{W}{m^2K}$].

* La variación de la temperatura con respecto al tiempo es cero, de esta forma el lado izquierdo de la ecuación 4.1 es igual con cero.

q_{gen} . Calor generado* por unidad de área en el volumen de control [$\frac{W}{m^2K}$]

$A_{axi,j}$. Área de transferencia de calor en la dirección axial en el nodo i,j [m^2].

$A_{longi,j}$. Área de transferencia de calor en la dirección longitudinal en el nodo i,j [m^2].

$A_{geni,j}$. Área de transferencia del calor generado en el nodo i,j [m^2].

4.3. Coeficientes de transferencia

En la figura 4.1 se distinguen los intercambios de flujo de calor que se dan entre los elementos del captador, así como la interacción de estos con el exterior. Los coeficientes $h_{i,j}$ y $k_{i,j}$ que aparece en la ecuación 4.2, están dados por las ecuaciones (4.3 - 4.16) dependiendo del elemento que se esté analizando. En todas ellas aparecen la constante de Stefan-Boltzman (σ), la emisividad (ϵ), la temperatura (T), el número de Nusselt (Nu), la conductividad térmica (λ) y el área (A). Los subíndices a, c, r se refieren al absorbedor, cubierta y reflector respectivamente.

Cubierta - ambiente

Los coeficientes de transferencia de calor radiativo (3) y convectivo (3) se muestran en las ecuaciones. 4.3 y 4.5 respectivamente.

$$h_{radiativo} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 - T_{cielo}^2) (T_c + T_{cielo}) \quad (4.3)$$

$$T_{cielo}[k] = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (4.4)$$

$$h_{convectivo} = \frac{Nu_{amb} \lambda_{aire}}{L_c} \quad (4.5)$$

El coeficiente radiativo está en función de la temperatura del cielo (T_{cielo}) (30), dada en la ecuación 4.4, que a su vez depende de la temperatura ambiente (T_{amb}).

*En las capas correspondientes al aislamiento este término es nulo. Sin embargo, en el caso del reflector, el absorbedor y la cubierta dicho término no se anula, los detalles se pueden ver en la sección 4.5.

Las temperaturas que aparecen en el coeficiente radiativo (ecuación 4.3), están en Kelvin. El coeficiente convectivo está en función de la conductividad térmica del aire (λ_{aire}), del número de Nusselt (Nu_{amb}) y de la longitud característica (L_c)*.

Reflector - cubierta

Los coeficientes de transferencia de calor radiativo (3) y convectivo (3) se muestran en las ecuaciones 4.6 y 4.7 respectivamente.

$$h_{radiativo} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1-\epsilon_c}{\epsilon_c} + \frac{1-\epsilon_r}{\epsilon_r} \frac{A_c}{A_r}} \quad (4.6)$$

$$h_{convectivo} = \text{constante} \quad (4.7)$$

Las temperaturas que aparecen en el coeficiente radiativo (ecuación 4.6), están en Kelvin. El coeficiente convectivo se toma como un valor constante de $5^\dagger \frac{W}{m^2K}$ (3, 29).

Absorbedor - cubierta

Los coeficientes de transferencia de calor radiativo (3) y convectivo (3) se muestran en las ecuaciones 4.8 y 4.9 respectivamente.

$$h_{radiativo} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_c^2)(T_a + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_a} + (\frac{1}{\epsilon_c} - 1)(\frac{A_a}{A_c})} \quad (4.8)$$

$$h_{convectivo} = 3.25 + 0.0085 \frac{T_a - T_c}{2D_{externo}} \quad (4.9)$$

Las temperaturas que aparecen en el coeficiente radiativo (ecuación 4.8), están en Kelvin. El coeficiente convectivo (ecuación 4.9), depende de las temperaturas de los elementos en cuestión así como del diámetro externo (D_{ext}) del absorbedor.

*Los detalles del número de Nusselt (Nu_{amb}) y de la longitud característica (L_c) corresponden al caso del coeficiente convectivo de transferencia de calor hacia al ambiente, para ello veáse la sección 4.3.1

†Se tomó un valor de $5 \frac{W}{m^2K}$, pero se hicieron pruebas con valores en el intervalo de $[4.3 \frac{W}{m^2K}, 5.7 \frac{W}{m^2K}]$, los valores de la eficiencia térmica instantánea obtenidos no tienen una variación significativa dentro de este rango..

Absorbedor - reflector

Los coeficientes de transferencia de calor radiativo (3) y convectivo (3) se muestran en las ecuaciones. 4.10 y 4.11 respectivamente.

$$h_{radiativo} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_r^2)(T_a + T_r)}{\frac{1-\epsilon_r}{\epsilon_r} + \left(\frac{1-\epsilon_a}{\epsilon_a}\right)\left(\frac{Ar}{Aa}\right)} \quad (4.10)$$

$$h_{convectivo} = 3.25 + 0.0085 \frac{T_a - T_r}{2D_{externo}} \quad (4.11)$$

Las temperaturas que aparecen en el coeficiente radiativo (ecuación 4.10), están en Kelvin. El coeficiente convectivo (ecuación 4.9), depende de las temperaturas de los elementos en cuestión así como del diámetro externo (D_{ext}) del absorbedor.

Absorbedor - Fluido

En este caso se tiene el coeficiente global de transferencia de calor U_{of} , dado en la ecuación 4.12. Está en función de los radios exterior(r_{ext}) e interior(r_{int}) del tubo absorbedor, de la conductividad térmica de este (λ_a), así como del coeficiente convectivo de transferencia del fluido (h_f), el cual a su vez depende de la conductividad térmica del fluido (λ_f), del número de Nusselt (Nu_f), y de la longitud característica (L_c)*.

$$U_{of} = \frac{1}{\frac{r_{ext}}{r_{int}h_f} + \frac{r_{ext} \ln(r_{ext}/r_{int})}{\lambda_a}} \quad (4.12)$$

$$h_f = \frac{\lambda_f Nu_f}{L_c} \quad (4.13)$$

Aislante - Ambiente

Los coeficientes de transferencia de calor radiativo (3) y convectivo se muestran en las ecuaciones. 4.14 y 4.15 respectivamente.

$$h_{radiativo} = \epsilon_{aisl} \sigma (T_{ais}^2 - T_{cielo}^2) (T_{ais} + T_{cielo}) \quad (4.14)$$

$$h_{convectivo} = \frac{Nu_{amb} \lambda_{aire}}{L_c} \quad (4.15)$$

*Los detalles del número de Nusselt (Nu_f) y de la longitud característica (L_c) corresponden al caso del coeficiente convectivo al interior de una tubería circular, para ello véase la sección 4.3.2

Donde T_{ais} es la temperatura de aislamiento.

Coeficientes conductivos

La transferencia de calor entre los elementos sólidos del captador, tanto en la dirección axial* ($h_{i,j}$) como en la longitudinal† ($k_{i,j}$), se lleva a cabo a través de la conducción, por lo que de la ley de Fourier se tiene la ecuación 4.16

$$h_{conductivo} \text{ o } k_{i,j} = \frac{\lambda_{i,j}}{\Delta_{i,j}} \quad (4.16)$$

Donde $\lambda_{i,j}$ es la conductividad térmica del material y $\Delta_{i,j}$ es la distancia (en la dirección axial o longitudinal) entre los nodos involucrados en la transferencia de calor.

4.3.1. Coeficiente de transferencia de calor hacia el ambiente

El número de Nusselt (Nu) para este caso corresponde a la transferencia de calor entre el captador solar y el aire circundante alrededor de este‡. Está en función del número de Reynolds(Re) y del número de Prandtl(Pr), por tal razón su valor depende régimen en el que se encuentre el fluido. Las ecuaciones 4.17, 4.18 y 4.19 muestran las correlaciones necesarias para determinar el Nusselt buscado dado en la ecuación 4.20, son válidas para $0.5 < Pr < 2000$ (36).

Para $Re < 5 \times 10^3$

$$Nu = Nu_A = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/2} \quad (4.17)$$

Para $5 \times 10^3 \leq Re < 5 \times 10^7$

$$Nu = \sqrt{Nu_A^2 + Nu_B^2} \quad (4.18)$$

*La transferencia de calor entre las capas internas de aislamiento, así como entre este y el reflector se lleva a cabo por conducción.

†En todas las capas que conforman el captador, la transferencia de calor en esta dirección se lleva a cabo sólo por conducción.

‡Se utiliza para la interacción del aire con la parte superior del captador (cubierta), así como la parte inferior (aislamiento).

Para $Re > 5 \times 10^7$

$$Nu = Nu_B = \frac{0.0376 Re^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re^{-1/10} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.19)$$

Los números de Reynolds y de Prandtl se calculan a la temperatura a la que se encuentra el aire. La longitud característica (L_c) corresponde al largo de la placa sólida. Existe una corrección del número de Nusselt debida al intercambio térmico entre el aire y la superficie por donde circula (36). véase la ecuación 4.20. Las temperaturas del aire (T_{aire}) y del captador ($T_{captador}$), están en Kelvin (36, 48).

$$Nu = \left(\frac{T_{aire}}{T_{captador}} \right)^{0.12} Nu \quad (4.20)$$

4.3.2. Coeficiente convectivo al interior de una tubería circular

A partir de las ecuaciones (4.21-4.26) se determina el número de Nusselt para una tubería circular bajo condiciones de flujo de calor constante (36, 48). Está en función del diámetro interno (D_{int}) y la longitud del tubo (L), a su vez depende del número de Reynolds, del número de Prandtl y del número de Peclet (Pe), por tal razón su valor depende del régimen en el que se encuentre el fluido. Para el caso de régimen turbulento se considera el factor de fricción (f_r) entre el fluido y la tubería.

Para $Re < 2300$ (flujo laminar) (36):

$$Nu_f = [Nu_1^3 + (0.6(Nu_2 - 0.6))^3 + Nu_3^3]^{1/3} \quad (4.21)$$

$$Nu_1 = 4.364 \quad (4.22)$$

$$Nu_2 = 1.953 \left(Pe \frac{D_{int}}{L} \right)^{1/3} \quad (4.23)$$

$$Nu_3 = 0.924 Pr^{1/3} \left(Re \frac{D_{int}}{L} \right)^{1/2} \quad (4.24)$$

Para $Re \geq 2300$ (flujo turbulento)

$$Nu_f = \left(\frac{(f_r/8) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f_r/8} (Pr^{2/3} - 1)} \right) \left(1 + \left(\frac{D_{int}}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (4.25)$$

$$f_r = (1.8 \log(Re) - 1.5)^2 \quad (4.26)$$

4.4. Áreas

Las áreas axial y longitudinal están dadas por las ecuaciones 4.27 y 4.28 respectivamente.

$$A_{ax} = Y_i \Delta_{x_j} \quad (4.27)$$

$$A_{long} = Y_i \Delta_{z_i} \quad (4.28)$$

Δ_{x_j} . Tamaño de paso en la dirección longitudinal.

Δ_{z_i} . Tamaño de paso en la dirección axial (espesor de los volúmenes de control).

Y_i . Ancho correspondiente al nodo que se está analizando, véase la tabla 4.1

Tabla 4.1: Ancho correspondiente a las diferentes capas.

Capa	Y_i
Primer capa aislamiento(inferior)	Apertura del CPC
Segunda capa aislamiento	Apertura del CPC
Tercera capa aislamiento	Varía($0 \leq Y \leq$ Apertura del CPC)
Reflector	Longitud de arco
Absorbedor	Perímetro externo del tubo absorbedor
Cubierta	Apertura del CPC

Con excepción del área longitudinal del absorbedor ecuación 4.29, las áreas de los demás elementos se calculan a partir de las ecuaciones 4.27 y 4.28. En la ecuación 4.29, r_{ext} y r_{int} corresponden al radio exterior e interior del tubo absorbedor.

$$A_{long} = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) \quad (4.29)$$

En la tabla 4.2 se muestran las áreas de los elementos del captador, donde W

representa la apertura del CPC, L es la longitud del tubo y L_{arc} la longitud de arco del reflector.

Tabla 4.2: Áreas de los elementos del captador.

Elemento	Área
Cubierta	WL
Absorbedor	$\pi D_{ext}L$
Reflector	$L_{arc}L$
Capas de aislamiento	WL

4.5. Generación de calor

En la ecuación 4.2, el término de generación (q_{gen}), se refiere a la radiación solar que absorben el reflector, la cubierta y el absorbedor. Para cada uno de estos se considera la aportación de la componente directa y difusa, así mismo se cuantifica la aportación de energía debida a las multireflexiones internas* entre los elementos del captador, debida principalmente a la superficie reflectora, así como a la reflectancia de los elementos de este. Esto se lleva a cabo a través de las propiedades ópticas difusas de los materiales (49). A continuación se muestran las ecuaciones utilizadas para cada uno de estos elementos. Donde las propiedades ópticas α , ρ , τ se refieren a la absorptancia, reflectancia y transmitancia. La barra encima de estos se refiere a propiedades ópticas difusas. La irradiancia solar directa (subíndice b) y difusa (subíndice d) se denotan con $G_b(i)$ y $G_d(i)$ respectivamente, donde (i) se refiere al ángulo de incidencia solar †.

*Estos efectos se consideran hasta de orden dos (efectos de segundo orden), es decir, la multireflexiones sucesivas a este grado no se toman en cuenta.

†El cálculo se lleva a cabo por un lado a un ángulo de incidencia de ceros grados. En lo que respecta al caso difuso se utiliza el ángulo de incidencia equivalente para un CPC (35)

Cubierta

- Directa

$$q_{abs_{bc}} = G_b(i) [\alpha_c + \bar{\alpha}_c \tau_c \bar{\rho}_a \rho_r^{2\bar{n}}] \quad (4.30)$$

- Difusa

$$q_{abs_{dc}} = G_d(i) [\bar{\alpha}_c + bar\alpha_c \bar{\tau}_c \bar{\rho}_a \rho_r^{2\bar{n}}] \quad (4.31)$$

Donde

\bar{n} . Es el número promedio de reflexiones internas, de aquellos rayos/fotones que entran al CPC dentro del ángulo de aceptación y llegan al absorbedor

Reflector

- Directa

$$q_{abs_{br}} = G_b(i) \tau_c \alpha_r \left[\bar{n} + \rho_r^{\bar{n}} \bar{\rho}_a \left(1 - \frac{\theta_a}{\pi} \right) \right] \quad (4.32)$$

- Difusa

$$q_{abs_{dr}} = \left[\frac{G_d(i)}{C} \bar{\tau}_c \bar{\alpha}_r \left[\bar{n} + \rho_r^{\bar{n}} \bar{\rho}_a \left(1 - \frac{\theta_a}{\pi} \right) \right] + \left[\left(G_d(i) - \frac{G_d(i)}{C} \right) (\bar{\tau}_c \bar{\alpha}_r) \left(\frac{\rho_r^{\bar{n}_o} - 1}{\rho_r - 1} \right) \right] \right] \quad (4.33)$$

Donde

θ_a . Es el ángulo de aceptación del CPC.

C. Es la razón de concentración.

\bar{n}_o . Es el número promedio de reflexiones de aquéllos rayos/fotones que entran al CPC fuera del ángulo de aceptación, pero no llegan al absorbedor (salen del concentrador) (50).

Absorbedor

En este caso se considera por un lado el flujo calor absorbido por la radiación solar (q_{abs_a}), el flujo de calor intercambiado con el fluido de trabajo (q_{a-f}), así como el flujo de calor referente a las pérdidas con el ambiente q_{a-amb} , véase ecuación 4.34.

$$q_{gen_a} = q_{abs_a} - q_{a-f} - q_{a-amb} \quad (4.34)$$

- q_{abs_a} Es la componente directa de la radiación solar que se obtiene a través del trazado de rayos, los detalles de se encuentran en el capítulo anterior sección 3.3. La componente difusa se muestra en la ecuación 4.35, está en función del factor de pérdidas (p) ecuación 4.36, que a su vez depende del gap (g)* y del diámetro externo del tubo.

$$q_{abs_a} = G_d(i) \bar{\tau}_c \bar{\rho}_r^{\bar{n}} (\bar{\alpha}_a + \bar{\alpha}_a \bar{\rho}_a \bar{\rho}_c \bar{\rho}^{2\bar{n}}) \frac{Ac}{Aa} \quad (4.35)$$

$$p = 1 - \frac{g}{\pi D_{ext}} \quad (4.36)$$

- q_{af} . En la ecuación 4.37 se muestra el flujo de calor conducido hacia el fluido de trabajo, donde el coeficiente de transferencia U_{of} está dado en la ecuación 4.12, mientras que T_f corresponde a la temperatura promedio del fluido para cada volumen de control.

$$q_{af} = U_{of} (T_a - T_f) \quad (4.37)$$

- q_{a-amb} . En la ecuación 4.38 se muestra flujo de calor referente a las pérdidas con el ambiente, donde U_L corresponde al coeficiente de pérdidas global, ecuación 4.39. Está en función de la pérdidas hacia arriba (U_T) ecuación 4.40, pérdidas hacia abajo (U_B) ecuación 4.41 y pérdidas laterales (U_{Ed}) ecuación 4.42. En esta última λ_{Ed} y Δ_{Ed} representan la conductividad térmica y el espesor del aislante lateral respectivamente, mientras que A_{Ed} corresponde al área de transferencia (ecuación 4.43), en la cual H_{cap} y W corresponden a

*Definido en el capítulo 2, subsección 2.8.1

la altura del capatador y a la apertura del CPC, el factor de dos que aparece se debe al hecho de considerar ambos bordes laterales (36).

$$q_{a-amb} = U_L (T_a - T_{amb}) \quad (4.38)$$

$$U_L = U_T + U_B + U_{Ed} \quad (4.39)$$

$$U_T = \left[\sum_{i=nodo_{absr}}^{i=n} h_{i,j} \right]^{-1} \quad (4.40)$$

$$U_B = \left[\sum_{i=0}^{i=nodo_{absr}} h_{i,j} \right]^{-1} \quad (4.41)$$

$$U_{Ed} = \frac{\lambda_{Ed}}{\Delta_{Ed}} \frac{A_{ed}}{Aa} \quad (4.42)$$

$$A_{Ed} = \begin{cases} H_{capt} (2\Delta_{xj} + W) & \text{si } j = \text{nodos frontera} \\ H_{capt} (2\Delta_{xj}) & \text{si } j = \text{nodos internos} \end{cases} \quad (4.43)$$

4.6. Algoritmo de solución

4.6.1. TDMA

Sea n el número de nodos en la dirección axial, de tal forma que se tiene un sistema de n ecuaciones con n incógnitas, donde cada nodo representa una ecuación cuya incógnita es su temperatura. El sistema de ecuaciones algebraico planteado es posible solucionarlo a través del algoritmo de matriz tridiagonal, por sus siglas en inglés (TDMA*) o simplemente algoritmo de Thomas, donde se

*Los detalles del método se encuentran en el apéndice B

tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned}
 a_0 T_{0,j} &= b_0 T_{1,j} + d_0 \\
 a_1 T_{1,j} &= b_1 T_{2,j} + c_1 T_{0,j} + d_1 \\
 a_i T_{i,j} &= b_i T_{i+1,j} + c_i T_{i-1,j} + d_i \\
 a_n T_{n,j} &= c T_{n-1,j} + d_n
 \end{aligned} \tag{4.44}$$

4.6.2. Algoritmo del modelo

En la figura 4.4 se muestra el esquema referente al algoritmo de solución, cuyos detalles se describen a continuación:

1. Se asigna el número de nodos en la dirección axial y logitudinal*. Así mismo se asignan las propiedades ópticas y geométricas de la cubierta, reflector y absorbedor. Se importa el flujo de calor incidente proveniente de la radiación solar, tanto en la cubierta, reflector y absorbedor†. Por último se establecen las condiciones meteorológicas (irradiancia solar directa y difusa, temperatura ambiente, velocidad del viento) bajo las que se simula la prueba.
2. Se establece el campo de temperaturas inicial en la dirección axial y longitudinal: $T_{0,j}^*, T_{1,j}^*, \dots, T_{n,j}^*$.
3. La temperatura de entrada del fluido de trabajo, se establece como la temperatura promedio de este $T_{f,j}^*$.

