



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARACTERIZACIÓN ÓPTICA Y TERMODINÁMICA DE UN COLECTOR SOLAR  
FRESNEL CON ABSORBEDOR DE MINICANALES PARA GENERACIÓN DIRECTA  
DE VAPOR

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PABLO ANDRÉS ANTONIO CASTILLO QUEZADA

PROFESOR GUÍA:  
JOSÉ CARDEMIL IGLESIAS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ  
MERCEDES IBARRA MOLLÁ

SANTIAGO DE CHILE  
2019

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: PABLO ANDRÉS ANTONIO CASTILLO QUEZADA  
FECHA: 2019  
PROF. GUÍA: JOSÉ CARDEMIL IGLESIAS

## CARACTERIZACIÓN ÓPTICA Y TERMODINÁMICA DE UN COLECTOR SOLAR FRESNEL CON ABSORBEDOR DE MINICANALES PARA GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR

En el año 2017, las energías renovables mostraron un crecimiento del 49% en la matriz energética mundial, siendo la tecnología solar fotovoltaica la tecnología con mayor crecimiento en el año. Con respecto a la tecnología solar térmica, el crecimiento se ha visto estancado desde el año 2013. De la capacidad instalada a nivel mundial, 99% corresponde a sistemas térmicos para uso domiciliario y calentamiento de piscinas, siendo prácticamente nula su participación en procesos industriales, a baja o mediana temperatura.

Dentro de los esfuerzos por desarrollar colectores más eficientes, en 2008, Gerardo Diaz presentó un nuevo diseño de colector solar utilizando tubos de minicanales como absorbedor solar. Diversos estudios han demostrado que este colector presenta una eficiencia superior que los colectores utilizados comúnmente a baja temperatura. Van Doung en 2015 investigó la aplicación a mediana temperatura de estos colectores para su integración con procesos industriales, encontrando resultados poco alentadores para un diseño sin concentración solar.

En este trabajo se presenta un nuevo diseño de colector solar de minicanales, integrando los tubos de minicanales con un sistema de concentración solar tipo lineal Fresnel para su aplicación a mediana temperatura. En el trabajo se describe el proceso de diseño del concentrador, receptor y el absorbedor de minicanales, y se desarrolla un modelo óptico y un modelo termodinámico para estudiar la operación del colector. Ambos modelos fueron validados utilizando referencias comerciales o resultados experimentales en la literatura.

Dentro de los principales resultados, se observa que bajo las mismas condiciones de operación que los colectores Fresnel comerciales, el colector Fresnel con minicanales produce un 26% más de potencia térmica por unidad de área de captación, alcanzando  $702,2 \text{ W/m}^2$ . Debido a la mayor superficie de absorción del absorbedor y la geometría del receptor, la eficiencia óptica alcanza un valor de 0,934, siendo un 50% mayor que los colectores Fresnel comerciales. Sin embargo, ya que el absorbedor de minicanales no se encuentra al vacío, las pérdidas térmicas son 12 veces mayores que en un tubo evacuado convencional. Con respecto a la generación de vapor, un módulo del colector de 6 metros de largo, con una radiación de  $900 \text{ W/m}^2$ , alcanza un título de vapor de 0,12, produciendo 31,7 kg. de vapor por hora.

Se concluye que integrar un absorbedor de tubos de minicanales a un colector lineal Fresnel mejora la eficiencia óptica del colector, alcanzando una potencia térmica superior que los modelos comerciales. Adicionalmente, gracias a la concentración solar se demuestra la factibilidad de utilizar tubos de minicanales para la generación de calor a mediana temperatura, incluyendo la generación directa de vapor.



*Álvaro, José Tomás  
y todos aquellos que ya no están con nosotros.*



# Agradecimientos

Quiero agradecer a mi familia. A mi mamá, María Isabel, que siempre me ha enseñado con el ejemplo, esforzándose y trabajando cada día por cumplir sus metas y sueños. A mi papá, Luis, por su rectitud y honestidad, la cual me ha inculcado desde pequeño. A mi hermana, Sofía, que me ha demostrado que literalmente nada es imposible, aunque suene muy cliché. Por último, a mi hermano, Felipe, por haberme acompañado todo este tiempo en las distintas aventuras de la vida. Gracias a los cuatro por apoyarme y permitirme estudiar sin problemas durante todo este tiempo.

A mi profesor guía, Dr. José Miguel Cardemil Iglesias por su constante preocupación y confianza en mi trabajo. A mi profesor co-guía, Dr. Williams Calderón Muñoz por todos los momentos y carcajadas durante los últimos tres años. A mi profesora integrante, Dra. Mercedes Ibarra Mollá, por toda la confianza y ánimo que me ha entregado este último año. Gracias a los tres, por el crecimiento profesional que me han permitido desarrollar.

A toda la comunidad del departamento de ingeniería mecánica. Al profe Elicer, por las historias de sus viajes por Japón. Al profe Rubén, que venía a sacar la vuelta a la sala de memoristas. A todas las personas que conocí, que compartí un buen rato o conversación, e incluso aquellas con las que compartí un simple saludo de pasillo, porque gracias a ustedes, en estos últimos 3 años, el quinto piso se ha convertido en mi segundo hogar.

Por último, quiero agradecer a todos los amigos y amigas que he formado en la universidad. Dani, Matus, Nico, a toda la sección 4, Benja, Jadue, Lorna, Santiago, Levet, Seba, Kathy, a todas las personas de IQBT, Ítalo, Tente, Panda, Noe, Vale, Nacha, Nati, Yani, Juanpa, Coto, Rafa, Matheus, Carlos (que me sacaste varias canas verdes) y Yanara. Quiero agradecer a José y a Iván, que sin ustedes dos aún estaría dando Máquinas o Sólidos, por todas esas noches estudiando hasta las 10-11 PM en la universidad, a Guillermo, que ha sido un guía espiritual y una persona con la que siempre puedo contar, y a Camila, que en estos 6 años aguantándome, tu amistad, paciencia y sabiduría es algo que no dejo de agradecer. Gracias a todos y todas por esta maravillosa experiencia llamada universidad.



# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Contexto energético mundial . . . . .	1
1.2. Colectores solares . . . . .	3
1.2.1. Colectores estacionarios . . . . .	3
1.2.2. Colectores solares con seguimiento . . . . .	4
1.2.3. Colector lineal Fresnel . . . . .	5
1.2.4. Colector solar de minicanales . . . . .	6
1.3. Objetivos . . . . .	8
1.3.1. Objetivo general . . . . .	8
1.3.2. Objetivos específicos . . . . .	8
1.4. Alcances . . . . .	8
<b>2. Revisión Bibliográfica</b>	<b>9</b>
2.1. Colectores lineales Fresnel . . . . .	9
2.2. Colector de minicanales . . . . .	11
2.3. Resumen . . . . .	13
<b>3. Diseño del concentrador Fresnel</b>	<b>14</b>
3.1. Diseño del sistema de concentración . . . . .	14
3.2. Diseño del receptor . . . . .	16
3.3. Diseño del absorbedor . . . . .	17
<b>4. Modelo óptico y termodinámico</b>	<b>20</b>
4.1. Modelo óptico de concentrador Fresnel . . . . .	21
4.1.1. Seguimiento del sol del concentrador. . . . .	22
4.1.2. Reflexión de rayos en concentrador secundario. . . . .	26
4.1.3. Validación del modelo óptico. . . . .	30
4.2. Modelo de termodinámico del absorbedor . . . . .	33
4.2.1. Modelo de transferencia de calor en una fase . . . . .	33
4.2.2. Modelo transferencia de calor para flujo en ebullición . . . . .	39
4.2.3. Validación del modelo termodinámico . . . . .	42
<b>5. Resultados y Análisis</b>	<b>44</b>
5.1. Desempeño bajo condiciones de referencia . . . . .	44
5.2. Análisis paramétrico . . . . .	46
5.2.1. Análisis paramétrico del concentrador . . . . .	46