*En la tabla 4.3 se muestra la distribución de nodos utilizado en ambas direcciones. Como se puede ver para el aislamiento se utilizaron más nodos, ello debido a que es la capa que tiene mayor espesor comparada con respecto a las demás (véase tabla 5.2 donde se muestran los espesores de cada una de estas). El criterio para determinar el número de nodos fue comenzando con un número pequeño de estos, posteriormente se fue incrementando hasta que la variación de la eficiencia térmica instantánea no fuera significativa (36).

†Para el caso del absorbedor la componente directa de la radiación solar se obtiene del trazado de rayos.

4. A partir de los puntos precedentes es posible calcular los coeficientes a_i , b_i, c_i y d_i del sistema de ecuaciones 4.44.
5. Ya calculados los coeficientes mencionados en el punto anterior, se resuelve el sistema de ecuaciones planteado a través del método TDMA, con ello es posible determinar un nuevo campo de temperaturas.
6. Mediante la ecuación 4.45 se compara el nuevo campo de temperaturas con respecto al que se supuso inicialmente. A través del valor que tome δ_1^* se establece un criterio de aceptación. En caso de cumplir el criterio, se toma dicho campo de temperaturas como solución, en caso contrario, se reemplaza el valor de arranque por el obtenido, se regresa al paso número 4 y se continúa con el proceso iterativo.

$$|T_{i,j}^* - T_{i,j}| \leq \delta_1 \quad (4.45)$$

7. Una vez que queda solucionado el sistema de ecuaciones en la dirección axial ecuación 4.44, se procede a calcular el calor transferido al fluido, ello mediante la ecuación 4.37.
8. A través de la ecuación 4.46 se calcula la temperatura de salida del fluido $T_{f,j+1}$

$$q_{f,j} = \dot{m}C_{pf} (T_{f,j+1} - T_{f,j}) \quad (4.46)$$

9. Con la temperatura de entrada y de salida, se calcula la temperatura promedio del fluido $T_{f,j}$. Esta es comparada con la que se supuso inicialmente, ello a través de la ecuación 4.47. El valor que tome δ_2^\dagger se establece como

*En la tabla 4.4 se muestra el valor utilizado para el criterio de aceptación δ_1 . Este se determina comenzando a partir de un criterio laxo, posteriormente se establece un criterio más estricto, hasta llegar a un valor donde la variación de la eficiencia térmica instantánea no sea significativa entre un caso y otro (36).

†En la tabla 4.4 se muestra el valor utilizado para el criterio de aceptación δ_2 . El criterio bajo el cual se determina este valor es análogo a lo mencionado para δ_1 .

criterio de aceptación, el cual, si se cumple se toma como el valor válido para $T_{f,j}^*$, de lo contrario reemplaza al valor de la temperatura promedio de arranque y se continua con el proceso iterativo.

$$|T_{f,j}^* - T_{f,j}| \leq \delta_2 \quad (4.47)$$

10. Con las ecuaciones 4.48 y 4.49 basadas en la norma mexicana NMX-ES-001-NORMEX-2005 (51) se procede a calcular el rendimiento térmico del captador. Para ello se evalúa la respuesta térmica a cuatro temperaturas de entrada (30°C, 47°C, 65°C y 75°C). El término A_p en 4.49 se refiere al área de apertura*, mientras que G es la irradiancia solar total, a su vez \dot{m}_f se refiere al flujo másico del fluido de trabajo. Las temperaturas de entrada y salida se traducen para la terminología del modelo como ($T_{entrada} = T_{f,0}$) y ($T_{salida} = T_{f,M}$) respectivamente. Con M último nodo en la dirección longitudinal. A partir de ello se obtiene la curva de eficiencia térmica.

$$X = \frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} \quad (4.48)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_f C_{p_f} (T_{salida} - T_{entrada})}{A_p G} \quad (4.49)$$

*Es la superficie visible o abierta del captador para la radiación solar(52)

Tabla 4.3: Número de nodos en la dirección axial y longitudinal en cada una de las capas del captador.

Capa del captador	Número de nodos
Dirección axial	
Aislamiento	18
Reflector	1
Absorbedor	1
Cubierta	1
Dirección longitudinal	
Aislamiento	20
Reflector	20
Absorbedor	20
Cubierta	20

Tabla 4.4: Valores utilizado para los criterios de aceptación del modelo numérico térmico.

Criterio de aceptación	Valor
δ_1	1×10^{-5}
δ_2	1×10^{-5}

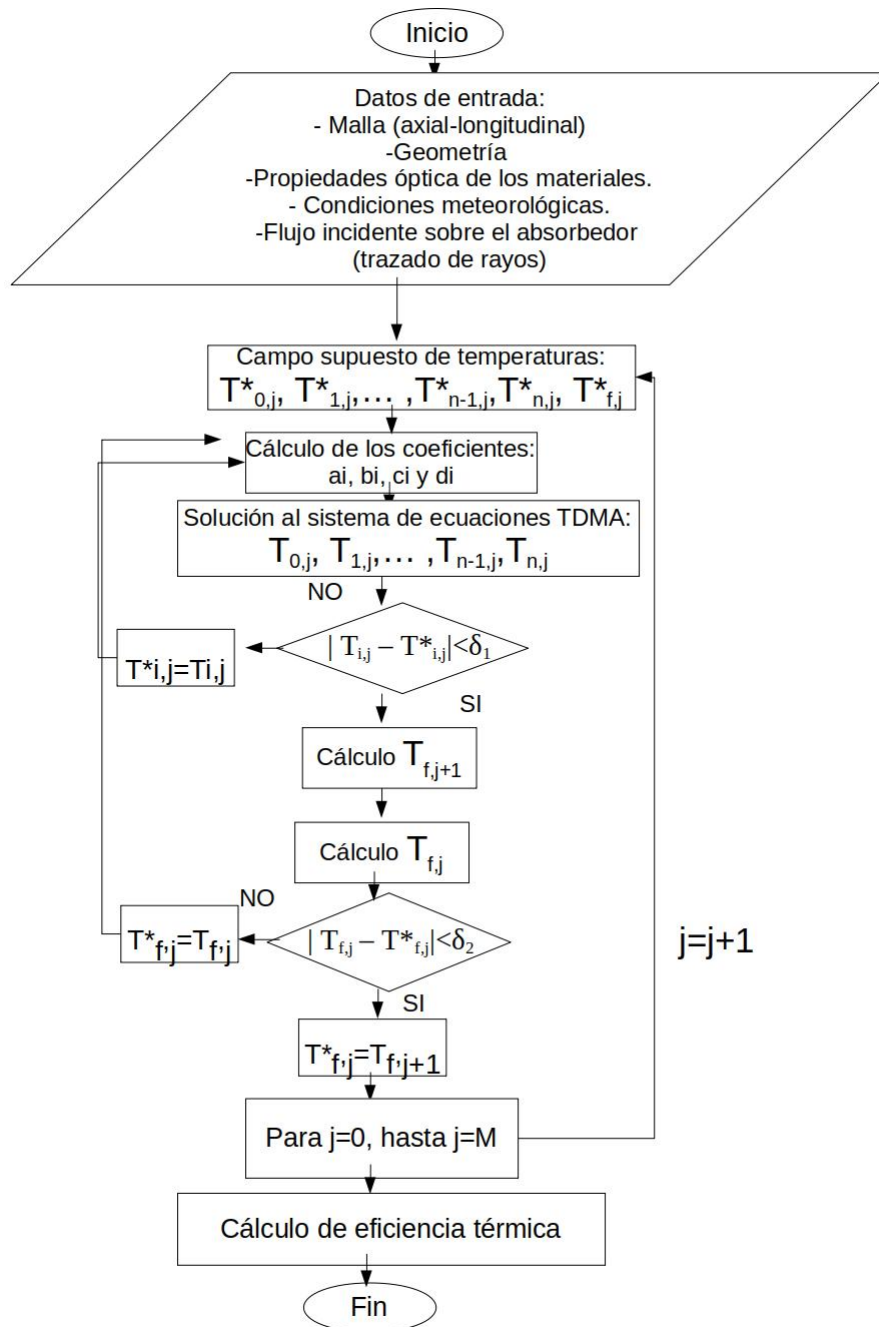


Figura 4.4: Algoritmo de solución del modelo numérico

4.7. Perfil de temperatura del perímetro del tubo absorbedor

Como resultado del trazado de rayos, en particular la curva del flujo incidente con respecto al perímetro del tubo absorbedor, cuyo comportamiento cualitativo es variable, caracterizándose por el hecho de que la parte baja del tubo recibe mayor flujo radiativo, que con respecto a la parte superior de este, surge la necesidad de analizar el comportamiento de la temperatura, es por ello que en este apartado, a través de un modelo numérico se describe el análisis llevado cabo, así como los resultados obtenidos.

En la figura 4.5 se muestra un esquema representativo, donde se muestran los flujos de entrada y salida en cada uno de los volúmenes de control, mediante los cuales se discretiza el dominio a lo largo del perímetro del tubo absorbedor. Los flujos que entran y salen de las fronteras de cada volumen son: flujos conductivos (q_{cond}), flujo proveniente de los rayos que interceptan al tubo absorbedor a lo largo de su perímetro (q_{gen}) y el flujo de calor entre la pared del tubo y el fluido de trabajo (q_{af}).

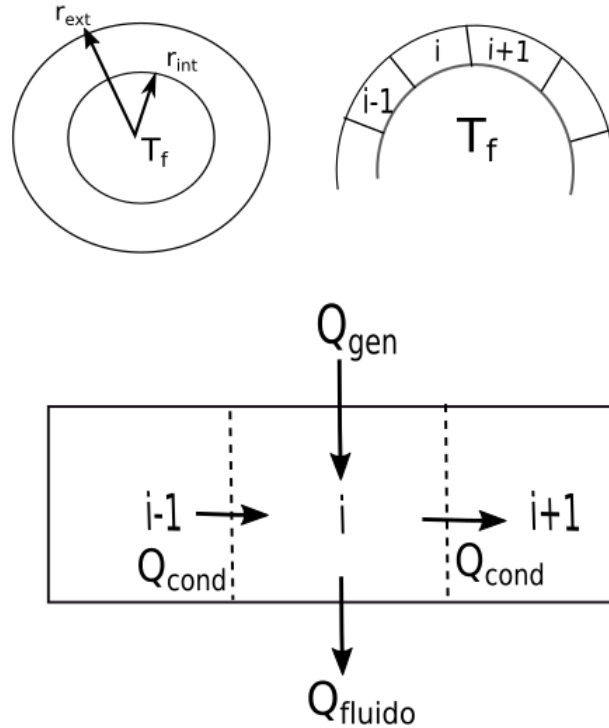


Figura 4.5: Flujos de calor de entrada y salida para cada volumen de control del tubo absorbedor.

Al llevar a cabo un balance de energía en estado estacionario para el volumen de control i , se obtiene la ecuación 4.50.

$$Q_{cond(-i)} + Q_{gen} - Q_{cond(+i)} - Q_{af} = 0 \quad (4.50)$$

Nuevamente el método de solución es a través de un proceso iterativo, hasta que la diferencia del campo de temperaturas, entre dos iteraciones sucesivas cumpla con un criterio de convergencia. Dicho campo de temperaturas en la dirección del perímetro, se calcula mediante el método TDMA. Sin embargo, en este caso hay que tomar en cuenta que las condiciones de frontera, corresponden a las de un sistema cíclico, es decir, si el dominio se divide en N volúmenes de control $(1, 2, \dots, N)$, los nodos frontera (nodo (1) y nodo (N)) tienen vecinos en ambos

lados, por lo que cada una de ellas cumple con la siguiente propiedad (53):

$$T_{N+1} = T_1$$

$$T_0 = T_N$$

4.7.1. Resultados

En la tabla 4.5 se muestran las condiciones bajo las cuales se encuentra el fluido de trabajo, destacándose el número de Reynolds (Re), cuyo valor corresponde al régimen laminar*. En la figura 4.6 se muestra el perfil de temperatura, destacándose el hecho de que no hay mucha variación a lo largo de la dirección de interés. La diferencia de temperatura, entre la temperatura máxima y la temperatura mínima, es de 0.086°C , véase la tabla 4.6 donde se muestran los resultados numéricos correspondientes al perfil de temperatura estudiado. De acuerdo a dichos resultados, considerar una temperatura homogénea a lo largo del perímetro, es una suposición razonable (45). Ello simplifica el modelo multicapas, permitiendo centrar la atención en lo que pasa en la dirección correspondiente al largo del tubo absorbedor.

Tabla 4.5: Valores de las propiedades del fluido y números adimensionales.

Condiciones del fluido	
Temperatura promedio [$^{\circ}\text{C}$]	33.23
Densidad fluido [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	994.7770
Flujo másico [$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$]	0.005436
Velocidad del fluido [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]	0.0492
Gasto [$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$]	5.44515e-06
Números adimensionales	
Número de Reynolds (Re)	776.9
Número de Prandtl (Pra)	5.04

*Generalmente en un tubo el movimiento del fluido es turbulento para $\text{Re} > 2000$ (26, 54).

Tabla 4.6: Resultados numéricos correspondientes al perfil de temperatura del tubo absorbedor en la dirección correspondiente a su perímetro.

Datos perfil de temperatura	
Temperatura máxima (T_{max}) [°C]	38.29
Temperatura mínima (T_{min}) [°C]	38.21
ΔT	0.08
Temperatura promedio[°C]	38.25

$\Delta T = T_{max} - T_{min}$

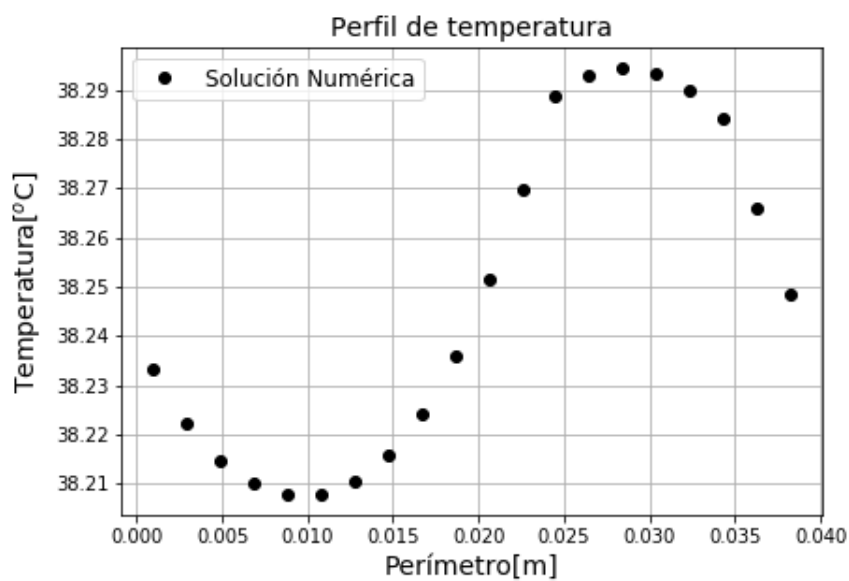


Figura 4.6: Perfil de temperatura a lo largo del perímetro del tubo absorbedor

Construcción del captador solar

En el presente capítulo se describen las características del diseño y construcción del captador solar, haciendo énfasis en el procedimiento llevado a cabo para la superficie reflectora, así como para el absorbedor del sistema de calentamiento. Así mismo, se describen las características ópticas, térmicas y geométricas de cada una de las componentes que lo conforman (figura 5.1). El diseño aquí propuesto*, se dispuso para llevar a cabo las pruebas de rendimiento térmico, ello bajo la norma mexicana NMX-ES-001-NORMEX-2005 (51).

*Se partió de un diseño previo (1), al cual se le hicieron algunas modificaciones en cuanto a la cubierta y el espesor del aislamiento inferior. Sin embargo, la principal diferencia radica en las dimensiones y geometría del absorbedor, así como en las condiciones de operación. El diseño del captador del trabajo referido, a parte de ser la base del aquí desarrollado, permite tener una referencia, bajo las consideraciones pertinentes, en cuanto a los resultados de eficiencia térmica.

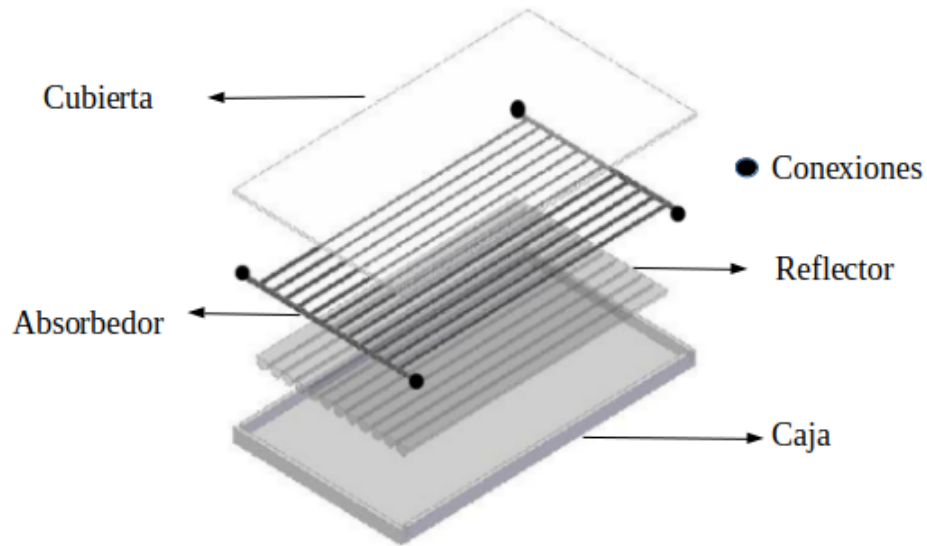


Figura 5.1: Componentes del captador (1).