5.2.2. Análisis paramétrico del receptor . . . . .	48
5.2.3. Análisis paramétrico del absorbedor . . . . .	49
5.3. Desempeño bajo condiciones de operación . . . . .	51
5.4. Generación de vapor . . . . .	54
<b>6. Conclusiones</b>	<b>56</b>
6.1. Trabajo Futuro . . . . .	58
<b>Nomenclatura</b>	<b>59</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>62</b>
<b>A. Transferencia de calor en flujos en ebullición</b>	<b>67</b>
A.1. Correlación de Cooper . . . . .	68
A.2. Correlación de Lazarek y Black . . . . .	69
A.3. Correlación de Yu et al . . . . .	70
A.4. Correlación de Kandlikar y Balasubramanian . . . . .	72
A.5. Selección de correlación de coef. de transferencia de calor . . . . .	73
<b>B. Códigos de Python para resolución de modelos matemáticos</b>	<b>75</b>
B.1. Modelo óptico . . . . .	75
B.2. Modelo termodinámico . . . . .	84

# Índice de Tablas

3.1. Tabla comparativa de colectores Fresnel comerciales. . . . .	14
3.2. Características del concentrador. . . . .	15
3.3. Características del receptor. . . . .	16
3.4. Comparación diseños de minicanal de Robles y Van Doung. . . . .	17
3.5. Características del absorbedor de minicanales. . . . .	18
4.1. Características generales de concentradores lineal Fresnel estudiados . . . . .	30
4.2. Comparación de eficiencia óptica nominal y del modelo óptico . . . . .	30
5.1. Funcionamiento colector propuesto bajo condiciones de referencia. . . . .	44
5.2. Comparación de colectores Fresnel comerciales y colectores Fresnel propuesto. . . . .	45

# Índice de Ilustraciones

1.1. Colector cilindro parabólico de la compañía SkyFuel, modelo SkyTrough. . . . .	5
1.2. Colector solar Fresnel de la compañía Soltigua, modelo FLT. . . . .	6
1.3. Vista en corte de colector de placa plana y colector de minicanales . . . . .	7
2.1. Esquema de Reflector Lineal Fresnel Compacto . . . . .	10
2.2. Contornos del campo de velocidad el interior de un receptor trapezoidal. . . . .	11
2.3. Colector de minicanales de aluminio previo a la aplicación de la pintura selectiva . . . . .	12
2.4. Manufactura de los tubos de minicanales de cobre. . . . .	12
3.1. Esquema de concentrador Fresnel . . . . .	15
3.2. Esquema de receptor trapezoidal . . . . .	16
3.3. Geometría y dimensiones generales de un tubo de minicanales. . . . .	17
3.4. Esquema de colector Fresnel con absorbedor de minicanales . . . . .	19
4.1. Sistema de coordenadas para los ángulos solares . . . . .	21
4.2. Geometría del arreglo de espejos del colector solar Fresnel. . . . .	22
4.3. Ángulo de inclinación y auxiliares para un espejo. . . . .	23
4.4. Proyecciones de la radiación incidente y reflejada sobre un espejo. . . . .	24
4.5. Pérdida por sombreado entre dos espejos consecutivos. . . . .	25
4.6. Pérdida por bloqueo entre dos espejos consecutivos. . . . .	25
4.7. Geometría general del receptor. . . . .	26
4.8. Ingreso y reflexión de rayos al interior del receptor. . . . .	27
4.9. Esquema de pérdida longitudinales. . . . .	28
4.10. Comparación IAM transversal y longitudinal para Fresnel LF11 - Industrial Solar. . . . .	31
4.11. Comparación IAM transversal y longitudinal para Fresnel LF20 - Solatom. . . . .	32
4.12. Vista en corte de receptor de minicanales. . . . .	34
4.13. Balance de energía unidimensional en el receptor. . . . .	34
4.14. Balance de energía para cada volumen de control discreto. . . . .	41
4.15. Comparación entre la eficiencia térmica experimental y trabajo actual. . . . .	42
5.1. Variación de la eficiencia óptica en función de los parámetros del concentrador. . . . .	46
5.2. Eficiencia óptica en función del ángulo de inclinación de la pared del receptor. . . . .	48
5.3. Eficiencia óptica en función del ángulo de inclinación de la pared del receptor para un absorbedor de tubo evacuado. . . . .	49
5.4. Eficiencia térmica en función del ancho y alto de un minicanal. . . . .	50

5.5. Modificadores de ángulo de incidencia para colector Fresnel de minicanales . . . . .	51
5.6. Variación de la eficiencia térmica en función del flujo másico . . . . .	52
5.7. Variación de la eficiencia térmica en función de la temperatura de entrada . . . . .	53
5.8. Variación de la eficiencia térmica en función de temperatura de entrada y la radiación incidente . . . . .	53
5.9. Variación del título de vapor en función de la radiación directa normal . . . . .	54
5.10. Variación del título de vapor en función del largo del arreglo de colectores . . . . .	55
5.11. Variación del título de vapor en función de la presión de operación . . . . .	55
A.1. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor medido experimentalmente y predicho por Cooper. . . . .	69
A.2. Coeficiente de transferencia de calor en función de la calidad de vapor. . . . .	70
A.3. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor experimental y predicho por Yu et al. . . . .	71
A.4. Comparación de correlación de Kandlikar y Balasubramanian con los datos de Yen et al. . . . .	73
A.5. Comparación de correlaciones estudiadas. . . . .	74



# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Contexto energético mundial

En el 2017, de acuerdo a estudios preliminares de la Agencia Internacional de Energía (IEA), la demanda mundial de energía aumentó en un 2,1% respecto al año anterior, alcanzando un valor de 14.050 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MToe). Este aumento en la demanda duplicó el crecimiento promedio de los últimos cinco años [1]. En este contexto, más del 70% de la nueva energía consumida fue provista por combustibles fósiles, siendo el gas natural el de mayor participación, alcanzando un suministro del 22% de la demanda mundial. Aún con la creciente participación de las energías renovables, los combustibles fósiles se mantienen con un 81% del suministro de la demanda global de energía, valor que se ha mantenido estable durante las últimas tres décadas [1].

De la demanda mundial, un tercio de la energía se destina a uso industrial, del cual solo un 26% es consumido como electricidad, mientras que el 74% restante corresponde a calor. En este contexto, cerca del 45% de la demanda de calor aún se suministra con carbón, y más del 90% del total sigue siendo suministrado con combustibles fósiles, ya sea carbón, diésel o gas natural [2].

En los últimos años las energías renovables se han posicionado en el mercado energético mundial, siendo la energía solar fotovoltaica la tecnología con mayor crecimiento en la actualidad. En 2016, la capacidad instalada de plantas fotovoltaicas creció en un 50%, instalando más de 74 GW durante el año, siendo China responsable de casi la mitad de este crecimiento [3]. De hecho, China ya superó sus metas para el 2020 en energía solar fotovoltaica, siendo líder mundial en energía hidroeléctrica, desarrollo de biocombustibles para la generación de electricidad y calor, y el mercado de los vehículos eléctricos [3].

Aún cuando la energía solar fotovoltaica ha mostrado grandes avances en la matriz energética mundial, según lo reportado por la IEA en su último informe *Tracking Clean Energy Progress 2017* [4], solo 3 de 26 tecnologías han mantenido el desarrollo necesario para cumplir las metas propuestas por el Acuerdo de París. Este acuerdo tiene como objetivo reforzar la respuesta mundial ante la amenaza del cambio climático, expresado concretamente en medidas como mantener muy por debajo de los 2°C el aumento de la temperatura mundial promedio con respecto a los niveles pre-industriales [5]. Las tecnologías que poseen el desarrollo esperado para cumplir esta meta son la energía solar fotovoltaica y eólica, los vehículos eléctricos y el almacenamiento energético. Por el contrario, ocho tecnologías se encuentran muy por debajo del desarrollo necesario y requieren un nuevo enfoque en sus políticas de desarrollo [4]. Una de estas tecnologías corresponde al calor renovable, el cual está conformado por calor por biomasa, calor solar, calor geotérmico, calor distrital renovable y el calor con electricidad renovable [3].

En la actualidad, solo un 6.9% de la potencia instalada de calor renovable corresponde a calor solar, siendo su principal contribuyente el sector residencial con sistemas domésticos de agua caliente sanitaria [3]. Estos sistemas corresponden a colectores solares de baja temperatura (menor a 100°C), principalmente colectores de tubos evacuados [6]. China nuevamente es líder mundial, concentrando un 71.0% de la capacidad instalada con 324.5  $\text{GW}_{th}$  [6]

A nivel industrial, la participación del calor solar es mínima, siendo menor al 0,001% del total de la capacidad instalada, con solo 214  $\text{MW}_{th}$  [2]. Sin embargo, durante el 2017 se instalaron 124 nuevas plantas solares para procesos industriales, lo que equivale a un área de 192.580  $\text{m}^2$  de colectores [6]. En febrero de 2018, la planta solar Miraah inició su operación Oman, generando 100  $\text{MW}_{th}$  de potencia térmica, destinada a la extracción de petróleo. Por otra parte, dos países, India y México, concentran el 41% del total de las plantas de calor solar para procesos industriales, con más de 111 instalaciones [6]. Dentro de las características que comparten ambos países se encuentran una alta radiación solar y una industria manufacturera robusta, lo cual permite este nivel de desarrollo de mercado. Chile posee una alta radiación solar pero solo cuenta con tres plantas de calor de proceso a gran escala en operación [6], siendo una de estas la planta Pampa Elvira Solar de la minera CODELCO, la cual genera 27,5  $\text{MW}_{th}$  para el proceso de electro-obtención del cobre [6]. Dada estas condiciones, se estima la existencia de un gran potencial de desarrollo del calor solar en el país, especialmente en aplicaciones industriales a baja y mediana temperatura, como lo son en la industria alimenticia, textil, agrícola y química [3], las cuales se ubican en zonas con una alta radiación solar disponible. Por esta razón, resulta necesario un mayor desarrollo tecnológico del calor solar a nivel industrial, investigando nuevos colectores solares y formas de integrar esta fuente de energía a la matriz energética del país.

## 1.2. Colectores solares

Los colectores solares son equipos que transforman la radiación solar en calor útil al calentar un fluido de trabajo. La radiación solar es captada en una superficie denominada absorbedor, la cual está físicamente unida a un circuito hidráulico, por el cual fluye el fluido de trabajo.

Ya que tanto el absorbedor como el fluido de trabajo se encuentran a temperaturas superiores a la temperatura ambiente, se producen pérdidas térmicas en el colector. Para disminuir las pérdidas, los colectores incorporan en su diseño elementos como cubiertas de vidrios, aislantes térmicos o pinturas absorbentes. A la vez, como las pérdidas térmicas son proporcionales al área del absorbedor, una forma de reducir las pérdidas es disminuyendo esta área. Debido a la reducción del área de absorción resulta necesario aumentar el flujo de radiación, por lo que se concentran la radiación mediante espejos o lentes.

Uno de los requerimientos de los colectores solares que utilizan mediana o alta concentración solar es el seguimiento del sol. Esto se debe a que los dispositivos ópticos solo son capaces de reflejar la radiación hacia el absorbedor si esta se encuentra dentro del rango de aceptación del dispositivo. Este rango se llama ángulo de aceptación, y para mantener la radiación solar incidente dentro de este ángulo de aceptación, deben seguir la trayectoria del sol durante el día [7]. Esto establece una clasificación para las diferentes tecnologías de colectores solares:

- **Colectores estacionarios:** Son aquellas tecnologías sin concentración o con concentración bastante baja las cuales no requieren seguimiento del sol.
- **Colectores con seguimiento:** Son aquellas tecnologías con concentración mediana y alta, por lo que requieren seguimiento solar para mantener el ángulo de incidencia de la radiación dentro del ángulo de aceptación del colector.

### 1.2.1. Colectores estacionarios

Dentro de las tecnologías de colectores solares estacionarios, las más utilizadas en el mercado [7] corresponden a:

- **Colector de placa plana:** Es un tipo de colector solar cuyo funcionamiento se basa en la absorción de la radiación solar por medio de una placa plana, usualmente fabricada de un material con elevada conductividad térmica. Luego, la radiación absorbida se transfiere a un circuito hidráulico en contacto con la placa, calentando el fluido de trabajo, el cual es comúnmente agua [8]. Usualmente este tipo de colectores se utilizan en aplicaciones a baja temperatura, hasta 80°C [9].

- **Colector de tubos evacuados:** Estos colectores consisten en filas de tubos de vidrios los cuales poseen en su interior tubos de calor con fluido térmico en su interior. El espacio entre el tubo de calor y el tubo de vidrio se encuentra al vacío, lo que reduce las pérdidas térmicas por convección. Los colectores de tubos evacuados pueden alcanzar mayores temperaturas que los colectores de placa plana y se utilizan preferentemente en climas fríos [7].
- **Concentrador parabólico compuesto:** Este tipo de concentrador utiliza reflectores parabólicos basado en los principios de la óptica sin imagen, los cuales se utilizan para concentrar la radiación en colectores de tubos evacuados o, en menor medida, colectores de placa plana [7].

### 1.2.2. Colectores solares con seguimiento

Muchos sectores y procesos industriales utilizan agua caliente o vapor en sus procesos, por lo que para suministrar calor solar a estos niveles de temperaturas, es necesario concentrar más radiación en el absorbedor y reducir las pérdidas térmicas del colector.

Los colectores solares que utilizan concentración presentan una mayor complejidad que los colectores estacionarios. Los dispositivos ópticos deben seguir al sol y reflejar la radiación hacia el receptor, generando nuevos requerimientos en la operación y mantención, particularmente en la calidad óptica del dispositivo durante prolongados períodos de tiempo, debido a la presencia de polvo, lluvias y/o condiciones ambientales corrosivas. La combinación de estas consideraciones durante la operación junto con los mayores costos de los colectores han restringido el desarrollo de los concentradores solares [10].

En la actualidad, cuatro tecnologías de concentración cuentan con un mayor desarrollo tecnológico. Dos corresponden a tecnologías de concentración lineal y las otras dos, a tecnologías de concentración puntual. La mayor diferencia entre la concentración lineal y puntual reside en el factor de concentración, siendo mayor para la concentración puntual, por lo que es posible alcanzar mayores temperaturas. La desventaja de este tipo de concentración es el requerimiento del seguimiento del sol en dos ejes, al contrario de la concentración lineal, la cual solo requiere seguimiento en un eje [11].

Las dos tecnologías de concentración puntual corresponden a los concentradores de torre central y los concentradores de disco Stirling. La tecnología de torre central consiste en un campo de espejos los cuales reflejan la radiación hacia un receptor ubicado en una torre, en donde la radiación es absorbida y transformada en calor. Debido a los altos niveles de concentración de esta tecnología, su principal uso reside en la generación de electricidad, por medio de ciclos de potencia [12].

La tecnología de concentradores de disco Stirling consiste en la utilización de un reflector parabólico, el cual refleja la radiación solar hacia un receptor ubicado en el punto focal de la parábola. En el receptor se utiliza habitualmente un motor Stirling o una micro-turbina para la producción de electricidad. Debido a limitaciones en su diseño, es complejo integrar almacenamiento térmico, por lo que se ha visto restringido su desarrollo tecnológico [12].