5.1. Reflector

5.1.1. Perfil del CPC

En la figura 5.2 se muestra el perfil completo (sin truncar), así como el perfil utilizado, el cual se obtiene después de truncar* el perfil original. La figura 5.2 (c), resulta de superponer ambos perfiles, pudiendo así visualizar la reducción de uno con respecto al otro. En la tabla 5.1, se resumen los valores referentes a las principales características geométricas[†] de cada caso. Los valores de longitud de arco para ambos perfiles (véase tabla 5.1), se llevaron a cabo a través de las ecuaciones 2.13 y 2.14. El cálculo correspondiente a la sección parabólica del reflector, que aparece en ambas ecuaciones, se llevó a cabo mediante un método numérico (29).

*El perfil truncado, es resultado de reducir en un 10 % la razón de concentración del perfil completo. Los detalles y conceptos relacionados al truncamiento se encuentran en el capítulo 2.6.

[†]Los detalles e interpretación de algunas de las principales características geométricas del CPC se definieron en la secciones 2.4 y 2.6.

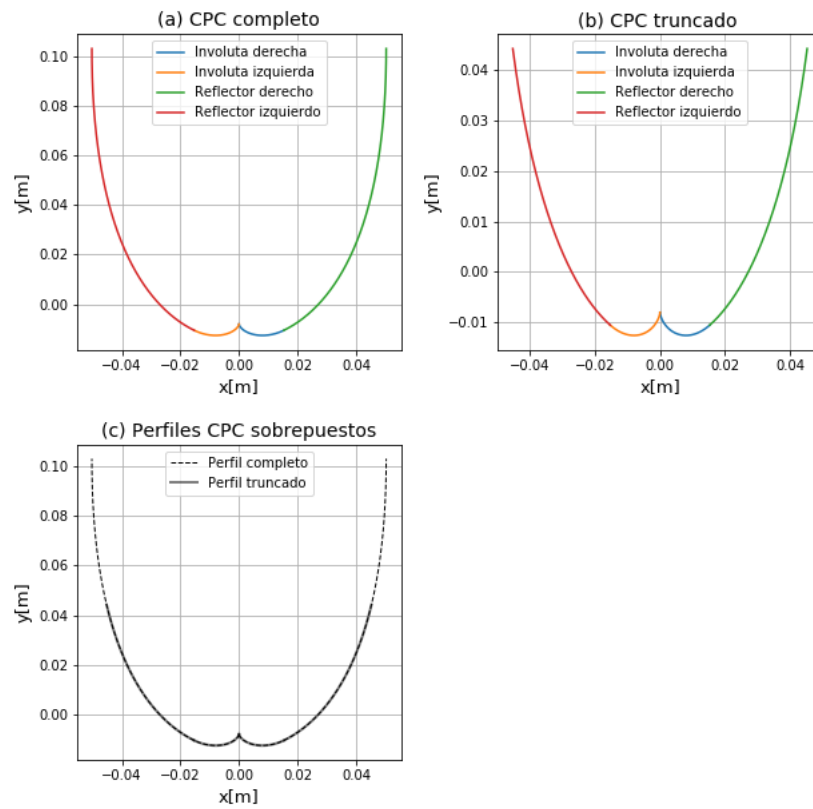


Figura 5.2: Perfiles del reflector tipo CPC. (a) Perfil completo. (b) Perfil truncado. (c) Perfiles superpuestos.

Tabla 5.1: Datos geométricos del concentrador tipo CPC (perfil completo y truncado).

Parámetro	CPC completo	CPC truncado	% de reducción
Truncamiento[%]	0	10	10
Concentración	2	1.8	10
Ángulo de Aceptación*[°]	30	52.89	-
Apertura[m]	0.101	0.090	10
Altura[m]	0.116	0.057	51
Longitud de arco**[m]	0.282	0.163	42
Longitud de Arco/Apertura	2.80	1.81	36
Altura/Apertura	1.15	0.63	45
Largo[m]	1.95	1.95	0
Área del reflector [m^2]	0.55	0.32	42

*Al truncar, el nuevo ángulo de aceptación aumenta (33).

**Contempla el perfil izquierdo y derecho del concentrador.

5.1.2. Superficie reflectora

Una vez definido el perfil a utilizar, se procede a manufacturar los reflectores, los detalles de ello se encuentran en los trabajos previos (1, 55). La superficie reflectora*, se llevó a cabo mediante un bastidor de madera, el cual consta de canales sobre los cuales son montadas cada una de las láminas reflectoras, el procedimiento llevado a cabo es el siguiente (véase figura 5.3):

1. Cada una de las láminas reflectoras es montada y deslizada sobre cada uno de los canales del bastidor. Estos constan de 2 rieles, cuya distancia corresponde a la apertura del concentrador. Véase figura 5.3a.
2. Ya dispuestos los 12 reflectores, se garantiza que todos estén bien alineados; con respecto al largo y apertura deseada, así como el hecho de que cada

*Consta de 12 reflectores individuales, todos ellos unidos mediante espuma de poliuretano.

lámina esté bien colocada hasta el tope de los rieles mencionados. Véase figura 5.3a y 5.3b.

3. Se procede a espumar, lo cual consiste en aplicar espuma de poliuretano sobre el arreglo descrito en los pasos anteriores, con ello, por un lado se da consistencia a la superficie reflectora, y por otro lado, cumple la función de aislante térmico en cuanto a las pérdidas del captador al ambiente. Véase figura 5.3c.
4. Una vez que la espuma aplicada en el paso anterior se seca, se procede a sacar la superficie reflectora del bastidor para montarla en la caja del captador. Véase figura 5.3d.

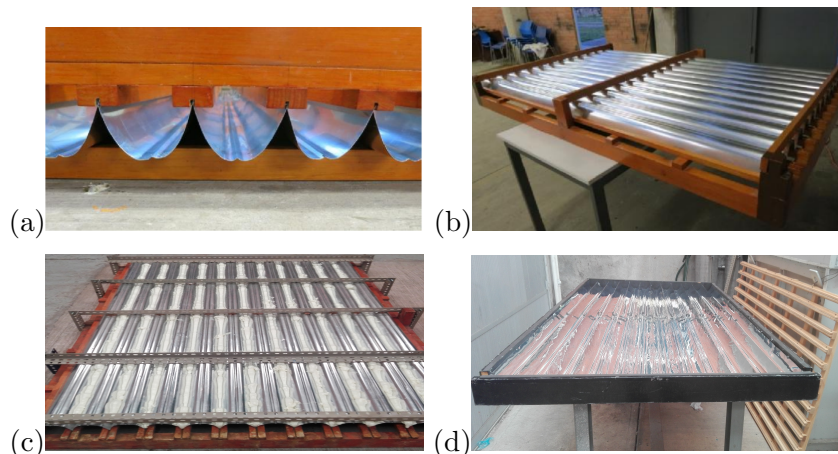


Figura 5.3: Armado de la superficie reflectora.

5.2. Absorbedor

El absorbedor consta de un arreglo de 12 largueros (tubos de cobre de 3/8”), en cada uno de ellos, sobresale una aleta* de 2.5 cm de alto, ambos (tubo y aleta)

*La unión aleta-tubo es mediante soldadura de ultrafrecuencia. El objetivo de la aleta es interceptar los rayos que no llegan al tubo, disminuyendo así las pérdidas ópticas producto de las imperfecciones en el proceso de fabricación.

están recubiertos por una superficie selectiva de Tinox* (figura 5.4). Dicho arreglo cuenta con 2 cabezales† de cobre de 3/4", recubiertos con Solkote‡.



Figura 5.4: Absorbedor del captador solar CPC.(a) Cabezal tubo-aleta. (b) Arreglo completo.

5.3. Captador CPC

Ya teniendo la superficie reflectora y el absorbedor, se procede a montar ambos en la caja del captador. Antes de colocar la cubierta, es necesario alinear el sistema§, de tal forma que cada uno de los tubos esté lo más centrado posible con respecto a su reflector correspondiente, así mismo, es necesario ajustar la distancia que hay entre el absorbedor y el reflector (gap), procurando que esta

*Los detalles se encuentra en el apéndice A.2.5.

†La unión de los tubos con los cabezales es mediante soldadura de estaño.

‡Los detalles se encuentra en el apéndice A.2.5.

§Un forma de saber si el sistema está alineado correctamente, consiste en que, si se mantiene el absorbedor en la posición de diseño y se observa desde un ángulo que se encuentra dentro del ángulo de aceptación del concentrador, la apertura se percibirá del color del absorbedor, en este caso de color azul, ya que la superficie del tubo está recubierta de Tinox.

sea la mínima sin llegar a tener contacto. Vale la pena señalar, que debido a las imperfecciones de los materiales, esta distancia varía en cada uno de los tubos, así como a lo largo de ellos. Una vez alineado, se procede a colocar la cubierta de vidrio solar templado prismático de bajo contenido en hierro, esta se fija mediante un marco de lámina de acero, véase figura 5.5 (c). Es importante verificar, que que no haya entradas de aire en el sistema, para el caso particular de las conexiones externas de cada uno de los cabezales, se pueden utilizar pasatubos o algún otro mecanismo que impida el paso del aire al interior del captador. En la tabla 5.2 se resumen los datos técnicos mas relevantes de cada uno de los componentes del captador.

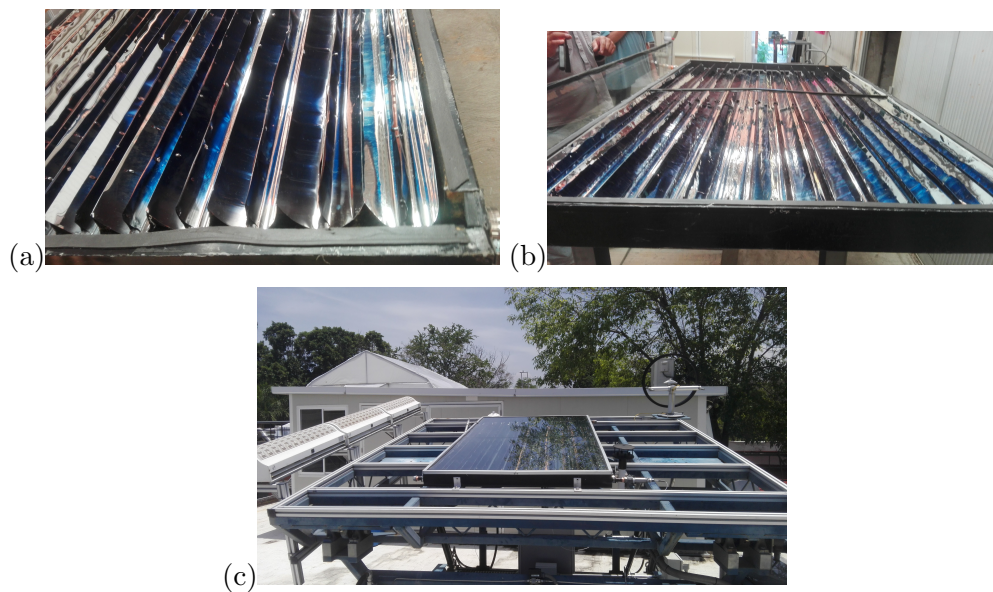


Figura 5.5: Captador solar CPC.

Tabla 5.2: Dimensiones y materiales de la distribución interna del captador solar CPC.

Cubierta	
Vidrio templado prismático	Transmitancia=0.916
	Reflectancia=0.0689
	Absortancia=0.0150
	Número de cubiertas=1
	Índice de refracción=1.526
Espesor [m]	Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 1.36$ 3.8×10^{-3}
Largo [m]	2.08
Ancho [m]	1.14
Reflector	
Aluminio anodizado	Emitancia=0.03
	Reflectancia=0.90
	Absortancia=0.09
	*Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 227$
	Espesor [m]
Largo [m]	1.95
Ancho [m]	0.1634
Número de reflectores	12
Tubo absorbedor	
Cobre	Diámetro externo [m] = 12.525×10^{-3}
	Espesor [m] = 0.655×10^{-3}
	Largo [m] = 1.97
	*Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 372.3$
	Absortancia=0.95
Superficie selectiva(Tinox)	Emitancia=0.04
Número de largueros	12
Distancia entre largueros [m]	0.0904
Aleta	
Superficie selectiva (Tinox)	Absortancia=0.95
	Emitancia=0.04
	Largo [m]
Alto [m]	2.5×10^{-2}
Aislante inferior	
Poliuretano	Espesor [m]= 7.6×10^{-2}
	Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 0.028$
Aislante lateral	
Poliuretano	Espesor [m]= 13.468×10^{-3}
	Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 0.028$
Cabezal	
Diámetro externo [m]	22.06×10^{-3}
Espesor [m]	0.635×10^{-3}
Superficie selectiva (Solkote)	Absortancia=0.933
	Emitancia=0.477
Caja externa	
Largo [m]	2.08
Ancho [m]	1.14
Alto [m]	0.094
Superficie externa (Acero)	Espesor [m]=0.0005
	Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 52$
	Espesor [m] = 1.9×10^{-2}
Caras internas laterales (Polisocianurato)	Emitancia=0.92
	Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 0.023$
Cara interna inferior(Polisocianurato)	Espesor [m] = 1.27×10^{-2}
	Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{mK}\right] = 0.023$

*El valor dado corresponde a un valor medio. Sin embargo, la conductividad térmica está en función de la temperatura. Véase el apéndice A.2.

Pruebas de rendimiento térmico

La metodología llevada a cabo para determinar la eficiencia de conversión térmica del captador solar CPC propuesto, es con base a la norma mexicana NMX-ES-001-NORMEX-2005 *. De acuerdo con Rabl (28), para sistemas de alta concentración ($C \geq 10$), la aportación de la componente difusa de la radiación solar es insignificante, tal que, para fines prácticos bastaría sólo con tomar en cuenta la componente directa de esta. Sin embargo, la concentración del diseño aquí propuesto, es menor al límite mencionado, por tal razón es necesario considerar la fracción difusa correspondiente.

6.1. Eficiencia térmica

Se define como la razón de la energía entregada por el sistema solar a través del fluido de trabajo, con respecto a la energía solar incidente (ecuaciones 6.1 y 6.2).

$$\eta = \frac{\text{Energía entregada por el captador}}{\text{Energía solar incidente sobre captador}} \quad (6.1)$$

$$\eta = \frac{Q}{A_{ap}G} \quad (6.2)$$

*Tiene como objetivo, establecer los métodos de prueba para determinar el rendimiento térmico y las características de funcionalidad de los captadores solares que utilizan agua como fluido de trabajo. Aplica a sistemas solares que proporcionan agua caliente en fase líquida (51)

La ecuación 6.3 representa el calor útil ganado por el fluido de trabajo, sustituyendo esta última, en la ecuación 6.2, se tiene la eficiencia térmica (ecuación 6.4) por unidad de área de apertura A_{ap} [m^2] y por la irradiancia solar G [$\frac{W}{m^2}$] incidente.

$$Q = \dot{m}_f C p_f (T_{salida} - T_{entrada}) \quad (6.3)$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_f C p_f (T_{salida} - T_{entrada})}{A_{ap} G} \quad (6.4)$$

Por otro lado, la eficiencia del captador solar operando bajo condiciones de estado estable o cuasi-estable,* se puede escribir en función de la energía absorbida por este, la cual depende de sus propiedades ópticas, así como de las pérdidas de calor al ambiente que tenga, ecuaciones 6.5 y 6.6. La primera de ellas, corresponde a un captador sin concentración, mientras que la segunda corresponde a un concentrador sin seguimiento, como el aquí propuesto. Al dividir la ecuación 6.6, entre el factor ($A_{ap}G$), se obtiene otra forma de expresar la eficiencia térmica (ecuación 6.7).

$$Q = A_{ap} F_R [G (\tau\alpha)_n - U_L (T_{entrada} - T_{amb})] \quad (6.5)$$

$$Q = A_{ap} F_R [G [(\tau\alpha) \rho\gamma]_n - U_L (T_{entrada} - T_{amb})] \quad (6.6)$$

$$\eta = F_R [(\tau\alpha) \rho\gamma]_n - F_R U_L \left(\frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} \right) \quad (6.7)$$

Donde:

F_R . Factor de remoción de calor, relaciona la ganancia de energía útil real de un captador, con la ganancia útil que resultaría, si toda la superficie del captador estuviera a la temperatura de entrada del fluido[†] (30).

*Se refiere al hecho de que la variación del flujo másico y temperatura de entrada del fluido de trabajo no es significativa, tal que, para efectos prácticos se podría considerar constante. Aunado a ello, este tipo de pruebas se pueden conducir en lugares geográficos donde el cielo es despejado-sin nubes (55)

[†]Es equivalente a la eficacia de un intercambiador de calor convencional, que se define como la relación entre la transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor posible (30)

n. Se refiere a incidencia normal.

$(\tau\alpha)$. Factor óptico (producto transmitancia-absortancia (52))

ρ . Reflectancia

γ . Factor de intercepto, se define como la fracción de rayos incidentes que alcanzan al absorbedor (28).

U_L . Coeficiente total de pérdidas térmicas [$\frac{W}{m^2K}$].

De las ecuaciones 6.4 y 6.7, es posible representar la eficiencia térmica (η) como una variable dependiente, que está en función de una variable independiente, teniendo así el par coordenado (x,y), a partir del cual es posible llevar a cabo una representación gráfica.

$$x = \frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} \quad (6.8)$$

$$y = \frac{\dot{m}_f C p_f (T_{salida} - T_{entrada})}{A_{ap} G} \quad (6.9)$$

6.2. Metodología

Las pruebas se llevaron a cabo en el Laboratorio de Pruebas de Equipo de Calentamiento Solar (LAPECAS), del Instituto de Energías Renovables (IER-UNAM), el cual está equipado, instrumentado y automatizado, de acuerdo al diagrama mostrado en la figura 6.1

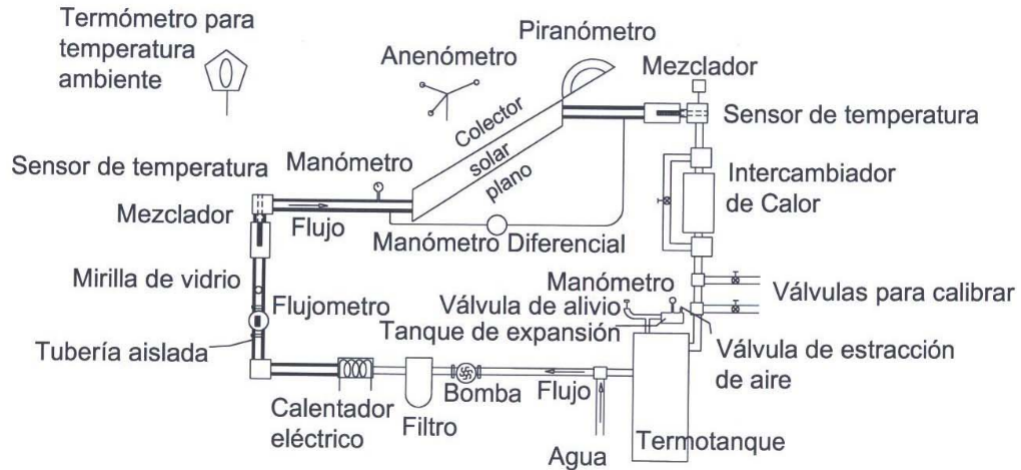


Figura 6.1: Configuración del banco de pruebas (51).

En la figura se muestra un esquema simplificado bajo el cual operan las pruebas llevadas a cabo en LAPECAS, distinguiéndose los siguientes elementos:

- Termotanque de almacenamiento. Suministra el agua a la entrada del captador a la temperatura deseada, ello a través de una resistencia eléctrica controlada.
- Chiller o enfriador de agua. Una vez que el agua sale del captador, se encarga de enfriarla, de tal forma que a lo largo de la prueba esté entrando a la temperatura deseada.
- Bomba de flujo variable. Se encarga de hacer circular el fluido de trabajo a través del circuito del banco de pruebas.
- Medidor de caudal por efecto Coriolis. Se encarga de verificar, que el flujo másico del fluido de trabajo esté dentro de un rango de variación del $\pm 2\%$, con respecto al establecido como condición de operación, el cual puede ser de acuerdo a la norma*, o el que indique el fabricante.

*Flujo másico $[\frac{kg}{min}]=1.2 \times A_{ap}$

- Válvulas automáticas.
- Sistema de monitorización y control del sistema.
- Programa de adquisición de datos.
- Plataforma con inclinación variable. Estructura sobre la cual se monta el captador, así como los siguientes instrumentos:
 - Sensores de temperatura a la entrada y a la salida del captador
 - Piranómetros espectrales clase 1. Se utilizan para medir la irradiancia global y difusa.
 - Anemómetro. Instrumento para medir la velocidad del aire circundante al captador.
 - Ventiladores. Suministra aire sobre la superficie del captador.

Para obtener la curva de eficiencia térmica, es necesario definir 4 temperaturas de entrada distribuidas dentro de todo el dominio, en este caso corresponden a: 30°C, 47°C, 65°C y 76°C. Para cada una de ellas, es necesario llevar a cabo 4 repeticiones, resultando en un total de 16 puntos. Las 4 repeticiones para cada temperatura de entrada, se llevan a cabo en un lapso de tiempo de 20 minutos, es decir, a cada repetición le corresponde un periodo de medición de 5 minutos. Los primeros 10 minutos de la prueba (2 primeros puntos), se llevan a cabo antes del medio día solar,* mientras que los últimos 10 minutos (2 últimos puntos), se llevan a cabo después del medio día solar.

El protocolo de prueba llevado a cabo para cada una de las 4 temperaturas, es el siguiente:

1. Condiciones de operación. Se fijan las condiciones de operación del fluido de trabajo; temperatura de entrada, flujo másico que circulará en el captador y el área de apertura de este.

*Instante en que el sol pasa por el meridiano, corresponde con el punto más alto en el cielo.

2. **Inclinación de la estructura.** Se ajusta la inclinación de la plataforma, de tal forma que la irradiancia sea normal a la superficie del captador al medio día solar. El ángulo de inclinación dependerá del día en que se lleve a cabo la prueba, dicho ángulo depende de la latitud de lugar, así como de los ángulos solares (declinación, cenital y altura).
3. **Arranque.** Se arranca el sistema, es decir comienza circular el fluido de trabajo bajo las condiciones mencionadas en el punto 1.
4. **Estabilización.** Lapso de tiempo necesario, para que la variación de las mediciones correspondientes a las condiciones de entrada del fluido de trabajo, estén dentro de los límites marcados por la norma, así como los permitidos por los instrumentos de medición. Es necesario estar monitoreando el sistema y si es el caso, llevar a cabo los ajustes necesarios para así tener las condiciones de operación deseadas en el momento justo.
5. **Mediciones.** Se llevan a cabo las 4 repeticiones ya mencionadas, todas ellas en un lapso de tiempo de 20 minutos. Cada medición se queda almacenada en el sistema de adquisición, para ser posteriormente procesada.
6. **Fin de la prueba**

6.3. Resultados

En la tabla 6.1, se resumen las condiciones de operación llevadas a cabo para determinar la curva de eficiencia del captador solar CPC.

Tabla 6.1: Condiciones de operación.

Condiciones de operación	
Fluido de trabajo	Agua
Área de apertura del captador [m^2]	2.184
Ángulo de incidencia	Normal (al medio día solar)
Ángulo de inclinación del captador*	-
Prueba a 30 °C	
Temperatura de entrada [°C]	[30.26, 30.48]
Flujo másico [$\frac{kg}{min}$]	[3.906, 3.919]
Irradiancia solar directa [$\frac{W}{m^2}$]	[967.6, 989.1]
Irradiancia solar difusa [$\frac{W}{m^2}$]	[108.9, 114.2]
Irradiancia solar global [$\frac{W}{m^2}$]	[1081.8, 1098.0]
Temperatura ambiente [°C]	[25.8, 26.2]
Velocidad del viento [$\frac{m}{s}$]	[1.19, 1.90]
Prueba a 47 °C	
Temperatura de entrada [°C]	[47.08, 47.22]
Flujo másico [$\frac{kg}{min}$]	[3.914, 3.933]
Irradiancia solar directa [$\frac{W}{m^2}$]	[956.4, 958.9]
Irradiancia solar difusa [$\frac{W}{m^2}$]	[110.9, 111.4]
Irradiancia solar global [$\frac{W}{m^2}$]	[1067.3, 1069.9]
Temperatura ambiente [°C]	[25.3, 26.8]
Velocidad del viento [$\frac{m}{s}$]	[0.61, 1.98]
Prueba a 65 °C	
Temperatura de entrada [°C]	[65.1, 65.4]
Flujo másico [$\frac{kg}{min}$]	[3.899, 3.907]
Irradiancia solar directa [$\frac{W}{m^2}$]	[931.3, 944.2]
Irradiancia solar difusa [$\frac{W}{m^2}$]	[119.5, 120.2]
Irradiancia solar global [$\frac{W}{m^2}$]	[1050.8, 1064.4]
Temperatura ambiente [°C]	[27.3, 28.3]
Velocidad del viento [$\frac{m}{s}$]	[1.75, 2.38]
Prueba a 76 °C	
Temperatura de entrada [°C]	[76.3, 76.4]
Flujo másico [$\frac{kg}{min}$]	[3.919, 3.940]
Irradiancia solar directa [$\frac{W}{m^2}$]	[879.6, 900.7]
Irradiancia solar difusa [$\frac{W}{m^2}$]	[140.0, 143.8]
Irradiancia solar global [$\frac{W}{m^2}$]	[1023.4, 1040.9]
Temperatura ambiente [°C]	[28.8, 29.0]
Velocidad del viento [$\frac{m}{s}$]	[1.32, 1.39]

*De acuerdo al movimiento solar aparente, se ajusta dependiendo el día que se haga la prueba.



Figura 6.2: Captador solar CPC, pruebas de rendimiento térmico en el laboratorio LAPECAS-IER-UNAM.

Curva de eficiencia térmica del captador solar CPC

El análisis estadístico de los datos experimentales, se lleva a cabo a través del software UDASYS* 3.2, y del software BIDASYS†, el primero de ellos para el caso de datos univariados, mientras que el segundo para datos bivariados. En la figura 6.3 se muestran los puntos experimentales con sus respectivos errores‡ asociados, así como la curva de eficiencia obtenida, resultado de un ajuste lineal (ecuación 6.10). Este fue llevado a cabo a través del método UWLR§, cuyos resultados se resumen en la tabla 6.2, en la cual se puede ver que a cada parámetro de ajuste¶ (η_o y a_1), se le asocia una incertidumbre ($\pm u_{\eta_o}$ y $\pm u_{a_1}$) (58), en éste caso a un nivel de confianza del 99%. Así mismo los valores de los parámetros de la correlación

*Abreviado de sus siglas en inglés Univariate Data Analysis System version 3.2 (56)

†Abreviado de sus siglas en inglés Bivariate Data Analysis System (57)

‡Se contemplan los errores tanto en el eje y correspondiente a la eficiencia térmica (ecuación 6.9), así como los correspondientes al eje x (ecuación 6.8)

§Abreviado de sus siglas en inglés Uncertainty Weighted least-squares Linear Regression (UWLR) (57)

¶Puesto que los datos experimentales tienen asociados errores, es necesario contemplar la incertidumbre en cada uno de los coeficientes de ajuste.

lineal, se resumen en la tabla 6.3.

$$\eta = \eta_o(\pm u_{\eta_o}) + [a_1(u_{a_1})] \frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} \quad (6.10)$$

$$u = \frac{s}{\sqrt{n}} t_{n-1} \quad (6.11)$$

Donde

u. Representa la incertidumbre a un cierto nivel de confianza.

s. Desviación estándar

$\frac{s}{\sqrt{n}}$. Desviación estándar de la media

n. Número de observaciones

t_{n-1} . Valor crítico de la distribución t de Student para (n - 1) grados de libertad para el nivel de confianza deseado (generalmente 99 % o 95 %, bilateral).

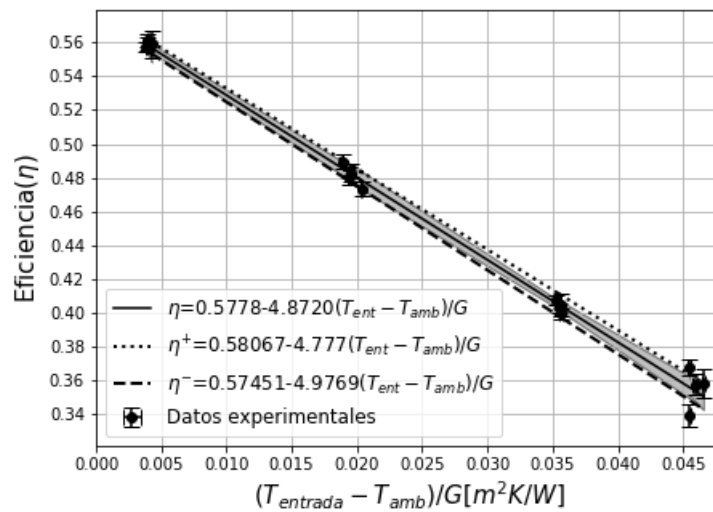


Figura 6.3: Curva de eficiencia térmica del captador solar CPC.

Tabla 6.2: Parámetros del ajuste lineal y su incertidumbres asociadas.

	η_0	$a_1[\frac{W}{m^2K}]$
Parámetro de ajuste	0.57759	-4.877
Incertidumbre (U_{99})	0.00308	0.100
Intervalo de confianza	[0.57451 , 0.58067]	[-4.97769 , -4.777]

En la figura 6.3, se muestran tres curvas η , η^+ y η^- , donde estas últimas (η^+ y η^-), resultan del hecho de considerar las incertidumbres asociadas a los parámetros de ajuste (η_0 y a_1), lo cual conlleva a considerar un intervalo de confianza, dentro del cual se encontrará su respectivo valor (tabla 6.2). Considerando los límites superior e inferior de los intervalos de confianza correspondientes a cada coeficiente, se obtienen η^+ y η^- respectivamente, las cuales están por encima y por debajo de la recta η , definiendo así una región dentro de la cual su puede encontrar esta última (curva η), véase figura 6.3.

Tabla 6.3: Valores de los parámetros de correlación.

Coefficiente de correlación lineal de Pearson (r)	-0.99705
R^2	0.99410
Probabilidad de que las variables no estén correlacionadas $P_c(r, n)$	<0.00005

Los valores de los parámetros de correlación, mostrados en la tabla 6.3, indican que las variables tienen una correlación estadística significativa, el hecho de que el coeficiente de correlación r sea negativo, indica que conforme una variable aumenta la otra disminuye, lo cual corresponde al comportamiento cualitativo que se puede observar en la figura 6.3.

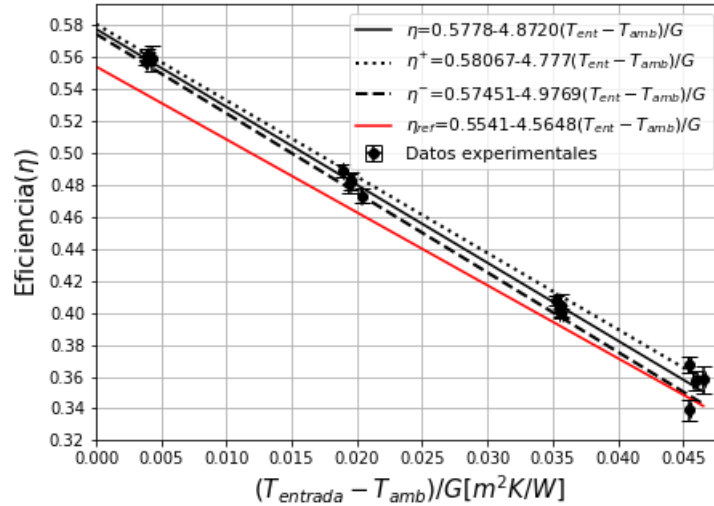


Figura 6.4: Curvas eficiencia térmica CPC con respecto al CPC utilizado en el trabajo (1).

Como se mencionó en el capítulo 5, el presente trabajo partió del diseño previo utilizado en la tesis de doctorado (1), por tal motivo, los resultados ahí obtenidos referentes a la curva de eficiencia, son utilizados como referencia. A partir de ello, es posible cuantificar la diferencia existente entre los valores de los coeficientes de ajuste (intercepto (η_0) y pendiente (a_1)), correspondientes a cada diseño, para así conocer qué tanto mejoró o no el diseño recién propuesto. En la figura 6.4, se muestran las curvas de eficiencia: η , η^- , η^+ y η_{ref} (recta roja). Donde η_{ref} , corresponde a la recta de ajuste de referencia, reportada en el trabajo citado, mientras que las restantes (η , η^- , η^+), representan los rectas de ajuste del diseño recién propuesto, donde los superíndices (+) y (-) hacen referencia a los límites superior e inferior de la incertidumbre asociada, cuyo análisis ya fue discutido en párrafos anteriores.

Como se puede ver en la figura 6.4, la recta η está por encima de η_{ref} , ello indica una mejora del actual diseño, con respecto al anterior, en cuanto a eficiencia se refiere. Siendo esto más marcado cuando $0 < \frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} < 0.020$, conforme

aumenta el valor de la abscisa (ecuación 6.8) las curvas se van aproximando, siendo esto más claro cuando $\frac{T_{entrada}-T_{amb}}{G} = 0.045$, donde la recta roja está muy pegada a la curva η^- , correspondiente a la cota inferior de η . En esa zona los valores de la eficiencia en ambos diseños son cercanos, por lo que no hay muchas diferencia entre uno y otro.

En la tabla 6.4, se muestran los valores correspondientes a los parámetros de ajuste para cada uno de los diseños analizados. Destacándose que para el caso del intercepto, correspondiente a la eficiencia óptica del captador, el diseño actual está por encima del diseño anterior, en un 2.34 %. Para el caso de la pendiente, correspondiente al coeficiente de pérdidas térmicas del captador, el diseño actual pierde $0.31 \frac{W}{m^2K}$ más, que el diseño previo. Lo deseable sería que la eficiencia óptica del captador aumentara, lo cual en este caso ocurre, mientras que el valor absoluto del coeficiente de perdidas térmicas disminuyera, lo cual en este caso no se cumple.

Tabla 6.4: Comparación de los coeficientes y ecuaciones de ajuste lineal.

Ecuación de regresión lineal	η_0	$a_1[\frac{W}{m^2K}]$
$\eta = (0.57759 \pm 0.00308) - (4.877 \pm 0.100)x$	0.57759	-4.877
$\eta_{ref} = 0.5541 - 4.5648x$	0.5541	-4.5648
Diferencia	0.0235	0.31

$$\text{Diferencia} = |a - b|$$

$$x = \frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G}$$

Resultados

En el presente capítulo se lleva a cabo la comparación entre los resultados arrojados por el modelo numérico, con respecto a los obtenidos experimentalmente. En la ecuación 7.1, se muestra el % de error que hay entre la eficiencia térmica instantánea numérica (η_{num}) y la eficiencia térmica instantánea experimental (η_{exp}), tomando como referencia esta última.

$$\%Err = 100 \left(\frac{\eta_{num} - \eta_{exp}}{\eta_{exp}} \right) \quad (7.1)$$

Como consecuencia de la ecuación 7.1, el porcentaje de error puede ser positivo o negativo, dependiendo del signo que tenga el numerador, ello conlleva a interpretar el signo positivo como una sobreestimación del modelo numérico con respecto al resultado experimental, mientras que el signo negativo, representa una subestimación del mismo. Las curvas de eficiencia térmica, así como la ecuación que la describe, tanto para el caso numérico como para el experimental, se lleva a cabo a través de un ajuste lineal (ecuación 7.2), donde $X=(T_{entrada} - T_{amb})/G$.

$$\eta = \eta_0 + a_1 X \quad (7.2)$$

En las secciones 7.1, 7.2 y 7.3, se muestran los resultados obtenidos al comparar los datos arrojados por el modelo numérico con los datos experimentales, ello se lleva a cabo para: la eficiencia térmica instantánea, el gradiente de temperatura*

*Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del captador.

y la energía útil. Dicha comparación, se lleva a cabo a las mismas condiciones de operación; temperatura de entrada ($T_{entrada}$), temperatura ambiente (T_{amb}) e irradiancia (G), representadas en la abscisa de la curva de eficiencia $X=(T_{entrada} - T_{amb})/G$. Aunado a ello, el análisis estadístico para datos bivariados se lleva a cabo mediante el software BIDASY (57), donde a través del método OLR* se obtienen los coeficientes del ajuste lineal (ecuación 7.2), ello después de identificar qué tipo de regresión se podría realizar. Los parámetros de ajuste reportados son: el coeficiente de correlación lineal de Pearson (r), R^2 y la probabilidad de que las variables no estén correlacionadas ($P_c(r, n)$).

7.1. Eficiencia numérica instantánea vs experimental

En las figuras 7.1 y 7.2, se muestran los resultados al comparar la eficiencia térmica instantánea, numérica y experimental. Así mismo en la tabla 7.3, se muestran los resultados del porcentaje de error relativo entre uno y otro, destacándose los valores; máximo, mínimo y promedio.