Con respecto a las dos tecnologías de concentración lineal, estas corresponden a los colectores cilindro parabólicos y los colectores lineales Fresnel. Con respecto a los primeros, son una de las tecnologías más maduras a nivel mundial [11]. El concentrador de este colector está diseñado bajo el principio geométrico de una parábola, reflejando cada haz paralelo a su eje hacia el foco de la parábola. El seguimiento del sol se realiza respecto a su eje longitudinal, reflejando la radiación hacia el absorbedor, el cual suele ser un tubo evacuado [7]. Estos colectores poseen un alto costo de inversión debido a la forma curva del reflector, la necesidad de acoples flexibles y de fundaciones sólidas en el terreno [11]. En la imagen se muestra un colector cilindro parabólico de la compañía SkyFuel.



Figura 1.1: Colector cilindro parabólico de la compañía SkyFuel, modelo SkyTrough.

### 1.2.3. Colector lineal Fresnel

Los colectores lineales Fresnel (*LFC*, por sus siglas en inglés) son similares a los colectores cilindro parabólicos, pero en vez de utilizar un reflector parabólico, utilizan una serie de espejos planos, o ligeramente curvados. Estos espejos se localizan en la base del colector, los cuales se inclinan en diferentes ángulos para reflejar la radiación hacia un receptor fijo ubicado sobre el arreglo de espejos. Cada fila de espejos se equipa con un sistema de seguimiento en un eje, los cuales aseguran una correcta reflexión hacia el receptor [11].

Al contrario de los colectores cilindro parabólicos, ya que el concentrador utiliza un arreglo de espejos planos o ligeramente curvados, la línea focal de los colectores Fresnel se encuentra distorsionada. Debido a este motivo, habitualmente se utiliza un reflector secundario en el receptor, de esta manera se puede reflejar la radiación no incidente hacia el absorbedor. El absorbedor, al igual que en los colectores cilindro parabólicos, corresponde a un tubo evacuado, aunque también se suelen utilizar varios tubos en paralelo formando un arreglo multi-tubos. Con este tipo de absorbedor se puede capturar la mayor parte de la radiación sin utilizar espejos secundarios [12].

Las principales ventajas de un colector Fresnel con respecto a un colector cilindro parabólico son [12]:



Figura 1.2: Colector solar Fresnel de la compañía Soltigua, modelo FLT.

- Los LFC utilizan espejos planos, los cuales pueden ser producidos a nivel industrial en cualquier país.
- Los LFC requieren menos acero y concreto, ya que la estructura que soporta los espejos es más ligera. Esto también facilita el proceso de ensamblaje e instalación.
- Las cargas de viento son menores, lo que mejora la estabilidad estructural, por lo que no requieren grandes fundaciones.

Estas ventajas estructurales se deben equiparar con la menor eficiencia óptica de los colectores Fresnel debido a su línea focal distorsionada [12]. A pesar de su menor eficiencia, la relativa simplicidad de los colectores Fresnel implica que pueden ser manufacturados localmente y a un menor costo que los colectores cilindro parabólicos.

#### 1.2.4. Colector solar de minicanales

Dentro de los esfuerzos por desarrollar colectores solares más eficientes, en 2008, Diaz [13] presentó un nuevo diseño de colector, el cual utilizó tubos de minicanales como absorbedor. Un minicanal consiste en un canal cuyo diámetro hidráulico se encuentra en el rango de los  $200 \mu m$  y  $3 mm$  [14]. La ventaja del diseño de Diaz residía en el aumento de la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo, debido a una mayor área de intercambio térmico, tal como se ve en la figura 1.3, y a un mayor coeficiente de transferencia de calor debido a la reducción del diámetro hidráulico [14]. Gracias a esto, el colector de minicanales de Diaz presentaba una mayor eficiencia térmica que colectores tradicionales de placa plana.

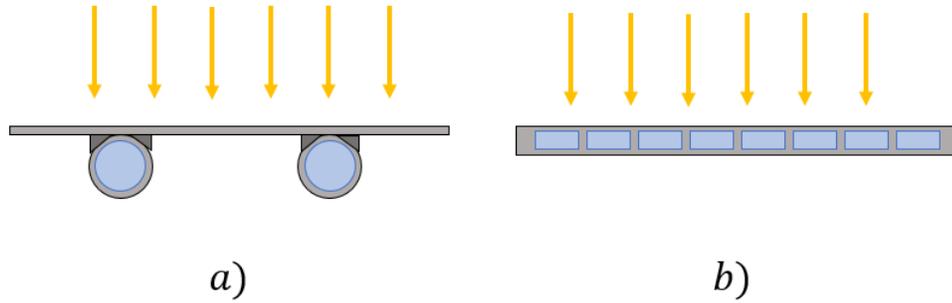


Figura 1.3: Vista en corte de colector de placa plana (a) y colector de minicanales (b).

Desde entonces se han diseñado, manufacturado y ensayado distintas variaciones de colectores de minicanales, de los cuales se destacan los trabajos de Mansour [15], Robles et al. [16] y Van Duong [17]. Dentro de los avances en la investigación, se encuentra la formulación de modelos matemáticos de transferencia de calor en el colector, diversos ensayos experimentales a baja temperatura (menor a  $100^{\circ}\text{C}$ ) y un ensayo a mediana temperatura. En el trabajo de Van Duong [17] se estudió la generación de vapor en un colector de minicanales para aplicaciones industriales a mediana temperatura, reportando un bajo desempeño en la producción de vapor, alcanzando un título de vapor de solo 0,00024 (2.4 g/min de vapor para un flujo de 9.8 L/min de agua) [17].

Para alcanzar una mayor producción de vapor y demostrar su potencial aplicación a nivel industrial, resulta necesario aumentar el flujo de radiación, concentrando la radiación solar en el absorbedor. Por este motivo, en este trabajo se estudia el efecto de la concentración solar en un colector de minicanales, específicamente utilizando un colector lineal Fresnel como concentrador. Debido a la mayor complejidad del concentrador, se estudian los fenómenos ópticos asociados y su influencia en la eficiencia óptica del colector. Adicionalmente, para determinar la eficiencia térmica y la generación de vapor, se plantea un modelo de transferencia de calor para flujos en ebullición al interior de minicanales.

## 1.3. Objetivos

### 1.3.1. Objetivo general

Caracterizar la eficiencia óptica y térmica de un colector solar tipo Fresnel con absorbedor de tubo de minicanales para generación directa de vapor.

### 1.3.2. Objetivos específicos

- Definir la geometría y dimensiones del colector Fresnel y absorbedor de minicanales.
- Plantear el modelo óptico del concentrador Fresnel.
- Plantear el modelo termodinámico del absorbedor de minicanales.
- Analizar el funcionamiento del colector para distintos parámetros de diseño y variables de operación.
- Determinar numéricamente las curvas de eficiencia óptica y térmica en función de las variables de operación.
- Cuantificar la generación de vapor en el colector solar.

## 1.4. Alcances

Respecto a los alcances de este trabajo, se estudian los fenómenos ópticos asociados al concentrador Fresnel, considerando la reflexión en el arreglo de espejos y en el receptor. También se estudia la transferencia de calor al interior del absorbedor de tubo de minicanales, considerando las pérdidas térmicas al ambiente y el cambio de fase asociado a la generación de vapor.

Este trabajo no contempla realizar ensayos experimental del diseño del colector, por lo que la validación de los modelos matemáticos desarrollados se realiza utilizando datos y estudios disponibles en la literatura.

# Capítulo 2

## Revisión Bibliográfica

### 2.1. Colectores lineales Fresnel

Tal como se mencionó en el capítulo anterior, los colectores lineales Fresnel son una de las dos tecnologías de concentración lineal con mayor desarrollo tecnológico a la fecha. Los colectores Fresnel están formados por tres elementos: un concentrador, un receptor y un absorbedor. El concentrador es el arreglo de espejos que refleja la radiación solar hacia el receptor. El receptor es un reflector secundario que refleja la radiación no incidente hacia el absorbedor, y el absorbedor es el intercambiador de calor en donde se concentra la radiación y se transfiere el calor al fluido de trabajo [18].