*De sus siglas en inglés Ordinary least squares Linear Regression.

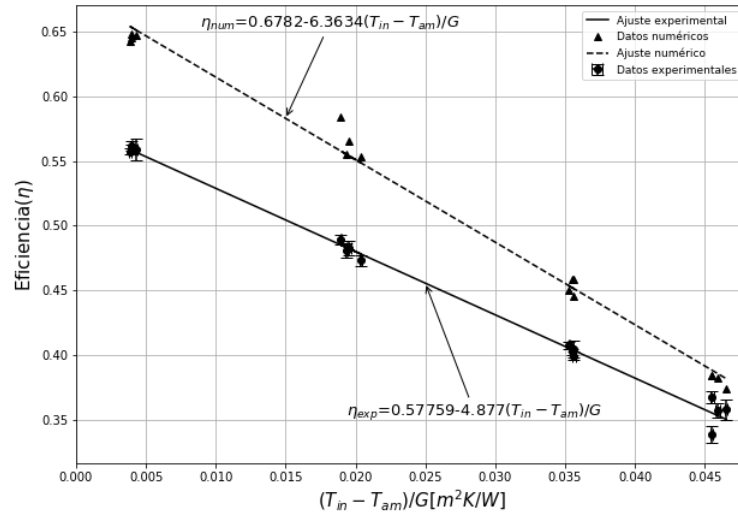


Figura 7.1: Gráfica de la eficiencia térmica instantánea (numérica y experimental) del captador solar CPC a distintas condiciones de operación. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.1.

Tabla 7.1: Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística.

Ecuación de regresión lineal	r	R^2	$P_c(r, n)$
$\eta_{exp} = (0.57759 \pm 0.00308) - (4.877 \pm 0.100)X$	-0.99705	0.99410	<0.00005
$\eta_{num} = (0.6782 \pm 0.0018) - (6.47 \pm 0.17)X$	-0.99517	0.99037	<0.00005

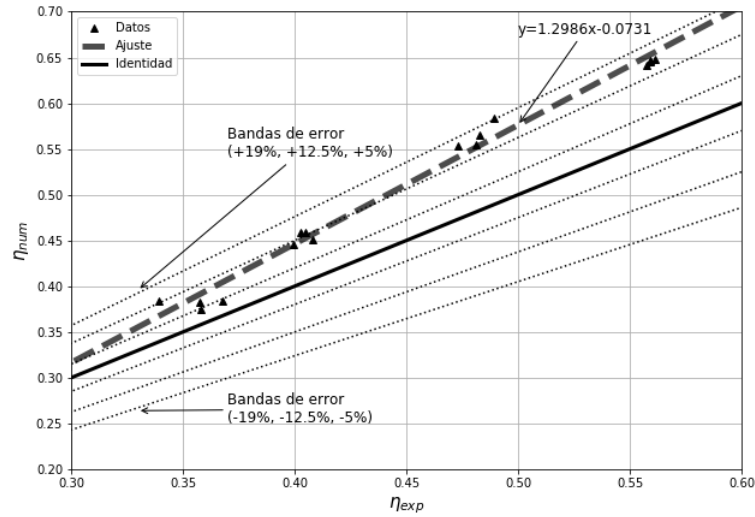


Figura 7.2: Comparación de resultados numéricos y experimentales de la eficiencia térmica instantánea del captador solar CPC. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.2.

Tabla 7.2: Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística.

Ecuación de regresión lineal	r	R ²	P _c (r,n)
$y = (1.2986 \pm 0.0402)x - (0.0731 \pm 0.0183)$	0.9933	0.9867	<0.00005

Tabla 7.3: Comparación de resultados (numéricos y experimentales) de la eficiencia térmica instantánea del captador solar CPC.

$\frac{T_{entrada}-T_{amb}}{G}$	Experimental η_{exp}	Numérica η_{num}	%Err relativo
0.003938±0.000043	0.55893±0.0038	0.6455	15.49
0.004281±0.000100	0.55910±0.0083	0.6466	15.65
0.003994±0.000033	0.56154±0.0036	0.6480	15.41
0.003864±0.000063	0.557410±0.0026	0.6421	15.19
0.020376±0.000063	0.47323±0.0042	0.5536	16.99
0.019544± 0.000160	0.48267±0.0054	0.5651	17.08
0.018951±0.000018	0.48929±0.0041	0.5837	19.30
0.019371±0.000110	0.48096±0.0056	0.5549	15.39
0.035551±0.000110	0.40264±0.0025	0.4585	13.88
0.035644±0.000100	0.39950 ±0.0031	0.4459	11.61
0.035590±0.000056	0.40471 ±0.0066	0.4590	13.43
0.035287±0.000035	0.40782 ±0.0029	0.4505	10.48
0.045489±0.000068	0.33928 ±0.0065	0.3842	13.26
0.045519±0.000130	0.36761 ±0.0049	0.3846	4.61
0.045938±00.000170	0.35757 ±0.0060	0.3827	7.03
0.046551±0.000100	0.35805±0.0082	0.3742	4.52
Error mínimo			+4.52
Error máximo			+19.31
Error promedio			+13.08

Los valores de eficiencia térmica instantánea numérica son mayores a los de eficiencia térmica experimental, de lo cual se puede decir que el modelo numérico está sobreestimado. Como resultado de ello la curva numérica (η_{num}), se encuentra por encima de la curva experimental (η_{exp}) en todo el dominio, lo cual sugiere que los coeficientes de transferencia de calor radiativos y convectivos utilizados en el modelo (relacionados con las pérdidas), están subestimados. Otro aspecto a comentar es en cuanto a la posibilidad que la fabricación, en particular el proceso de manufactura y armado del reflector no sea del todo correcto, perdiendo así mucho del potencial que pudiera tener, si estuviera en óptimas condiciones.

En la figura 7.1 se puede ver que cuando X está en una vecindad alrededor de 0.035 y de 0.045, correspondientes a las pruebas a 65°C y 76°C respectivamente, el porcentaje de error disminuye*, con respecto al porcentaje de error obtenido cuando X está alrededor de 0.005 y 0.020, correspondientes a las pruebas a 30°C y 47°C respectivamente, donde el error aumenta†. Ambos casos es posible visualizarlos en la figura 7.2, donde se distingue que todos los puntos correspondientes a las pruebas a 65°C y 76°C, están dentro de una banda de error de alrededor del 12%, mientras que los puntos a correspondientes a 30°C y 47°C, están dentro de una banda de error de alrededor del 19%. La recta de ajuste correspondiente a los valores de eficiencia térmica numérica y experimental es $y = (1.2986 \pm 0.0427)x - (0.0731 \pm 0.0183)$, cuyo comportamiento difiere del caso ideal representado por la recta identidad ($y = x$). La sobreestimación mencionada conlleva a que el valor absoluto de los coeficientes de ajuste de la curva numérica, tanto para el intercepto (eficiencia óptica efectiva), como para la pendiente (coeficiente de pérdidas térmicas), sean más grandes que con respecto a los obtenidos para el caso experimental (tabla 7.1).

7.2. Diferencia de temperatura numérica vs experimental

En las figuras 7.3 y 7.4, se muestran los resultados obtenidos al comparar el gradiente temperatura numérico y experimental del fluido a la entrada y a la salida del captador solar. Así mismo en la tabla 7.5, se muestran los resultados del porcentaje de error relativo entre uno y otro, destacándose los valores; máximo, mínimo y promedio.

*En el último de ellos (X alrededor de 0.045), zona donde se obtiene el mínimo error porcentual (4.52%), veáse tabla 7.3. En esta zona es donde los valores numéricos y experimentales son lo más cercanos (figura 7.1). Ello se reafirma en la figura 7.2, donde 3 de los 4 puntos de prueba están alrededor de una banda de error del 5%.

†En el último de ellos (X alrededor de 0.020), zona donde se obtiene el máximo error porcentual(19.31%), veáse tabla 7.3.

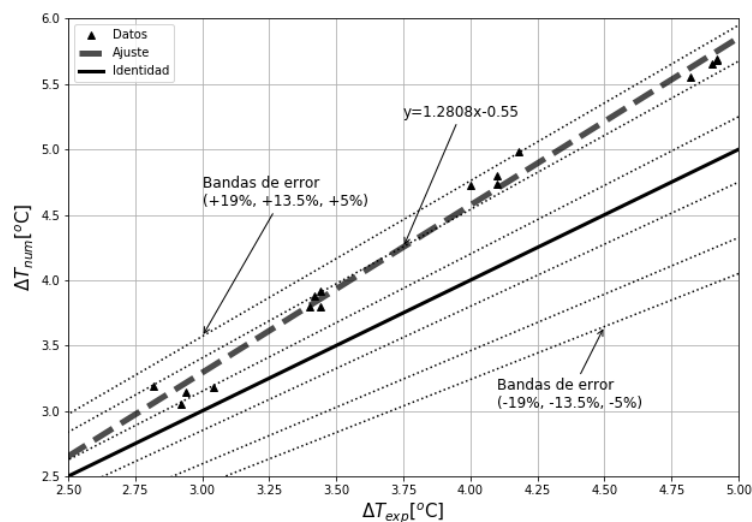


Figura 7.3: Comparación de resultados numéricos y experimentales del gradiente de temperatura del captador solar CPC. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.4.

Tabla 7.4: Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística.

Ecuación de regresión lineal	r	R^2	$P_c(r, n)$
$y = (1.2808 \pm 0.0366)x - (0.55 \pm 0.1429)$	0.9947	0.9896	< 0.00005

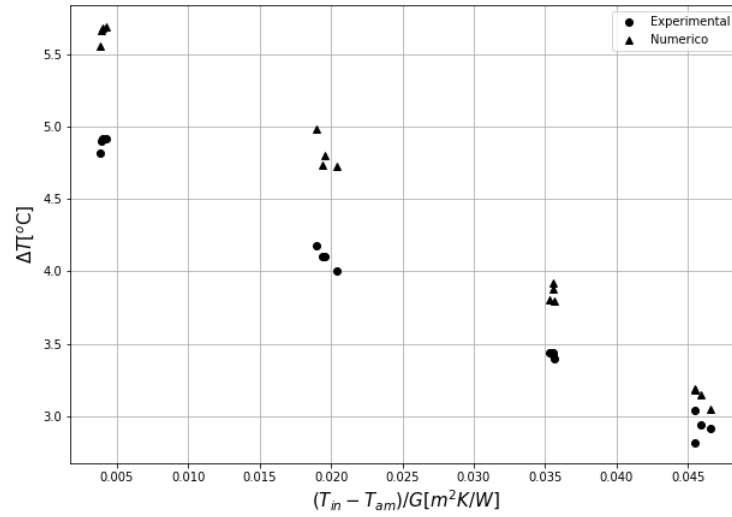


Figura 7.4: Gráfica del gradiente de temperatura numérico y experimental del captador solar CPC a distintas condiciones de operación.

Tabla 7.5: Comparación de resultados (numéricos y experimentales) de la diferencia de temperatura a la entrada ($T_{entrada}$) y salida (T_{salida}) del captador solar CPC.

$\frac{T_{entrada}-T_{amb}}{G}$	Experimental ΔT	Numérica ΔT	%Err relativo
0.003938±0.000043	4.90±0.032	5.6594	15.49
0.004281±0.000100	4.92±0.080	5.6900	15.65
0.003994±0.000033	4.92±0.037	5.6783	15.41
0.003864±0.000063	4.82±0.037	5.5525	15.19
0.020376± 0.000063	4.00±0.037	4.7264	18.16
0.019544±0.000160	4.10±0.032	4.8005	17.08
0.018951±0.000018	4.18±0.037	4.9869	19.30
0.019371±0.000110	4.10±0.045	4.7309	15.39
0.035551±0.000110	3.44 ±0.024	3.9177	13.88
0.035644±0.000100	3.40±0.032	3.7949	11.61
0.035590±0.000056	3.42 ±0.058	3.8794	13.43
0.035287±0.000035	3.44 ±0.024	3.8008	10.48
0.045489±0.000068	2.82 ±0.058	3.1940	13.26
0.045519±0.000130	3.04±0.040	3.1803	4.61
0.045938±0.000170	2.94 ±0.060	3.1468	7.03
0.046551±0.000100	2.92 ±0.058	3.0520	4.52
Error mínimo			+4.52
Error máximo			+19.30
Error promedio			+13.16

$$\Delta T = T_{salida} - T_{entrada}$$

7.3. Energía útil numérica vs experimental

En las figuras 7.5 y 7.6, se muestran los resultados al comparar la energía útil, numérica y experimental. Así mismo en la tabla 7.7, se muestran los resultados del porcentaje de error relativo entre uno y otro, destacándose los valores; máximo mínimo y promedio

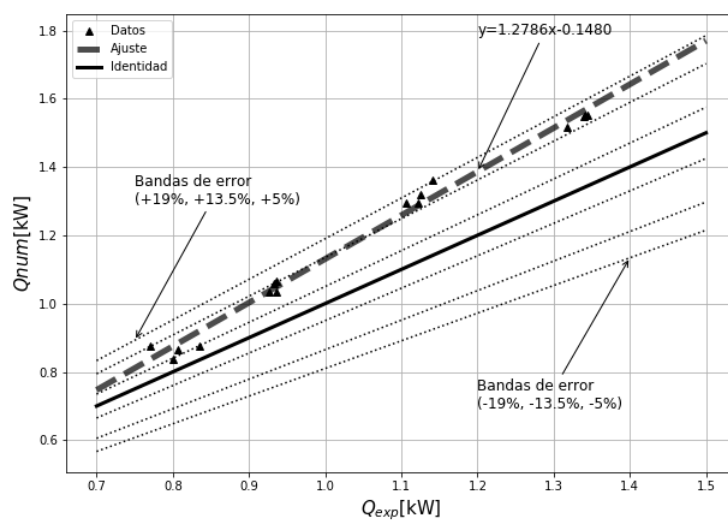


Figura 7.5: Comparación de resultados numéricos y experimentales de la energía útil del captador solar CPC. Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.6.

Tabla 7.6: Parámetros del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística.

Ecuación de regresión lineal	r	R^2	$P_c(r, n)$
$y = (1.2806 \pm 0.0353)x - (0.1510 \pm 0.0377)$	0.9947	0.9894	< 0.00005

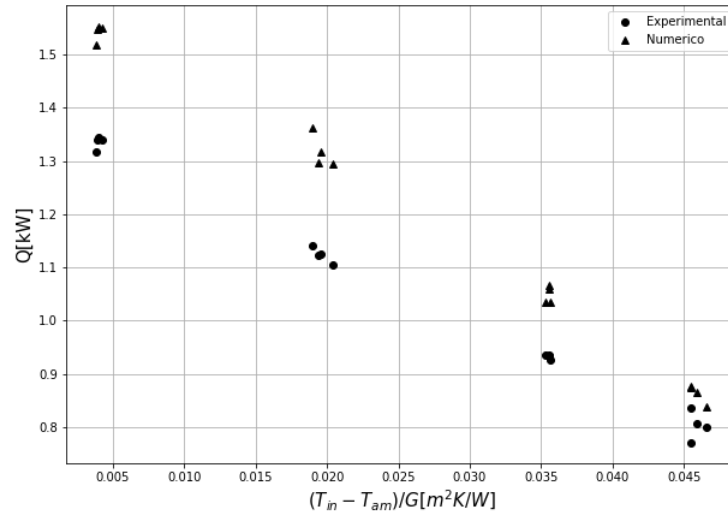


Figura 7.6: Gráfica de la energía útil numérica y experimental del captador solar CPC a distintas condiciones de operación.

Tabla 7.7: Comparación de resultados (numéricos y experimentales) de la energía útil del captador solar CPC.

$\frac{T_{entrada}-T_{amb}}{G}$	Experimental Q_{util} [kW]	Numérica Q_{util} [kW]	%Err relativo
0.003938±0.000043	1.339±0.0086	1.5466	15.50
0.004281±0.000100	1.341±0.0200	1.5505	15.62
0.003994±0.000033	1.345±0.0100	1.5523	15.41
0.003864±0.000063	1.317±0.0094	1.5171	15.19
0.020376± 0.000063	1.106±0.0110	1.2936	16.96
0.019544±0.000160	1.125±0.0120	1.3173	17.09
0.018951±0.000018	1.141±0.0100	1.3616	19.33
0.019371±0.000110	1.123±0.0140	1.2952	15.33
0.035551±0.000110	0.936±0.0057	1.0659	13.88
0.035644±0.000100	0.925±0.0086	1.0333	11.61
0.035590±0.000056	0.932 ±0.0150	1.0575	13.47
0.035287±0.000035	0.936±0.0077	1.0341	10.48
0.045489±0.000068	0.771±0.0150	0.8734	13.28
0.045519±0.000130	0.836±0.0110	0.8743	4.58
0.045938±0.000170	0.806±0.0140	0.8632	7.09
0.046551±0.000100	0.800±0.0170	0.8364	4.55
Error mínimo			+4.55
Error máximo			+19.33
Error promedio			+13.09

7.4. Perfil de Temperaturas

En la presente sección se muestran los perfiles de temperatura obtenidos mediante el modelo, cada uno de las cuales corresponde a las capas sólidas (aislamiento, reflector, absorbedor y cubierta) que conforman el captador solar CPC, así mismo se muestra el perfil de temperatura del fluido de trabajo (agua). Cada uno de los perfiles se grafican con respecto al largo del tubo absorbedor. En las figuras (7.7-7.10) se muestran los resultados correspondientes a las cuatro temperaturas de entrada del fluido de trabajo a las que se llevaron a cabo la pruebas

experimentales de eficiencia térmica; 30°C , 47°C , 65°C y 76°C . Nótese que en la figura 7.7, correspondiente a una temperatura de entrada del fluido a 30°C , el perfil de temperatura del reflector, está por encima del perfil de temperatura del absorbedor, dicho resultado no es del todo esperado ni intuitivo, ya que lo que se esperaría es que, la temperatura del absorbedor fuera mayor. Sin embargo de acuerdo Rabl (28), la temperatura del reflector puede estar por encima de la temperatura del absorbedor, cuando la temperatura de este, está cercana a la temperatura ambiente. Ello está acorde con el resultado aquí obtenido, ya que el único caso donde esto ocurre es justo en la prueba a 30°C , la cual es la que está a una temperatura más cercana a la temperatura ambiente con respecto a las demás.