El concentrador está formado por un arreglo de espejos, los cuales se encuentran cercanos al suelo, por lo que las cargas de viento son bajas. Esto le brinda flexibilidad al diseño del concentrador, permitiendo definir la cantidad de espejos del arreglo, por lo que se puede alcanzar diferentes niveles de temperatura según los requerimientos de la aplicación. Históricamente, la mayoría de los colectores Fresnel fueron construidos o desarrollados para aplicaciones a baja o media temperatura (menor a 400 °C) [19], [20], [21]. Dentro de las aplicaciones más comunes se encuentran la climatización de edificios, integración con procesos térmicos, tratamiento de agua, etc [18]. Con respecto a la investigación actual, esta se enfoca en el desarrollo de concentradores Fresnel para aplicaciones a altas temperaturas, utilizando sales fundidas como fluido de trabajo en plantas de generación de potencia [22], [23], [24], [25]. Dentro de los principales resultados se encuentra la factibilidad de utilizar sales fundidas (*Hitec*) hasta los 550°C, con un tamaño de planta que minimiza el LCOE de 100 a 150 MW<sub>e</sub> [24].

Gracias a la modularidad del concentrador, existe libertad en su diseño, permitiendo variar las dimensiones de cada espejo, el número de espejos y la disposición general del colector. Adicionalmente, el receptor se encuentra fijo, por lo que se pueden utilizar diferentes geometrías de receptores y absorbedores [26]. Tanto el concentrador como el receptor influyen directamente en el desempeño del colector, ya sea mediante la eficiencia óptica o la eficiencia térmica del colector, por lo que diversos estudios se han enfocado en el análisis de estos elementos.

En 1994, Sootha y Negi [27] estudiaron la distribución de la radiación incidente en diferentes geometrías de receptores, incluyendo receptores triangulares, horizontales planos, verticales planos y receptores tubulares. Mills y Morrison [28] propusieron un nuevo diseño de colector, llamado Reflector Lineal Fresnel Compacto (*CLFR*, por sus siglas en inglés), el cual permite apuntar cada espejo a dos posibles receptores. Tal como se ve en la fig. 2.1, cada espejo de forma alternada refleja la radiación a dos posibles receptores, esto disminuye las pérdidas ópticas por sombras o bloqueos entre espejos. Häberle et al. [29] evaluaron la eficiencia óptica de la planta Solarmundo. Dentro de sus principales resultados se destacó la posibilidad de alcanzar una eficiencia óptica del 61 % con colectores Fresnel.

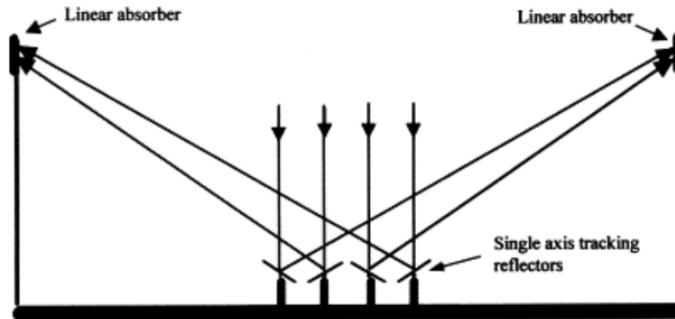


Figura 2.1: Esquema de Reflector Lineal Fresnel Compacto, extraído de Mills y Morrison [28].

Con respecto a la eficiencia térmica del receptor, debido a la complejidad geométrica del receptor y de los fenómenos de transferencia de calor, la mayoría de los estudios han sido realizados mediante simulaciones computacionales o ensayos experimentales [26]. Häberle et al. [29] desarrollaron un modelo 2D del receptor para estudiar las pérdidas térmicas en los colectores de la planta Solarmundo. Reynolds et al. [30] estudió las pérdidas térmicas de un receptor trapezoidal, analizando los patrones generados durante la convección natural. Facão y Oliveira [31] estudiaron el efecto de los parámetros de diseño del receptor en las pérdidas térmicas, en especial debido a la convección natural. En la Figura 2.2 se muestran los contornos del campo de velocidad producido por la convección natural al interior del receptor. La mayoría de los estudios hasta la fecha tratan los fenómenos ópticos de forma independiente a los fenómenos térmicos, determinando la eficiencia óptica o la eficiencia térmica en cada caso.

Dentro de las geometrías de receptor más utilizadas se encuentran los receptores trapezoidales y los receptores parabólicos compuestos. Debido a las dimensiones y la construcción del receptor, no es posible generar vacío en su interior, por lo que existen pérdidas térmicas en el absorbedor debido a la convección natural generada al interior del receptor [32]. Para aplicaciones entre 180-300°C, se pueden utilizar tubos convencionales (no evacuados) como absorbedores [33]. En cambio, para alcanzar mayores temperaturas, resulta necesario disminuir las pérdidas térmicas, por lo que se utilizan tubos evacuados.

Hasta 2013, diversas empresas y grupos de investigación se encontraban desarrollando colectores Fresnel, entre los cuales se encontraban Novatec Solar, Areva Solar, Industrial Solar, Soltigua, Solar Euromed, Fera Solar, entre otros [18], [11], [7]. De aquellas empresas, en la actualidad solo Industrial Solar y Soltigua siguen en operación.

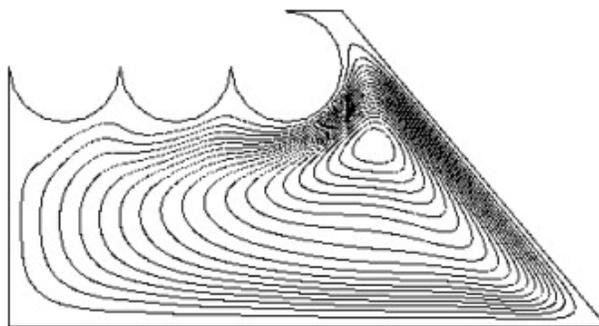


Figura 2.2: Contornos del campo de velocidad el interior de un receptor trapezoidal. Extraído de Facão y Oliveira [31].

## 2.2. Colector de minicanales

La investigación de los colectores solares de minicanales es relativamente reciente. El primer diseño fue desarrollado en 2008, por Diaz [13]. Este diseño consistía en utilizar como colector un tubo de minicanales al interior de un tubo evacuado. Posteriormente, Sharma y Diaz [34] analizaron numéricamente este diseño, desarrollando un modelo matemático de la transferencia de calor por radiación y conducción del colector. Los resultados mostraron que este colector poseía una eficiencia térmica mayor que colectores convencionales, ya sea tipo placa plana o tubos evacuados con tubos de calor. Esto se debe a la mayor tasa de transferencia de calor en los minicanales y la reducción de las pérdidas térmicas por convección.

Mansour estudió un diseño similar de colector de minicanales, pero esta vez utilizando como referencia un colector de placa plana [15]. En este trabajo también se presentó un modelo matemático para determinar la eficiencia y las pérdidas térmicas del colector. El modelo matemático se validó con ensayos experimentales realizados en un colector de  $0,6 \text{ m}^2$ . Dentro de los principales resultados se destacan un factor de remoción de calor un 16,1% mayor que un colector de placa plana de igual dimensiones. Oyinlola et al. [35] estudiaron de forma analítica y experimental el perfil de temperatura en el absorbedor de minicanales, con el objetivo de desarrollar un modelo térmico para su posterior uso en el diseño del colector.