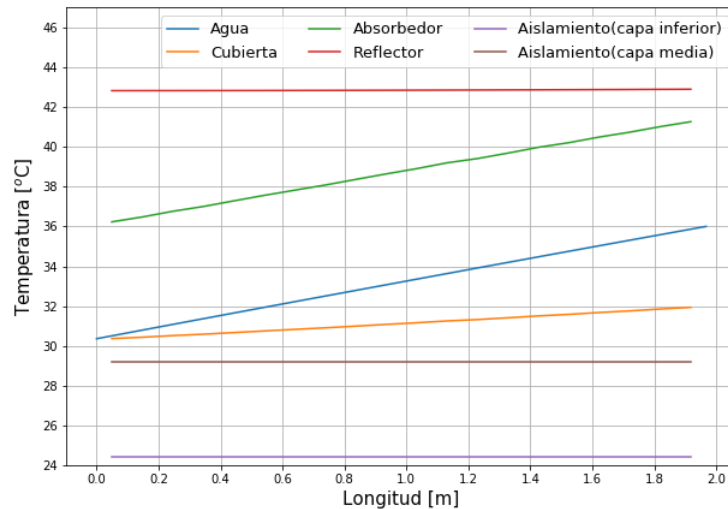


Figura 7.7: Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 30°C .

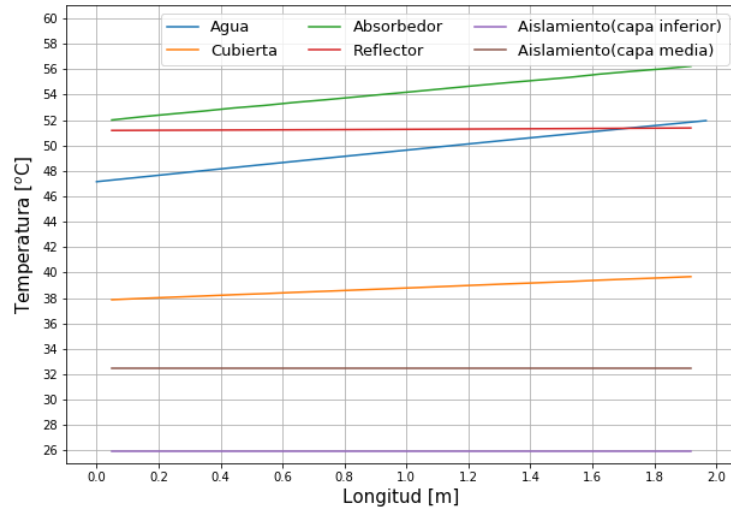


Figura 7.8: Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 47°C.

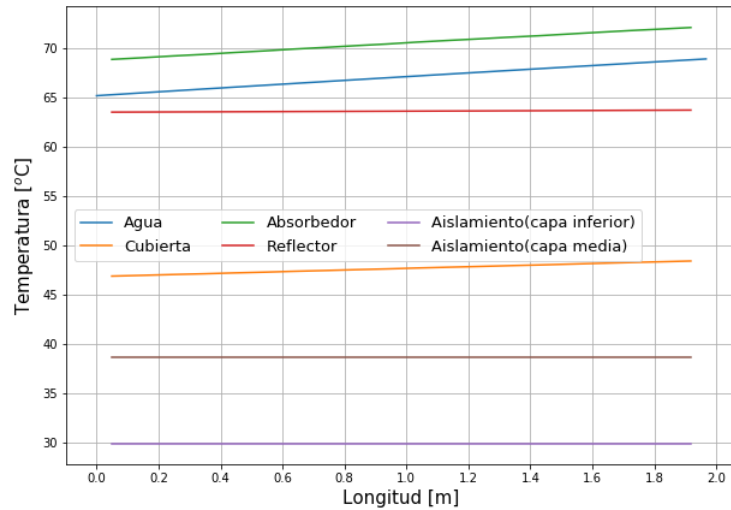


Figura 7.9: Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 65°C.

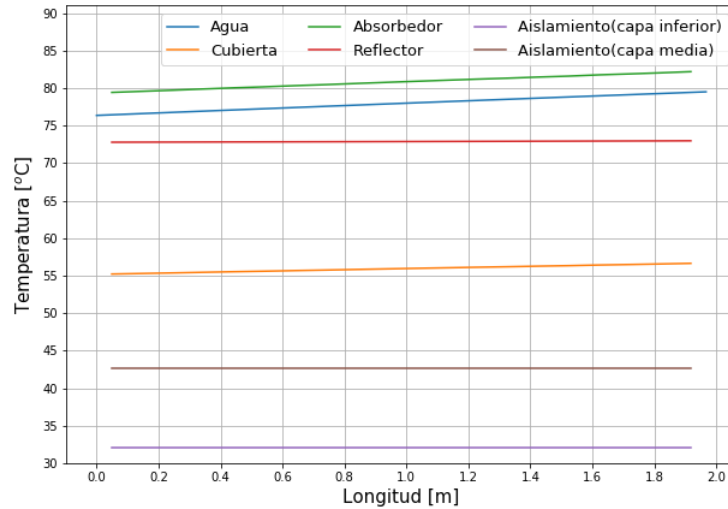


Figura 7.10: Perfil de temperatura a lo largo del tubo absorbedor de las diferentes capas del captador solar CPC. Prueba a 76°C.

7.5. Variación de parámetros

En la presente sección se analiza qué tan sensibles son algunos de los parámetros del modelo, es decir, qué tanto se modifica el valor de la eficiencia térmica instantánea numérica al variar (aumentando o disminuyendo) alguno de estos. Al variar el valor la eficiencia térmica instantánea numérica, variarán los coeficientes del ajuste lineal, es decir, la eficiencia óptica, el coeficiente de pérdidas térmicas y por ende la curva de ajuste lineal resultante. Los parámetros que se decidieron analizar son: el área de absorción del absorbedor (A_{abs}) y el coeficiente de pérdidas hacia arriba (U_{TP}). En el caso correspondiente al área de absorción, la variación consistió en una reducción de esta en un 10 % y 15 %, resultando en un área efectiva total del 90 % y 85 % respectivamente. La razón de variar este parámetro, resulta del hecho de que la superficie selectiva que recubre al tubo absorbedor y a la aleta, resultó un poco dañada reduciendo así el área efectiva

total de absorción. Dicho daño es resultado de los frecuentes ajustes llevados a cabo en el proceso de armado del captador, los cuales conllevaron a manipular cada una de sus componentes, entre ellas el absorbedor. En el caso del coeficiente de pérdidas hacia arriba (U_{TP}), la variación consistió en aumentar la resistencia térmica absorbedor-cubierta (R_{ac}), dicho aumento corresponde a dos y cuatro veces el valor de la misma, es decir; $2R_{ac}$ y $4R_{ac}$, respectivamente. La razón de variar esta resistencia, responde a fines prácticos que se detallan en la sección [7.5.2](#).

7.5.1. Área de absorción

En la figura [7.11](#) se muestran las curvas de eficiencia térmica instantánea η_{num1} y η_{num2} , correspondientes a una disminución en el área efectiva de absorción del 10 % y 15 % respectivamente. Así mismo en la tabla [7.8](#), se reportan las ecuaciones de ajuste correspondientes a cada uno de los casos, así como los valores obtenidos de la correlación estadística.

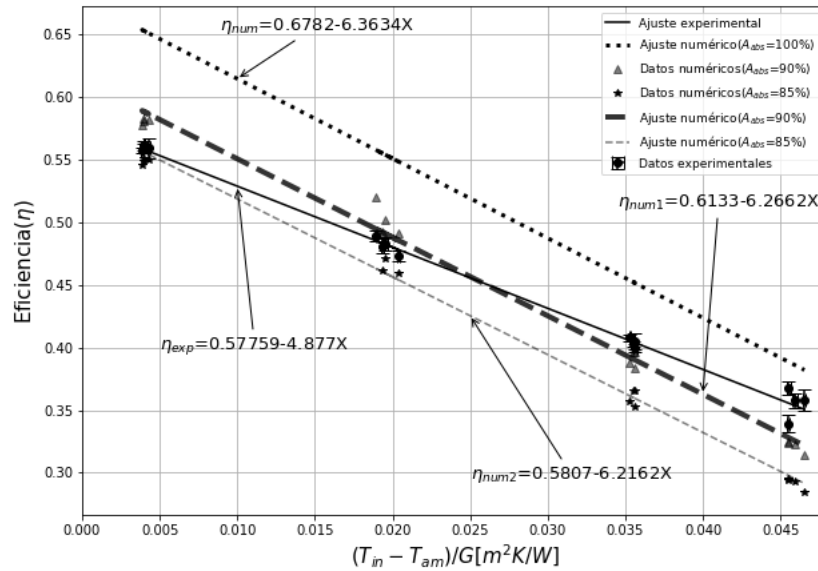


Figura 7.11: Curvas de eficiencia térmica instantánea al variar el área de absorción A_{abs} . Los valores de los parámetros del ajuste lineal y de la correlación estadística se muestra en la tabla 7.8.

Tabla 7.8: Coeficientes del ajuste lineal y parámetros de correlación.

A_{abs} [%]	Ecuación de regresión lineal	r	R^2	$P_c(r, n)$
100	$\eta_{exp} = (0.57759 \pm 0.00308) - (4.877 \pm 0.100)X$	-0.99705	0.99410	<0.00005
100	$\eta_{num} = (0.6782 \pm 0.0018) - (6.47 \pm 0.17)X$	-0.99517	0.99037	<0.00005
90	$\eta_{num_1} = (0.6133 \pm 0.0045) - (6.2662 \pm 0.1479)X$	-0.9961	0.9922	<0.00005
85	$\eta_{num_2} = (0.5807 \pm 0.0041) - (6.2162 \pm 0.1342)X$	-0.9961	0.9923	<0.00005

La disminución en el área de absorción tiene una repercusión en la curva de eficiencia térmica instantánea, principalmente en el valor correspondiente al intercepto, es decir en la eficiencia óptica del captador (véase tabla 7.8 y figura 7.11). A consecuencia de ello, las curvas η_{num_1} y η_{num_2} correspondientes a un área efectiva de absorción del 90 % y 85 % respectivamente, estarán desplazadas en este caso hacia abajo, con respecto a la recta η_{num} , ello debido a que se está reduciendo

do el área efectiva de absorción. La recta η_{num} , representa la curva de eficiencia térmica instantánea numérica de referencia, es decir sin variación de parámetros, por lo cual le corresponde un área efectiva de absorción del 100 % (figura 7.11). En lo que respecta a la variación de la pendiente de la curva, correspondiente al coeficiente de pérdidas térmicas, los valores obtenidos no presentan una variación significativa (tabla 7.8), por lo que las rectas η_{num} , η_{num1} y η_{num2} son prácticamente paralelas (figura 7.11). El comportamiento cualitativo, así como los valores cuantitativos, en particular los correspondientes al intercepto de las curvas, están acorde con el hecho de que el daño e imperfecciones en la superficie selectiva del absorbedor, impactan principalmente a la eficiencia óptica del captador. Como se puede ver en la figura 7.11, los valores del intercepto de la curva experimental η_{exp} y de la curva η_{num1} , son muy parecidos, lo cual es congruente con el estado que presenta la superficie selectiva de absorbedor, la cual como ya se mencionó, presenta daños e imperfecciones, disminuyendo así el valor que pudiera tener, si se encontrara en mejores condiciones.

7.5.2. Coeficiente de pérdidas hacia arriba (U_{TP})

El valor del coeficiente de pérdidas hacia arriba U_{TP} , se varía al aumentar el valor de la resistencia térmica entre el absorbedor y la cubierta (R_{ac}). En la figura 7.12 se muestran las curvas de eficiencia térmica η_{num1} y η_{num2} , correspondientes a cada uno de los aumentos de la resistencia térmica; $2R_{ac}$ y $4R_{ac}$ respectivamente. Así mismo en la tabla 7.9, se reportan las ecuaciones de ajuste correspondientes a cada uno de los casos, así como los valores obtenidos de la correlación estadística. El coeficiente de pérdidas térmicas hacia arriba (U_{TP}), está conformado por una resistencia térmica equivalente, resultado de la disposición en serie entre, la resistencia térmica absorbedor-cubierta (R_{ac}) y la resistencia térmica cubierta-ambiente (R_{c-amb}). El hecho de variar solamente la resistencia R_{ac} y no la resistencia R_{c-amb} , responde a fines prácticos al momento de eva-

luar las posibles mejoras que se pudieran llevar a cabo en el captador solar CPC construido. Es decir, mientras que la resistencia térmica R_{c-amb} depende del aire exterior, la resistencia térmica R_{ac} sólo depende de los elementos internos (absorbedor y cubierta), permitiendo así tener un rango más amplio en lo que respecta a las posibles mejoras mencionadas.

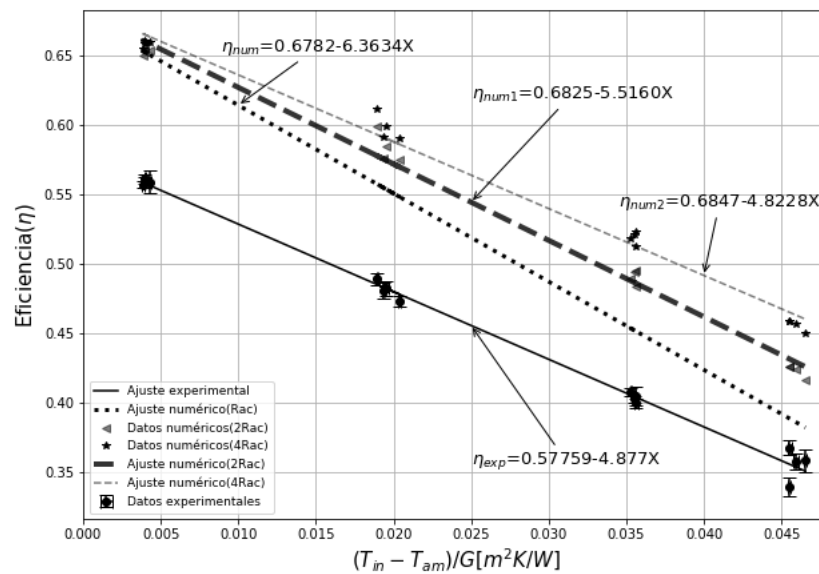


Figura 7.12: Curvas de eficiencia térmica instantánea al variar la resistencia térmica absorbedor cubierta R_{ac} . Los valores de los parámetros del ajuste lineal se muestran en la tabla 7.9.

Tabla 7.9: Coeficientes del ajuste lineal y parámetros de correlación estadística.

Ecuación de regresión lineal	r	R^2	$P_c(r, n)$
$\eta_{exp} = (0.57759 \pm 0.00308) - (4.877 \pm 0.100)X$	-0.99705	0.99410	<0.00005
$\eta_{num} = (0.6782 \pm 0.0018) - (6.47 \pm 0.17)X$	-0.99517	0.99037	<0.00005
$\eta_{num_1} = (0.6825 \pm 0.0043) - (5.5160 \pm 0.1409)X$	-0.9954	0.9909	<0.00005
$\eta_{num_2} = (0.6847 \pm 0.0041) - (4.8228 \pm 0.1342)X$	-0.9946	0.9892	<0.00005

El aumento de la resistencia térmica R_{ac} , tiene un repercusión en la curva de eficiencia térmica, principalmente en el valor de la pendiente, es decir en el coeficiente de pérdidas térmicas del captador (tabla 7.9). A consecuencia de ello, las curvas η_{num1} y η_{num2} correspondientes al aumento en $2R_{ac}$ y $4R_{ac}$ respectivamente, estarán menos inclinadas, con respecto a la recta η_{num} , y en consecuencia por encima de esta. La recta η_{num} , representa la curva de eficiencia térmica instantánea numérica de referencia, es decir sin variar el parámetro, por lo cual le corresponde un valor de resistencia térmica absorbedor-cubierta igual a R_{ac} . En lo que respecta a la variación del intercepto, correspondiente a la eficiencia óptica, los valores obtenidos no representan una variación significativa (véase tabla 7.9 y figura 7.12). De acuerdo al comportamiento cualitativo, así como los valores cuantitativos tanto para el intercepto como para la pendiente, en este caso se puede decir, que las rectas η_{num} , η_{num1} y η_{num2} no son paralelas, lo cual se traduce en que hay una variación significativa en el valor de la pendiente de cada una de ellas, mostrando una tendencia descendente en el valor absoluto esta. Por lo tanto, aumentando el valor de la resistencia térmica R_{ac} , se reducen significativamente las pérdidas térmicas del captador. Puesto que dicha resistencia depende del coeficiente de transferencia de calor convectivo absorbedor-cubierta (h_{convac}) y radiativo absorbedor-cubierta (h_{radac}), resulta necesario saber cuál de estos influye más. En la tabla 7.10 se muestran los valores obtenidos para cada coeficiente de transferencia (h_{convac} , h_{radac}), tanto para cuando se considera una resistencia térmica de R_{ac} , así como cuando se considera una resistencia térmica de $4R_{ac}$. Puesto que los coeficientes de transferencia dependen de las temperaturas del absorbedor y de la cubierta y estos a su vez dependerán de la temperatura a la que entra el fluido de trabajo, es necesario considerar las cuatro temperaturas de entrada de dicho fluido (agua), correspondientes a las temperaturas a las que se llevaron a cabo las pruebas. Vale la pena señalar que para llevar a cabo dicho cálculo, se utilizaron las temperaturas promedio, tanto del absorbedor como de

la cubierta, ambas correspondientes a cada una de las temperaturas de entrada mencionadas. Como se puede ver en la tabla 7.10, el coeficiente convectivo tiene mayor influencia en las pérdidas, ello ocurre para ambos valores de resistencia térmica R_{ac} y $4R_{ac}$, así como para todas las temperaturas de entrada.

Tabla 7.10: Coeficientes de transferencia de calor convectivo, radiativo y resistencia térmica (R_{ac} y $4R_{ac}$) entre el absorbedor y la cubierta, para cada una de las temperaturas de entrada del fluido.