La primera evaluación anual del desempeño de un colector de minicanales corresponde al trabajo de Robles et al. [16], en el cual se monitoreo la operación de un colector de minicanales de aluminio tipo placa plana durante todo un año. En este trabajo se presentó el diseño y manufactura del colector mostrado en la fig. 2.3. Este colector esta compuesto por 11 tubos de minicanales, los caules se conectan por un manifold inferior y superior, los cuales circulan el fluido de trabajo a traves de los minicanales. Adicionalmente, se desarrolló de un modelo matemático, basado en el trabajo de Diaz y Sharma. Los resultados mostraron una eficiencia térmica promedio 13% superior a un colector de placa plana de igual dimensiones, como también una mayor generación de calor durante el día.

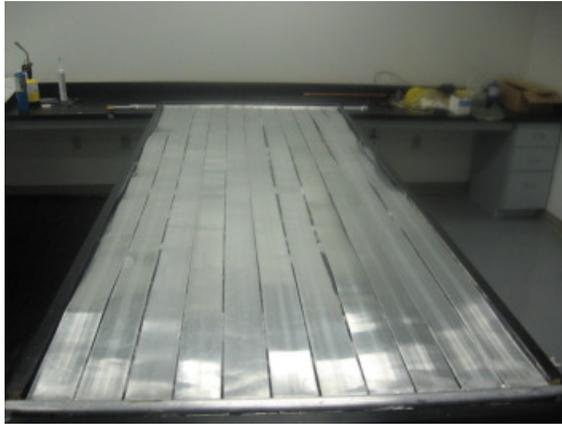


Figura 2.3: Colector de minicanales de aluminio previo a la aplicación de la pintura selectiva. Extraído de Robles et al. [16]

Por último, Van Dong [17] estudió la aplicación de colectores de minicanales para la generación de calor a mediana temperatura. En su trabajo se presenta el diseño, manufactura y ensayo de un colector de tubos de minicanales de cobre tipo placa plana. Los tubos de minicanales fueron manufacturados con cobre, tal como se puede apreciar en la fig. 2.4. Cada tubo medía aproximadamente 2 metros de largo una vez extruidos, fig. 2.4a, y contaban con 7 canales interiores con un diámetro hidráulico de 2,5 mm, fig 2.4b. Dentro de los avances realizados por Van Dong se encuentra el planteamiento de un modelo bifásico de la transferencia de calor del colector, estudiando diferentes coeficientes de transferencia de calor. Por limitaciones técnicas durante el ensayo, no fue posible estudiar la generación de vapor en el colector, por lo que se utilizó un intercambiador secundario para generar vapor, obteniendo un título de vapor bastante bajo, de solo 0.00024.



(a) Tubos de minicanales de cobre después de la extrusión.



(b) Vista transversal del tubo de minicanales.

Figura 2.4: Manufactura de los tubos de minicanales de cobre. Extraído de Van Duong [17].

## 2.3. Resumen

Los colectores Fresnel son una de las tecnologías de concentración solar con mayor desarrollo tecnológico. Se han estudiado diversos diseños de concentradores y geometrías de receptores, investigando la eficiencia óptica y las pérdidas térmicas del colector. Gracias a su diseño modular, es posible adaptar el diseño del concentrador para aplicaciones y temperaturas específicas.

Con respecto a los colectores de minicanales, esta tecnología ha demostrado poseer un mejor desempeño que colectores tipo placa plana en aplicaciones a baja temperatura. Se han desarrollado modelos matemáticos de la transferencia de calor y realizado ensayos experimentales bajo condiciones ambientales. Recientemente se investigó su potencial para la aplicación a mediana temperatura, sin embargo, no se obtuvieron resultados favorables al utilizar un diseño tipo placa plana. Por lo que para alcanzar un mayor nivel de temperaturas es necesario utilizar concentración solar.

En este trabajo, se estudia el desempeño de un colector solar de minicanales a mediana temperatura, utilizando concentración solar mediante la integración con un colector lineal Fresnel. Esta integración es posible gracias a la modularidad y flexibilidad en el diseño de los colectores Fresnel. Debido a la nueva geometría del absorbedor a utilizar, se esperan cambios en la eficiencia óptica del colector, los cuales son investigados en este trabajo.

# Capítulo 3

## Diseño del concentrador Fresnel

En este capítulo se presenta el diseño del concentrador Fresnel propuesto en este trabajo. El diseño se divide en tres partes: el diseño del sistema de concentración, el diseño del receptor y el diseño del absorbedor. Para cada elemento del colector se utiliza como referencia modelos comerciales o estudios disponibles en la literatura.

### 3.1. Diseño del sistema de concentración

El proceso de diseño del concentrador está basado en el diseño de los colectores Fresnel comerciales utilizados para ser integrados con procesos industriales. Entre estos modelos se encuentran comúnmente el colector LF 11 de Industrial Solar [36], FLT de Soltigua [37] y LF 20 de Solatom [38]. Adicionalmente se considera como referencia el trabajo de Walker [11], el cual desarrolló un colector Fresnel de bajo costo para su aplicación en Sudáfrica. En la Tabla 3.1 se presentan las principales características de los colectores Fresnel mencionados.

Tabla 3.1: Tabla comparativa de colectores Fresnel comerciales.

Característica	Industrial Solar	Solatom	Soltigua	Walker
Area de captación ( $m^2$ )	22	26,4	148,5	9,6
Largo del módulo (m)	4,06	6	25,02	3
Ancho de módulo (m)	7,5	6	8,05	4
Número de espejos	11	10	10	16
Ancho de espejo (m)	0,5	0,44	0,59	0,2
Altura de receptor (m)	4,5	3,5	4	2
Geometría Receptor	Trapezoidal	Trapezoidal	Trapezoidal	Poligonal
Absorbedor	Tubo evacuado	Tubo evacuado	Tubo evacuado	Tubería convencional
Eficiencia óptica	0,635	0,62	0,621	0,45

Tal como se puede ver en la tabla 3.1, los tres colectores Fresnel comerciales poseen características similares. Un ancho de 6 a 8 metros, 10 o 11 espejos, un receptor trapezoidal con un absorbedor de tubo evacuado en su interior y una eficiencia óptica de un 62-63 %. La única diferencia corresponde al largo del colector, y por ende la área de captación, la cual está definida por la cantidad de módulos recomendada por el fabricante.

Con respecto al colector construido por Walker, debido a limitaciones de espacio, las dimensiones del concentrador son menores. Adicionalmente, en el trabajo solo se presentó la eficiencia térmica del colector, la cual es cercana al 45 %, bastante menor que los modelos comerciales. Esto se debe a la utilización de un tubería convencional como absorbedor, por lo que las pérdidas térmicas por convección son significativas.

Considerando que los tres colectores Fresnel comerciales presentan una eficiencia similar, se establecen dimensiones y parámetros similares, los cuales se muestran en la tabla 3.2, junto con un esquema del concentrador en la Figura 3.1.

Característica	Concentrador Propuesto
Largo del módulo, $L$ (m)	6
Ancho de módulo, $W$ (m)	5,4
Número de espejos, $N_m$	11
Ancho de espejo, $w_m$ (cm)	40
Área de captación, $A_{ap}$ ( $m^2$ )	26,13
Altura de receptor, $H$ (m)	3,85

Tabla 3.2: Características del concentrador.

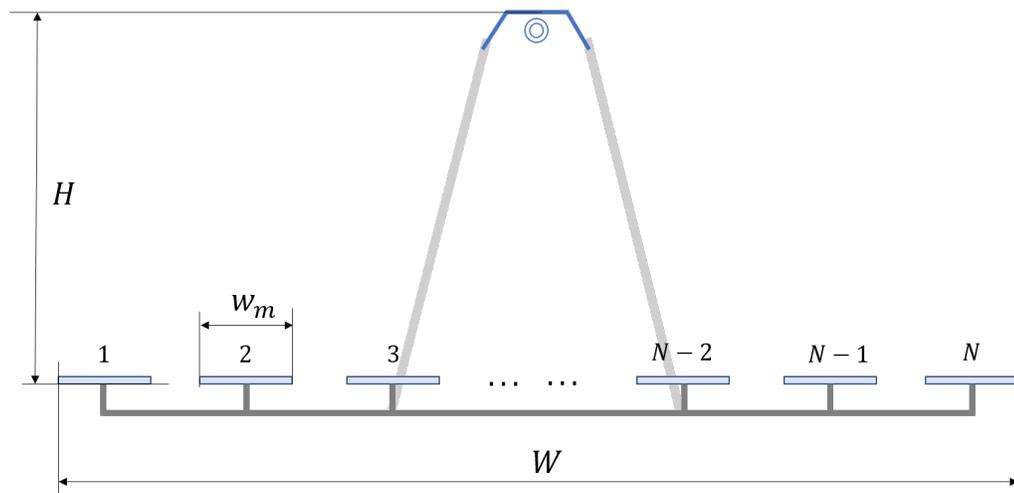


Figura 3.1: Esquema de concentrador Fresnel

### 3.2. Diseño del receptor

Con respecto al diseño del receptor, el proceso de optimización es bastante complejo y depende de la configuración del concentrador y el absorbedor, por lo que no existe un consenso sobre una geometría óptima del receptor [18]. En este trabajo se asume una geometría trapezoidal, al igual que en los colectores comerciales, definiendo el ancho inferior  $W_{inf}$  igual a 1.1 veces el ancho del espejo  $w_m$  y la altura de receptor  $h_{rec}$  igual a  $w_{inf}/2$ . El ángulo de inclinación de la pared  $\delta$  se determinan bajo la condición de que la radiación reflejada desde el último espejo incida en el absorbedor, el cual está instalado en la cara superior del receptor, tal como se observa en la figura 3.2.

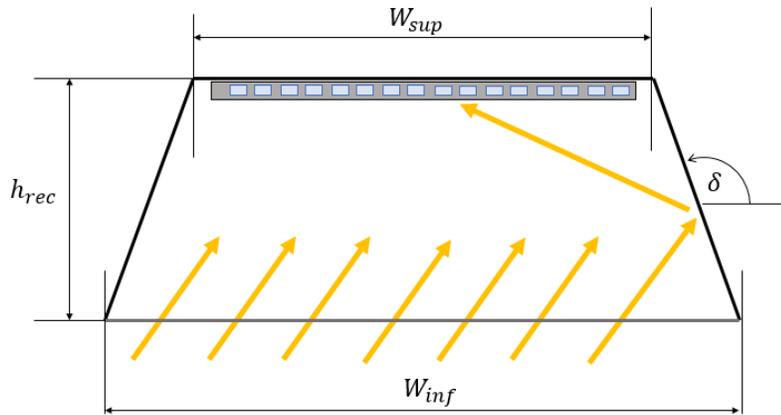


Figura 3.2: Esquema de receptor trapezoidal

Para cumplir la condición anterior, el ángulo de inclinación de la pared  $\delta$  tiene un valor aproximado de  $100^\circ$ . Por último, una vez definida la altura y el ángulo de inclinación, es posible determinar el ancho superior  $W_{sup}$ , cuyo valor corresponde a 36 cm. A continuación se muestra un cuadro resumen con las características del receptor.

Características	Receptor Propuesto
Tipo	Trapezoidal
Ancho Inferior, $w_{inf}$ (cm)	44
Altura, $h_{rec}$ (cm)	22
Inclinación, $\delta$ ( $^\circ$ )	$\approx 100$
Ancho superior, $w_{sup}$ (cm)	36

Tabla 3.3: Características del receptor.

### 3.3. Diseño del absorbedor

El diseño del absorbedor de minicanales se basa en los colectores construidos por Robles et al. [16] y Van Doung [17]. Los diseños de minicanales utilizados eran similares, aun cuando el colector analizado por Robles et al. fue extruido en aluminio, en cambio, el construido por Van Doung fue extruido en cobre. Como el cobre posee una mayor conductividad térmica que el aluminio, el colector de Van Doung presenta una mayor eficiencia térmica.

Con respecto al tubo de minicanales, sus dimensiones principales corresponden al ancho de un minicanal  $w_p$ , la altura del minicanal  $h_p$ , y el espesor de la pared  $e_{mc}$ , el cual se asume igual tanto para la pared horizontal como vertical. Adicionalmente, un tubo de minicanales posee una cantidad  $N_p$  de minicanales.

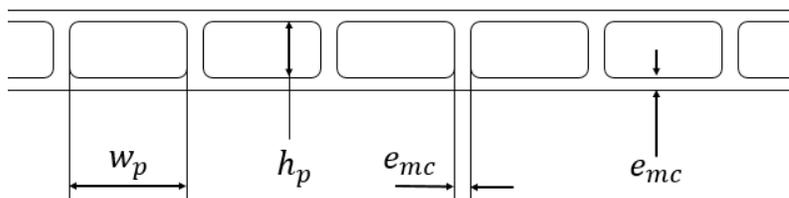


Figura 3.3: Geometría y dimensiones generales de un tubo de minicanales.

Robles et al. estudiaron un solo diseño de minicanales, mientras que Van Doung estudió tres diseños, seleccionando el #3 para su fabricación y posterior estudio. En la Tabla 3.4 se muestran las principales características de los tubos de minicanales estudiados:

Tabla 3.4: Comparación diseños de minicanal de Robles y Van Doung.

Diseño	$w_p$ (mm)	$h_p$ (mm)	$e_{mc}$ (mm)	$N_p$
Robles	1,8	1	0,5	40
Van Doung #1	2,5	2,0	0,3	8
Van Doung #2	2,5	1,4	0,3	7
Van Doung #3	2,5	2,0	0,3	7

En el presente trabajo, se considera el diseño #3 de Van Doung, ya que entre los tres diseños estudiados, este contaba con la menor pérdida de carga y mejor transferencia de calor [17]. Respecto al número de minicanales por tubo, se considera toda la superficie superior del receptor como un solo tubo de minicanales, con lo que se tendrían aproximadamente 128 minicanales, correspondiente a un área transversal de flujo de  $640 \text{ mm}^2$ . Por último, siguiendo las recomendaciones de Van Doung, el material seleccionado para el minicanal corresponde a cobre, ya que posee una mayor conductividad térmica que el aluminio.

Como los tubos de minicanales están fabricados en cobre, se considera una pintura selectiva para mejorar las propiedades ópticas del absorbedor. En este caso, se considera la misma pintura utilizada por Robles et al. y Van Doung, la cual corresponde a Black Chrome EC-Series. Esta pintura cuenta con una absorptividad del 95 % y una emisividad máxima de 12 % [17]. Para disminuir las pérdidas térmicas por convección se utiliza una cubierta de vidrio en el receptor. La cubierta corresponde a un vidrio extra claro de la compañía Solite, la cual corresponde a la misma cubierta utilizada por Robles et al. [16].

En la tabla 3.5 se presentan las características del absorbedor, la pintura selectiva y la cubierta del receptor utilizadas en este trabajo.

Tabla 3.5: Características del absorbedor de minicanales.

Propiedades	Valor
Absorbedor de minicanales	
Largo del absorbedor (m)	6
Ancho del absorbedor (m)	0,36
Área del absorbedor ( $m^2$ )	2,16
Área transversal de flujo ( $mm^2$ )	640
Número de minicanales	128
Ancho minicanal (mm)	2,5
Altura minicanal (mm)	2,0
Conductividad térmica (W/m K)	400
Cubierta de vidrio	
Emisividad, $\varepsilon_g$	0,84
Reflectividad, $\rho_g$	0,08
Transmisividad, $\tau_g$	0,9
Pintura selectiva	
Absorptividad, $\alpha_{abs}$	0,95
Emisividad, $\varepsilon_{abs}$	0,12

En la figura 3.4 se muestra un esquema del concentrador lineal Fresnel, en donde se aprecia el absorbedor de tubo de minicanales en la parte superior del receptor trapezoidal.