	Temperatura del agua a la entrada			
	30°C	47 °C	65 °C	76 °C
Var.param(R_{ac})				
$h_{conv_{ac}}[\frac{W}{m^2K}]$	5.8393	8.4679	11.0128	11.6974
$h_{rad_{ac}}[\frac{W}{m^2K}]$	0.2647	0.2957	0.3324	0.3610
$R_{ac}[\frac{m^2K}{W}]$	0.1712	0.1181	0.0908	0.0855
Var.param($4R_{ac}$)				
$h_{conv_{ac}}[\frac{W}{m^2K}]$	5.8770	8.5380	11.1331	11.8173
$h_{rad_{ac}}[\frac{W}{m^2K}]$	0.265	0.2965	0.3342	0.3632
$R_{ac}[\frac{m^2K}{W}]$	0.6806	0.4684	0.35922	0.3384

Conclusiones

Las conclusiones del presente trabajo se dividen en tres partes, la primera comprende el diseño del captador solar. La segunda corresponde a los resultados experimentales de la eficiencia térmica del captador construido. Y la tercera parte, se refiere a los resultados arrojados por el modelo numérico desarrollado. Puesto que el diseño del captador solar CPC aquí propuesto, partió del diseño previo utilizado en el trabajo de I. Santos (1), resulta necesario señalar las principales diferencias entre uno y otro modelo, ya que fue a partir de estas diferencias de donde se obtuvieron los resultados aquí obtenidos (curva de eficiencia térmica instantánea). En lo que respecta al diseño, anteriormente se utilizaba una cubierta de vidrio transparente, la cual se reemplazó por una cubierta de vidrio solar templado prismático de bajo contenido en hierro, logrando con ello una ligera mejora en la transmitancia. El tamaño del tubo absorbedor se redujo de un tubo de cobre de 1/2" a un tubo de cobre de 3/8". En este caso, el absorbedor está conformado por la unión aleta-tubo, dicha unión fue llevada a cabo mediante soldadura de ultrafrecuencia, todo ello recubierto por una superficie selectiva de Tinox, anteriormente el absorbedor estaba recubierto de Solkote y no contaba con la aleta mencionada. Por último se incrementó el espesor del aislamiento inferior del captador en 2 cm con respecto al anterior, ello con el fin de reducir las pérdidas conductivas hacia abajo, así como para elevar tanto la superficie reflectora como el absorbedor, reduciendo así la distancia entre este y la cubierta. En lo que se

refiere a las condiciones de operación, se aumentó el flujo másico* que circula en el captador, pasando de $2.620 \pm 2\% \left[\frac{kg}{min}\right]$ a $3.900 \pm 2\% \left[\frac{kg}{min}\right]$. A pesar de dicho incremento, el régimen en el que se encuentra el fluido de trabajo dentro de cada uno de los tubos absorbedores que integran al captador, corresponde al régimen laminar ($Re \approx 777$).

En lo que respecta a los resultados experimentales de la eficiencia térmica del captador se tiene lo siguiente:

- La curva de eficiencia térmica instantánea resultado de llevar a cabo un ajuste lineal (a través del método estadístico UWLR) a los datos experimentales es: $\eta_{exp} = (0.57759 \pm 0.00308) - (4.877 \pm 0.100) \left(\frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G}\right)$.
- El intercepto del ajuste lineal correspondiente a la eficiencia óptica del captador del diseño actual, está por encima del diseño anterior en un 2.4%. Este resultado corresponde a una mejora, sin embargo, a pesar de ello, se esperaría obtener un valor mas alto.
- La pendiente del ajuste lineal correspondiente al coeficiente de pérdidas térmicas del captador del diseño actual, pierde $0.31 \frac{W}{m^2K}$ más que el diseño previo. Este resultado no es el esperado, por lo que debe ser corregido y mejorado.

En cuanto a los resultados correspondientes al modelo numérico multicapas, se destaca lo siguiente:

- De los datos exportados del trazado de rayos, correspondientes al flujo de incidencia radiativo a lo largo del perímetro del tubo absorbedor, se tiene que la diferencia de temperatura, entre la temperatura máxima y la temperatura mínima, a lo largo de dicha dirección, fue de $0.086^\circ C$. Con base a ello, considerar una temperatura homogénea a lo largo del perímetro, es

*El flujo másico utilizado anteriormente se determinó con base a la norma.

una suposición razonable, permitiendo así centrar la atención del modelo multiplicas en la dirección correspondiente al largo del tubo absorbedor.

- A través del modelo multicapas fue posible obtener el perfil de temperaturas a lo largo de la dirección longitudinal, tanto de los componentes sólidos del captador (cubierta, absorbedor, reflector y aislamiento), así como la del fluido de trabajo (agua). Destacándose el hecho de que para la prueba a 30 °C (prueba a temperatura más cercana a la del ambiente), el perfil de temperatura del reflector está por encima del perfil de temperatura del absorbedor, lo cual está acorde a lo reportado por Rabl (28).

- La ecuación teórica de la eficiencia térmica instantánea obtenida a través del modelo numérico térmico multicapas fue:

$$\eta_{num} = 0.6782 - (6.47) \left(\frac{T_{entrada} - T_{amb}}{G} \right).$$

- El error relativo promedio de la eficiencia térmica instantánea del modelo numérico multicapa, con respecto a los datos experimentales fue del +13 %.
- De la variación de parámetros, se encontró que una disminución en el área efectiva de absorción del absorbedor, tiene una repercusión en el intercepto del ajuste lineal, disminuyendo la eficiencia óptica del sistema. De acuerdo al modelo, para un área efectiva de absorción del 85 % (sin considerar las imperfecciones de la superficie reflectora), se obtiene un valor de eficiencia óptica cercano al valor obtenido experimentalmente. Siendo así se podrían alcanzar mejores valores de eficiencia óptica, si el estado de la superficie selectiva que recubre el absorbedor, así como el de la superficie reflectora estuvieran en mejores condiciones, ya que como se señaló anteriormente, ambas resultaron dañadas después de los frecuentes ajustes realizados en el sistema.
- De la variación de parámetros se encontró que un aumento en el valor de la resistencia térmica absorbedor-cubierta (R_{ac}), tiene una repercusión en la

pendiente del ajuste lineal, disminuyendo las pérdidas térmicas del captador significativamente.

- En cuanto a las pérdidas térmicas que hay entre el absorbedor y la cubierta. El coeficiente de transferencia de calor convectivo tiene mayor relevancia, que el coeficiente radiativo.

Vale la pena señalar que la cantidad de puntos experimentales con los cuales se comparó el modelo numérico fueron pocos (16 puntos), por lo que sería necesario obtener un mayor conjunto de datos mediante los cuales se pudiera llevar a cabo una validación más estricta.

El error asociado al modelo numérico multicapas responde a diferentes factores, como las suposiciones bajo las cuales se diseñó, errores experimentales, errores en los instrumentos, así como en las correlaciones empíricas utilizadas. Dentro de estas últimas, en particular las referentes a los coeficientes convectivos utilizados para calcular la transferencia de calor mediante este mecanismo entre las componentes internas del captador, donde se destaca el hecho de que estos coeficientes no están contemplando el aire interno, y aunque pudieran ser una primera aproximación razonable, no logran capturar el efecto del aire dentro de la cavidad del concentrador. A pesar de que el error relativo promedio del modelo no es bajo, analizando los resultados que este arrojó y de la mano de los resultados experimentales, todo parece indicar que las pérdidas convectivas en el interior del captador, en particular en la cavidad del concentrador, tienen una repercusión significativa en la pérdidas térmicas de todo el sistema de calentamiento. Dichas pérdidas pudieran verse disminuidas, si de alguna forma pudiera aumentarse la resistencia térmica absorbedor-cubierta y evaluar posteriormente, si con ello se alcanzan buenas eficiencias a temperaturas más altas, que es para lo cual se pretende aplicar este tipo de sistemas. En cuanto a la eficiencia óptica, esta ya está cercana al 60 %, y pudiera alcanzarlo, si tanto la superficie reflectora como la superficie selectiva estuvieran en óptimas condiciones. Así como que la construcción

del sistema permitiera no perder mucho el diseño óptico teórico del mismo.

Trabajo futuro

Con el objetivo de dar continuidad a este proyecto, para con ello alcanzar a consolidar este tipo de tecnologías dentro del abanico de opciones del sector termosolar, se proponen una serie de puntos a considerar, los cuales hacen referencia por un lado al diseño y construcción del captador, así como al trazado de rayos y al modelo numérico desarrollado.

- En cuanto al diseño, se propone replantear el criterio de truncamiento del perfil CPC, ya que el que actualmente se está utilizando tiene una altura de aproximadamente 6 cm, lo cual corresponde a más del 50% de altura de la caja del captador (aproximadamente 9 cm), ello implica tener una columna de aire significativa dentro de la cavidad del concentrador, lo cual repercute en las pérdidas térmicas de todo el sistema. Con el objetivo de disminuir las pérdidas, se debe analizar qué tanto más se pudiera truncar el perfil. Con este objetivo en particular, se propone revisar y buscar aplicar el criterio de truncamiento propuesto por Rincón (59). Propone que el CPC debe ser truncado de tal forma que los rayos incidentes, paralelos a los rayos extremos no sean bloqueados por los espejos reflectores (59). En caso de lograr disminuir la altura del perfil, por un lado se estaría reduciendo aún más la cantidad de aluminio utilizado para manufacturarlo, así mismo se estaría reduciendo la cantidad de aislante térmico (espesor de espuma de

poliuretano) utilizado debajo de la superficie reflectora. Todo ello obligaría a reducir la altura de la caja del captador utilizada, buscando minimizar la distancia de separación entre el absorbedor y la cubierta. Dependiendo de qué tan ancha pudiera ser la apertura del perfil del CPC resultante, pudiera ser el caso de que el aumento de esta (apertura), conlleve a que quepan menor cantidad de tubos absorbedores en el sistema de calentamiento. Y con el fin de aprovechar el espacio, así como si este lo permitiera, se podrían agregar reflectores tipo CPC asimétricos en cada uno de los cabezales del captador. Todo ello implicaría posibles reducciones en cuanto al costo de fabricación del sistema.

- Una vez definido el perfil del CPC óptimo por utilizar en la superficie reflectora, se debe plantear la posibilidad de que el proceso de manufactura de esta, sea fabricándola como una sola pieza y no reflector por reflector (canal por canal), como actualmente se lleva a cabo. Ya que por experiencias previas, esto lleva consigo demasiados inconvenientes al momento de armarlo, entre los que se destaca que, después de dicho proceso, el estado de la superficie reflectora se encuentra deteriorado, debido a rayones, abolladuras, etc. Otro inconveniente que presenta el actual proceso de manufactura, es que ya fabricados cada uno de los reflectores, estos se encuentran demasiado planos con respecto al perfil de diseño, perdiendo así la exactitud y precisión requerida en la curvatura y apertura del mismo.
- Actualmente no se han llevado a cabo estudios experimentales en cuanto al comportamiento óptico (óptica anidólica) de la superficie reflectora, por lo que se desconoce si su comportamiento está conforme a lo esperado. Pudiera ser benéfico para los fines del proyecto, plantear alguna metodología experimental mediante la cual se pudiera llevar a cabo dicho fin, ya que es en la superficie reflectora donde se sustenta la principal diferencia que distingue a un captador solar CPC, de un captador solar plano.

-
- Puesto que la convección interna dentro del captador pareciera tener un efecto relevante, y tomando en cuenta el hecho de que actualmente se desconoce qué le está ocurriendo al aire al interior del sistema, se propone implementar un sistema de monitoreo que permita medir las condiciones bajo las que este se encuentra, así como a las variaciones a las que está sujeto a lo largo del día y principalmente, las debidas a las diferentes condiciones de operación a las que se evalúa el captador, destacándose por un lado el amplio rango de temperaturas a las que es evaluado, y por otro lado, las diferentes inclinaciones a las que se fija la plataforma de prueba. Ello permitiría considerar qué tan necesario pudiera ser el implementar en el diseño algún mecanismo que disminuya la convección interna del captador, en particular la que ocurre dentro de cada una de la cavidades del concentrador. Para ello se propone revisar el artículo Horta *et al.* (2012) (60), el cual proporciona una serie de estrategias en cuanto al control de la convección interna en un captador solar CPC.
 - En lo que respecta al trazado de rayos, se propone llevar a cabo dicho trazado antes y después del medio día solar. Con ello se estaría representado de mejor forma la distribución de flujo radiativo incidente sobre el tubo absorbedor durante el periodo de prueba que marca la norma. Así mismo sería útil llevar a cabo el mismo análisis a lo largo de todo un día.
Por otro lado se propone llevar a cabo un análisis más detallado en lo que respecta a los errores ópticos asociados al reflector tipo CPC, con ello se estarían contemplando los defectos ya mencionados que este presenta, los cuales resultan en una disminución del flujo radiativo incidente sobre el tubo absorbedor.
 - En cuanto al modelo numérico multicapas, se propone contemplar el aire interno del sistema, el cual no está siendo considerado, y aunque las correlaciones empíricas utilizadas pudieran ser una primera aproximación

razonable, estas no capturan el efecto del aire confinado en la cavidad del concentrador CPC. Con este objetivo se propone revisar los modelos numéricos desarrollados en los artículos; Eames *et al.* (1993) (61) y Horta *et al.* (2012) (60), donde si contemplan el aire al interior, por lo que se reportan la discretización y ecuaciones utilizadas para modelarlo, las cuales son de particular interés para los objetivos y desarrollo del presente trabajo.

- En cuanto a la validación del modelo se propone contar con un conjunto de datos experimentales más amplio. En este caso no se contó con una cantidad considerable de puntos experimentales con los cuales comparar el modelo numérico multicapas.
- Discutir qué expresión de eficiencia térmica es más conveniente utilizar en el caso de un captador solar tipo CPC. Por un lado está aquélla que contempla la radiación global ($G_b + G_d$) que llega a la apertura del captador (es la utilizada en este trabajo). Y por otro lado está aquélla que contempla solo la radiación que llega al absobedor, la cual comprende la radiación directa, más el producto entre la radiación difusa y el inverso de la concentración del CPC ($G_b + \frac{G_d}{C}$).

Propiedades de los fluidos y materiales que conforman el captador

A.1. Propiedades termofísicas de los fluidos

A.1.1. Calor específico a presión constante (Cp)

El calor específico de una sustancia, es la medida de la variación de su energía almacenada en relación con la temperatura (26). Puesto que el calor específico a presión constante (Cp) es función de la temperatura (T). En la ecuación A.1, se muestra Cp como función de esta última, la cual está en grados Celsius (°C) y a una presión cercana a la atmosférica (36, 62).

$$C_p \left[\frac{J}{kg^{\circ}C} \right] = C_0 + C_1T + C_2T^2 + C_3T^3 + C_4T^4 + C_5T^5 + C_6T^6 \quad (A.1)$$

Los valores de los coeficientes C_i de la ecuación A.1, para el caso del agua y del aire se muestran en la tabla A.1.

Tabla A.1: Valores de los coeficientes de calor específico C_p como función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.

Coeficiente	Agua	Aire
C_0	4218.1	1005.2144
C_1	-2.64455	1.85×10^{-2}
C_2	60.4836×10^{-3}	4.0×10^{-4}
C_3	-62.8725×10^{-5}	0
C_4	39.9071×10^{-7}	0
C_5	-12.6461×10^{-9}	0
C_6	16.8126×10^{-12}	0

A.1.2. Viscosidad dinámica (μ)

La viscosidad de un fluido, es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes (54). La viscosidad en un líquido decrece al aumentar la temperatura, mientras que para un gas aumenta, de esta forma la viscosidad depende de la temperatura ($\mu = \mu(T)$) (63). Para el caso del agua (ecuación A.2), la temperatura corresponde a la temperatura promedio, la cual está en Kelvin (36, 62). Mientras que para el caso del aire (ecuación A.2), la temperatura está en grados Celsius (36, 62).

$$\mu_{agua} \left[\frac{kg}{ms} \right] = 0.001 \exp \left(C_0 + \frac{C_1}{T/647.3} + \frac{C_2}{(T/647.3)^2} + \frac{C_3}{(T/647.3)^3} \right) \quad (A.2)$$

$$\mu_{aire} \left[\frac{kg}{ms} \right] = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 \quad (A.3)$$

Los valores de los coeficientes C_i de las ecuaciones A.2 y A.3, para el agua y el aire respectivamente, se muestran en la tabla A.2.

Tabla A.2: Valores de los coeficientes de la viscosidad dinámica función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.

Coeficiente	Agua	Aire
C_0	-5.8277	1.717×10^{-5}
C_1	4.6369	4.973×10^{-8}
C_2	-2.0898	4.015×10^{-11}
C_3	0.53748	2.667×10^{-14}

A.1.3. Densidad (ρ)

La densidad del agua y del aire como función de la temperatura, están dadas en las ecuaciones A.4 y A.5 respectivamente. Para el caso del agua la temperatura está en Kelvin (36, 62). Mientras que para el caso del aire la temperatura se evalúa en grados Celsius (36, 62).

$$\rho_{agua} \left[\frac{kg}{m^3} \right] = c_0 + c_1 \left(1 - \frac{T}{647.3} \right)^{1/3} + c_2 \left(1 - \frac{T}{647.3} \right)^{2/3} + c_3 \left(1 - \frac{T}{647.3} \right) + c_4 \left(1 - \frac{T}{647.3} \right)^{4/3} \quad (A.4)$$

$$\rho_{aire} \left[\frac{kg}{m^3} \right] = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 \quad (A.5)$$

Los valores de los coeficientes C_i de las ecuaciones A.4 y A.5, para el agua y el aire respectivamente, se muestran en la tabla A.3.

Tabla A.3: Valores de los coeficientes de la densidad como función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.

Coficiente	Agua	Aire
C_0	-21022	1.2974
C_1	121410	-0.0048
C_2	-255960	1.035×10^{-5}
C_3	242020	1.067×10^{-8}
C_4	-85965	0

A.1.4. Conductividad térmica (λ)

La conductividad térmica del agua y del aire como función de la temperatura, está dada en la ecuaciones A.6 y A.7 respectivamente. Para el caso del agua la temperatura está en Kelvin (36, 62). Mientras que para el caso del aire la temperatura se evalúa en grados Celsius (36, 62).

$$\lambda_{agua} \left[\frac{W}{mK} \right] = C_0 + C_1 \left(\frac{T}{647.3} \right) + C_2 \left(\frac{T}{647.3} \right)^2 + C_3 \left(\frac{T}{647.3} \right)^3 \quad (A.6)$$

$$\lambda_{aire} \left[\frac{W}{mK} \right] = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 \quad (A.7)$$

Los valores de los coeficientes C_i de las ecuaciones A.6 y A.7, para el agua y el aire respectivamente, se muestran en la tabla A.4.

Tabla A.4: Valores de los coeficientes de la conductividad térmica como función de la temperatura, para el caso del agua y el aire.

Coficiente	Agua	Aire
C_0	-0.90825	0.0241
C_1	6.1764	7.953×10^{-5}
C_2	-7.5636	-3.707×10^{-8}
C_3	2.8141	1.334×10^{-11}

A.2. Propiedades de los sólidos

A.2.1. Cubierta transparente

La cubierta es vidrio solar templado prismático de bajo contenido en hierro. En la tabla A.5, se muestran el valor de la conductividad térmica, así como los valores de las propiedades radiativas (30, 36, 64).

Tabla A.5: Propiedades radiativas de la cubierta utilizada en el captador solar CPC.

Propiedad	Vidrio
Transmitancia	0.916
Emisividad	0.88
Índice de refracción	1.526
Conductividad térmica $[\frac{W}{mK}]$	1.36

A.2.2. Cobre

El cobre es el material utilizado en el tubo absorbedor y cabezales del captador solar CPC, su conductividad térmica como función de la temperatura está dada en la ecuación A.8. Los valores de los coeficientes C_i , se muestran en la tabla A.6. La temperatura se evalúa en grados Celsius (36, 62).

$$\lambda \left[\frac{W}{mK} \right] = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 \quad (\text{A.8})$$

Tabla A.6: Valores de los coeficientes de la conductividad térmica como función de la temperatura, para el caso del cobre.

Coeficiente	Cobre
C_0	401
C_1	-0.12667
C_2	6.0×10^{-4}
C_3	1.333×10^{-6}

A.2.3. Aluminio

El aluminio es el material utilizado en el reflector del captador solar CPC, su conductividad térmica como función de la temperatura está dada en la ecuación A.9. Los valores de los coeficientes C_i , se muestran en la tabla A.7, así mismo en la tabla A.8 se muestran los valores de las propiedades radiativas (65, 66). La temperatura se evalúa en grados Celsius (36, 62).

$$\lambda \left[\frac{W}{mK} \right] = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 + C_4 T^4 \quad (\text{A.9})$$

Tabla A.7: Valores de los coeficientes de la conductividad térmica como función de la temperatura, para el caso del aluminio.

Coeficiente	Aluminio
C_0	203.0457012
C_1	-0.02343314527
C_2	7.196×10^{-4}
C_3	-2.06×10^{-6}
C_4	2.837×10^{-9}

Tabla A.8: Valores de las propiedades radiativas del aluminio (1).

Propiedad	Aluminio
Absortancia	0.30
Reflectancia	0.90
Emisividad	0.0572

A.2.4. Aislantes térmicos

Los materiales utilizados para aislar térmicamente al sistema de calentamiento, son el polisocianurato y el poliuretano, cuyos valores de conductividad térmica se muestran en la tabla A.9 (30, 36)

Tabla A.9: Valores de los coeficientes de la conductividad térmica para los aislantes térmicos utilizados en el captador solar CPC.

Material	Conductividad térmica [$\frac{W}{mK}$]
Polisocianurato	0.023
Poliuretano	0.028

A.2.5. Superficies selectivas

Puesto que las superficies de metal como el cobre aquí utilizado, reflejan la luz, es necesario proveer un recubrimiento con la característica de tener una alta absorptancia para las longitudes de onda corta de radiación solar, así como una baja emisividad para longitudes de onda larga (52). En la tabla A.10 se muestran los valores de absorptancia y emisividad de los recubrimientos utilizados tanto para el absorbedor y cabezales del captador solar CPC (67, 68).

Tabla A.10: Propiedades radiativas de las superficies selectivas utilizadas en el captador.

Superficie	Sustrato	Absortancia	Emisividad
Solkote	Acero al carbón	0.933	0.452
Solkote	Cobre	0.93	0.52
Óxido de titanio(Tinox)	Cobre	0.95	0.04

Tinox se refiere a la marca bajo la que se ofrecen en el mercado absorbedores fabricados mediante el método PVD (Deposición Física en fase vapor), con la característica de contar con un recubrimiento adicional de cuarzo que sirve para ajustar el índice de refracción entre la capa y el aire. La capa inferior está compuesta de titanio, nitrógeno y oxígeno, estableciendo así un buen contacto con el cobre. Este tipo de recubrimiento permite crear diferentes colores en la superficie ajustando los espesores de las capas (52).

Algoritmo TDMA

El sistema de ecuaciones algebraíco planteado es posible solucionarlo a través del algoritmo de matriz tridiagonal, por sus siglas en inglés (TDMA) o simplemente algoritmo de Thomas (53, 69), donde se tiene lo siguiente:

$$a_i \phi_i = b_i \phi_{i+1} + c_i \phi_{i-1} \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \quad c_1 = b_N = 0 \quad (\text{B.1})$$

Es posible encontrar ϕ_i como una función de ϕ_{i+1} ,

$$\phi_i = P_i \phi_{i+1} + Q_i \quad (\text{B.2})$$

Comparando las ecuaciones B.1 y B.2 se sigue la siguiente relación de recurrencia para P_i y Q_i

$$P_i = -\frac{b_i}{a_i + c_i P_{i-1}} \quad Q_i = -\frac{d_i - c_i Q_{i-1}}{a_i + c_i P_{i-1}} \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \quad (\text{B.3})$$

Para $i=1$ los valores de P_i y Q_i de la ecuación B.3:

$$P_1 = -\frac{b_1}{a_1} \quad Q_1 = -\frac{d_1}{a_1} \quad (\text{B.4})$$

Para $i=N$, recordando b_N , se tiene:

$$b_N = 0 \Rightarrow P_N = 0 \Rightarrow \phi_N = Q_N \quad (\text{B.5})$$

Bibliografía

- [1] I. Santos, Desarrollo de un concentrador parabólico compuesto (CPC) y su propuesta de integración a un sistema de enfriamiento por absorción, Tesis de Doctorado, Programa de Maestría y doctorado en Ingeniería en Energía-Solar fototérmica, Instituto de Energías Renovables UNAM (2019). [II](#), [IV](#), [IV](#), [XV](#), [XVI](#), [XVIII](#), [81](#), [82](#), [84](#), [99](#), [122](#), [137](#)
- [2] R. Pérez-Espinosa, O. García-Valladares, Solar collector simulator (solcosi): A new validated model for predicting the thermal performance of flat plate solar collectors, Journal of Renewable and Sustainable Energy 10 (1) (2018) 013705. [II](#), [V](#), [58](#)
- [3] I. Santos-González, O. García-Valladares, N. Ortega, V. Gómez, [Numerical modeling and experimental analysis of the thermal performance of a compound parabolic concentrator](#), Applied Thermal Engineering 114 (2017) 1152 – 1160. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.100>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116324322> [II](#), [V](#), [XV](#), [58](#), [59](#), [62](#), [63](#), [64](#)
- [4] T. Dolores, Desarrollo o adaptación de un modelo radiativo -convectivo para la simulación climática, Tesis de Maestría, Posgrado en Ciencias de la Tierra, Centro de Ciencias de la atmósfera UNAM (2008). [1](#)
- [5] E. Rincón-Mejía, La emergencia ambiental mundial, ¿oportunidad para de-

- tonar la transición energética? (10 2019). [doi:10.13140/RG.2.2.21631.56480](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.21631.56480). 1, 2
- [6] D. L. Hartmann, Global physical climatology, Vol. 103, 2015. 1
- [7] O. Sutton, F. Elias, Título: La ciencia de la meteorología. p. imprenta: Revista de occidente. madrid.(es) 1966. 1
- [8] <http://www.comoves.unam.mx/numeros/articulo/109/cambio-climatico-que-sigue>. 1, 2
- [9] <https://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/l>. XIV, 2
- [10] S. Payback, Calor para la industria, https://www.solar-payback.com/wp-content/uploads/2017/04/Calor-Solar-Para-La-Industria_Solar-Payback_April-2017.pdf (2017). XIV, 2, 3, 4, 7, 10
- [11] S. Payback, Calor solar para la industria México. XIV, XIV, XIV, XVII, XVII, XVII, XVII, 3, 4, 11, 12
- [12] S. H. Farjana, N. Huda, M. P. Mahmud, R. Saidur, Solar process heat in industrial systems – a global review, Renewable and Sustainable Energy Reviews 82. XVII, 4, 5
- [13] O. García Valladares, I. Pilatowsky Figueroa, Aplicaciones térmicas de la energía solar en los sectores residencial, servicio e industrial. XIV, 8, 9
- [14] <http://www.ptolomeo.unam.mx>. 8
- [15] <http://www.linuo-ritter-international.com/es/acerca-de-nosotros/especialidad/>. XIV, XVII, XVII, 13, 14, 15
- [16] <https://ritter-energie.de/en/>. XIV, 15
- [17] I. S.-T. 33, S.-T. I. S. H. for Industrial Processes, Heat collectors state of the art within task 33/iv, Solar Heating and Cooling Executive Committee of

- the International Energy Agency (IEA), AEE INTEC, Gleisdorf, Feldgasse 19, Austria. [xiv](#), [xiv](#), [xv](#), [xvii](#), [xvii](#), [15](#), [16](#), [21](#), [22](#), [36](#)
- [18] CIEMAT, Plataforma solar de Almería, informa anual 2015,psa ciemat, http://www.psa.es/es/techrep/2005/ATR2005_esp.pdf (2015). [15](#)
- [19] L. García-Rodríguez, J. Blanco-Galvez, Solar-heated rankine cycles for water and electricity production: Powersol project, Desalination 212 (1-3) (2007) 311–318. [15](#)
- [20] M. C. Pereira, M. J. Carvalho, J. C. de Oliveira, New low concentration cpc type collector with convection controled by a honeycomb tim material: A compromise with stagnation temperature control and survival of cheap fabrication materials, in: ISES Solar Word Congress, 2003. [xiv](#), [xvii](#), [15](#), [16](#), [17](#)
- [21] J. Blanco, D. Alarcón, B. Sánchez, S. Malato, M. Maldonado, A. Hublitz, M. Spinnler, Technical comparison of different solar-assisted heat supply systems for a multi-effect seawater distillation unit. [xvii](#), [16](#)
- [22] SOLARFOCUS, Sales documents solar systems storage technology. [xiv](#), [xiv](#), [xvii](#), [19](#), [20](#)
- [23] F. Buttinger, T. Beikircher, M. Pröll, W. Schölkopf, Development of a new flat stationary evacuated cpc-collector for process heat applications, Solar Energy 84 (7) (2010) 1166–1174. [xiv](#), [21](#), [22](#)
- [24] R. Winston, J. C. Miñano, P. G. Benitez, et al., Nonimaging optics, Elsevier, 2005. [23](#)
- [25] C. A. Bulnes, D. R. Rosas, Introducción a la Energía Solar Térmica, Tesis de Doctorado, Instituto de Energías Renovables, UNAM, 2017. [xiv](#), [xiv](#), [xiv](#), [xiv](#), [24](#), [25](#), [31](#)

- [26] D. R. Pitts, L. E. Sissom, Schaum's outline of theory and problems of heat transfer, McGraw-Hill, 1998. [27](#), [79](#), [131](#)
- [27] S. Tapia, J. del Río, Concentrador parabólico compuesto: una descripción opto-geométrica, Revista Mexicana de Física 55 (2) (2009) 141–153. [xiv](#), [29](#)
- [28] A. Rabl, Active solar collectors and their applications, Oxford University Press, 1985. [30](#), [37](#), [38](#), [39](#), [40](#), [41](#), [43](#), [47](#), [89](#), [91](#), [113](#), [124](#)
- [29] N. Ortega, Validación experimental del modelo de transferencia de calor en un concentrador parabólico aplicado a la refrigeración solar, Tesis de Doctorado, Posgrado en Energía Solar UNAM (2008). [xv](#), [31](#), [32](#), [35](#), [63](#), [82](#)
- [30] J. A. Duffie, W. A. Beckman, Solar engineering of thermal processes, John Wiley & Sons, 2013. [xv](#), [33](#), [38](#), [44](#), [45](#), [46](#), [62](#), [90](#), [135](#), [137](#)
- [31] W. McIntire, [Truncation of nonimaging cusp concentrators](#), Solar Energy 23 (4) (1979) 351 – 355. doi:[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(79\)90130-0](https://doi.org/10.1016/0038-092X(79)90130-0).
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X79901300> [33](#)
- [32] F. Ayres, Teoría y problemas de cálculo diferencial e integral,, Ed.McGraw-Hill, Serie Schaum; México., 2017. [34](#)
- [33] A. Rabl, Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators, Solar energy 18 (6) (1976) 497–511. [38](#), [84](#)
- [34] J. J. O’Gallagher, Nonimaging optics in solar energy, Synthesis Lectures on Energy and the Environment: Technology, Science, and Society 2 (1) (2008) 1–120. doi:[10.2200/S00120ED1V01Y200807EGY002](https://doi.org/10.2200/S00120ED1V01Y200807EGY002). [38](#), [39](#), [40](#)
- [35] M. J. Brandemuehl, W. A. Beckman, Transmission of diffuse radiation th-

- rough CPC and flat plate collector glazings, *Solar Energy* 24 (5) (1980) 511–513. doi:10.1016/0038-092X(80)90320-5. 46, 68
- [36] R. Pérez, Simulación numérica y validación experimental de la eficiencia térmica en captadores solares planos de baja temperatura, Tesis de Doctorado, Programa de Maestría y doctorado en Ingeniería en Energía- Procesos y Uso eficiente de la energía, UNAM (2019). 46, 65, 66, 71, 72, 73, 131, 132, 133, 134, 135, 136, 137
- [37] <https://iat-cener.github.io/tonatiuh/>. 46
- [38] M. J. Blanco, J. M. Amieva, A. Mancillas, The tonatiuh software development project: An open source approach to the simulation of solar concentrating systems, in: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vol. 42142, 2005, pp. 157–164. 46
- [39] F. Kreith, J. F. Kreider, Principles of solar engineering, 1978. 47
- [40] <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5027/fichero/capitulo+3.pdf>. 47, 48
- [41] V. Fernández, Distribuciones de Flujo Radiante en Sistemas Concentradores de Radiación Solar. Aplicación al Desarrollo de un Código de Simulación, SolVer. Tesis Doctoral. Universidad de Sevilla 2004, Sevilla, España. (2004). 47
- [42] M. Schubnell, Sunshape and its influence on the flux distribution in imaging solar concentrators. 47
- [43] J. D. Álvarez Hervás, J. Fernández Reche, et al., Estimación de la distribución de flujo radiante en un receptor a partir de la caracterización geométrica de un sistema de concentración solar, Proyecto fin de carrera. Universidad de Almería. xv, 48

- [44] R. Blázquez, Estudio de la distribución de flujo y factor de desbordamiento de un sistema de disco parabólico, Proyecto fin de carrera. Universidad de Sevilla., Sevilla. xv, 48
- [45] G.Manterola, Sistema de seguimiento, caracterización óptica, modelado numérico y validación experimental de un prototipo de concentrador cilíndrico parabólico para la generación calor de proceso, Tesis de Maestría, Programa de Maestría y doctorado en Ingeniería en Energía- Fuentes Renovables, UNAM (2018). 56, 79
- [46] J. Cadafalch, [A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices](#), Solar Energy 83 (12) (2009) 2157 – 2164. doi:<https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.08.013>.
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X09001935> 59
- [47] O. García-Valladares, N. Velázquez, [Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers](#), International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (3) (2009) 597 – 609. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.004>.
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793100800478X> 59
- [48] T. Kuppan, Heat exchanger design handbook, Marcel Dekker. (2000). 66
- [49] C. Hsieh, [Thermal analysis of cpc collectors](#), Solar Energy 27 (1) (1981) 19 – 29. doi:[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(81\)90016-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(81)90016-5).
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X81900165> 68
- [50] D. E. Prapas, B. Norton, S. D. Probert, Thermal Design of Com-

- pound Parabolic Concentrating Solar-Energy Collectors, Journal of Solar Energy Engineering 109 (2) (1987) 161–168. [arXiv:https://asmedigitalcollection.asme.org/solarenergyengineering/article-pdf/109/2/161/5742948/161_1.pdf](https://asmedigitalcollection.asme.org/solarenergyengineering/article-pdf/109/2/161/5742948/161_1.pdf). 69
- [51] Norma NMX-ES-001-NORMEX-2005 Energía solar rendimiento térmico y funcionalidad de colectores solares para calentamiento de agua - métodos de prueba y etiquetado. [xv](#), [74](#), [81](#), [89](#), [92](#)
- [52] F. e. a. Peuser, Sistemas solares térmicos. Diseño e instalación. Progensa (2005). [74](#), [91](#), [137](#), [138](#)
- [53] S. V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow(book), Washington, DC, Hemisphere Publishing Corp., 1980. 210 p. [79](#), [139](#)
- [54] R. V. Giles, J. B. Evett, C. Liu, Schaum’s outline of fluid mechanics and hydraulics, McGraw-Hill Education, 2014. [79](#), [132](#)
- [55] M. Sandoval, Diseño y análisis experimental de diferentes tipos de receptores en un concentrador parabólico compuesto, Tesis de Maestría, Programa de Maestría y doctorado en Ingeniería en Energía- Energía y medio ambiente, Instituto de Energías Renovables UNAM (2015). [84](#), [90](#)
- [56] M. Rosales-Rivera, L. Díaz-González, S. P. Verma, Evaluation of nine usgs reference materials for quality control through univariate data analysis system, udasys3, Arabian Journal of Geosciences 12 (2) (2019) 40. [96](#)
- [57] M. Rosales-Rivera, L. Díaz-González, S. Verma, A new online computer program (bidasys) for ordinary and uncertainty weighted least-squares linear regressions: case studies from food chemistry, Revista Mexicana de Ingeniería Química 17 (2) (2018) 507–522. [96](#), [102](#)
- [58] V. Sabatelli, D. Marano, G. Braccio, V. Sharma, [Efficiency test of solar collectors: uncertainty in the estimation of regression parameters and](#)

- [sensitivity analysis](#), Energy Conversion and Management 43 (17) (2002) 2287 – 2295. doi:[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(01\)00180-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(01)00180-7).
URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890401001807> 96
- [59] E. Rincón-Mejía, M. Duran, A. Lentz, New solar air heater based on non-imaging optics for high-temperature applications, in: ASME 2009 3rd International Conference on Energy Sustainability collocated with the Heat Transfer and InterPACK09 Conferences, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2009, pp. 839–844. doi:[10.1115/ES2009-90306](https://doi.org/10.1115/ES2009-90306). 127
- [60] P. Horta, J. Henriques, M. Collares-Pereira, Impact of different internal convection control strategies in a non-evacuated cpc collector performance, Solar energy 86 (5) (2012) 1232–1244. 129, 130
- [61] P. Eames, B. Norton, Validated, unified model for optics and heat transfer in line-axis concentrating solar energy collectors, Solar Energy 50 (4) (1993) 339–355. 130
- [62] M. H. E. Lemon, M. McLinden, Refprop version 7.0. reference fluid thermodynamic and transport properties, nist standard reference database 23, uSA (2002). 131, 132, 133, 134, 135, 136
- [63] M. C. Potter, D. C. Wiggert, Schaum’s outline of fluid mechanics, McGraw-Hill Education, 2008. 132
- [64] Angela.W, Glass Specification Sheet(GSS). 135
- [65] https://www.engineeringtoolbox.com/solar-radiation-absorbed-materials-d_1568.html. 136
- [66] https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html. 136

- [67] J. M. O. M. G. O. F. Lizama-Tzec, D. Herrera-Zamora, Reporte de pinturas selectivas, centro de investigación y de estudios avanzados del instituto politécnico nacional, unidad Mérida. [137](#)
- [68] G. Lorenzini, C. Biserni, G. Flacco, Solar thermal and biomass energy, Wit Press, 2010. [137](#)
- [69] F. Moukalled, L. Mangani, M. Darwish, et al., The finite volume method in computational fluid dynamics, Vol. 113, Springer, 2016. [139](#)