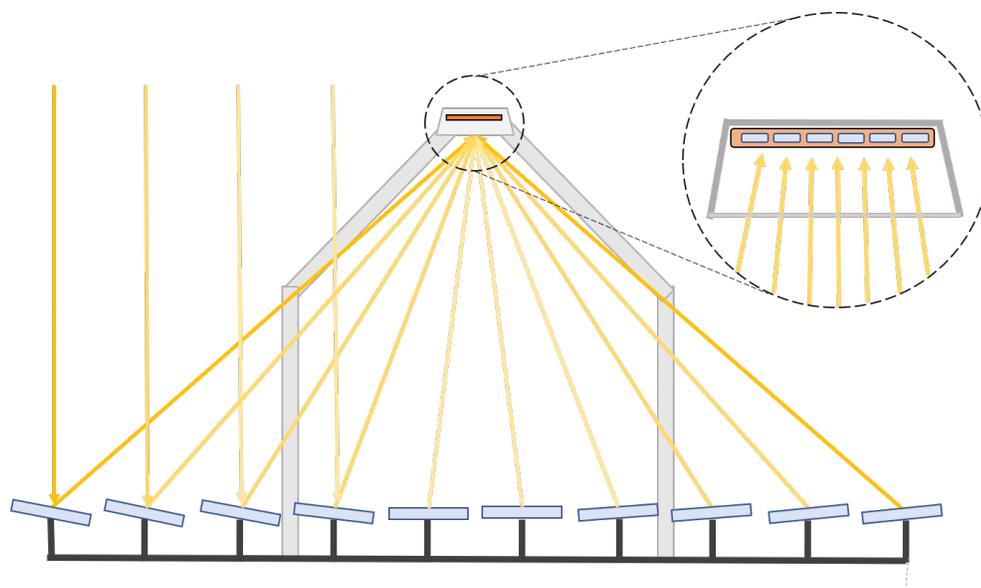


Figura 3.4: Esquema de colector Fresnel con absorbedor de minicanales

# Capítulo 4

## Modelo óptico y termodinámico

Una práctica común para evaluar la operación de los colectores Fresnel es analizar su desempeño óptico y térmico por separado [18]. Para analizar el desempeño óptico se utilizan programas de seguimiento de rayos y se determina la eficiencia óptica del concentrador. Con respecto al desempeño térmico, se utilizan programas de simulación energética, calculando las pérdidas térmicas y el calor útil. De esta forma, acoplando los dos análisis anteriores se determina la eficiencia del colector para una posición dada del sol [11].

Los dos métodos más utilizados para realizar el seguimiento de rayos corresponden al método de Monte Carlo (*Monte Carlo Ray Tracing o MCRT*) y el método geométrico de bordes.

El método de Monte Carlo utiliza un enfoque estadístico, generando rayos bajo distribuciones de probabilidad. Posterior a esto, la trayectoria de cada rayo es seguida a través de las diferentes reflexiones hasta que es absorbido por el absorbedor o se pierde al ambiente. Usualmente este método es bastante preciso pero requiere una cantidad considerable de rayos y por ende un tiempo computacional alto [11].

El método geométrico de bordes es una aproximación más simple que el método de seguimiento de rayos, por lo que puede proveer resultados de forma rápida y con buena precisión [11]. El concepto base reside calcular el ángulo de inclinación cada espejo tal que un rayo emitido desde la posición del sol se refleje hacia el absorbedor. Luego de esto, se emiten nuevos rayos desde cada espejo hacia el absorbedor y se contabiliza la superficie en que inciden. Si es un espejo al interior del receptor, se realiza una nueva reflexión; si es el absorbedor, se contabiliza la absorción del rayo, y si se pierde al ambiente, se deja de seguir. Por último, la eficiencia óptica se determina según la cantidad de rayos absorbidos respecto a la cantidad emitida.

## 4.1. Modelo óptico de concentrador Fresnel

El modelo óptico a utilizar corresponde al modelo geométrico de bordes. Se utiliza este método debido a su simplicidad pero buena precisión, por lo que es ideal para desarrollar una herramienta para evaluar el desempeño de diferentes diseños de colectores Fresnel.

El método está basado en el trabajo de Walker [11], en el cual se investiga y desarrolla un colector solar Fresnel para Sudáfrica. Una de las ventajas del método aplicado por Walker es la simulación por separado del arreglo de espejos y el receptor, por lo que es posible analizar por separado como influyen distintos parámetros del colector, ya sea del concentrador, receptor o absorbedor.

Dentro de los principales supuestos del modelo desarrollado se encuentra considerar toda la radiación solar paralela, es decir, no se considera el cono solar de  $0.52^\circ$ . Se considera la reflexión de los espejos completamente especular, es decir, no existe reflexión difusa de la radiación, como también un seguimiento perfecto del sol, despreciando los errores asociados a los dispositivos mecánicos.

Con respecto a la posición del sol, se asume que el colector se alinea de forma longitudinal con la dirección N-S. Mediante el ángulo azimutal y el zenit solar, se proyecta la posición del sol en un plano E-O, formando un ángulo de incidencia transversal, tal como se ve en la figura 4.1. También se proyecta el sol en el plano N-S, con lo que se genera un ángulo de incidencia longitudinal.

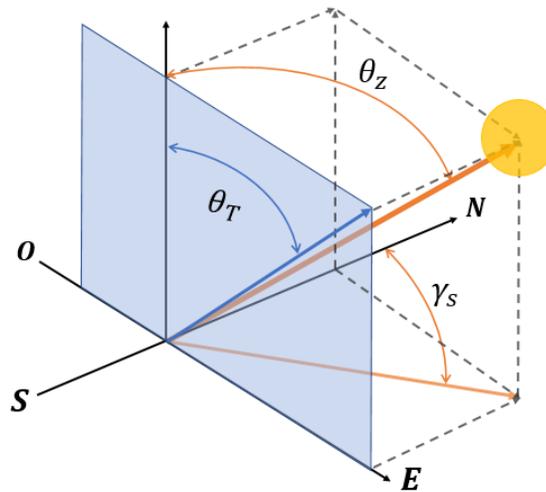


Figura 4.1: Sistema de coordenadas para los ángulos solares

En la figura 4.1, el ángulo  $\theta_z$  corresponde al zenit solar, definido como el ángulo entre la vertical y el vector en la dirección del sol,  $\gamma_s$  corresponde al ángulo azimutal, definido como el ángulo entre el eje norte y la proyección del sol en el plano horizontal. Por último, el ángulo de incidencia transversal,  $\theta_T$  se determina de la siguiente forma:

$$\theta_T = \arctan \left( \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta_z} \right) \quad (4.1)$$

De forma similar, el ángulo de incidencia longitudinal,  $\theta_L$ , se determina de la siguiente forma:

$$\theta_L = \arctan \left( \frac{\sin \theta_z \cos \gamma_s}{\cos \theta_z} \right) \quad (4.2)$$

#### 4.1.1. Seguimiento del sol del concentrador.

Una vez definidos los ángulos de incidencia transversal y longitudinal, se plantea el modelo de seguimiento del sol del concentrador y la reflexión de los rayos al interior del receptor. Con este modelo se determina la eficiencia óptica y los modificadores de ángulo de incidencia transversales y longitudinales del colector. El primer paso corresponde a generar la geometría del arreglo de espejos. Esto se realiza definiendo los siguientes parámetros del colector:

- Número de espejos,  $N$
- Ancho de cada espejo,  $w_m$
- Ancho total disponible,  $W$
- Altura del receptor,  $H$

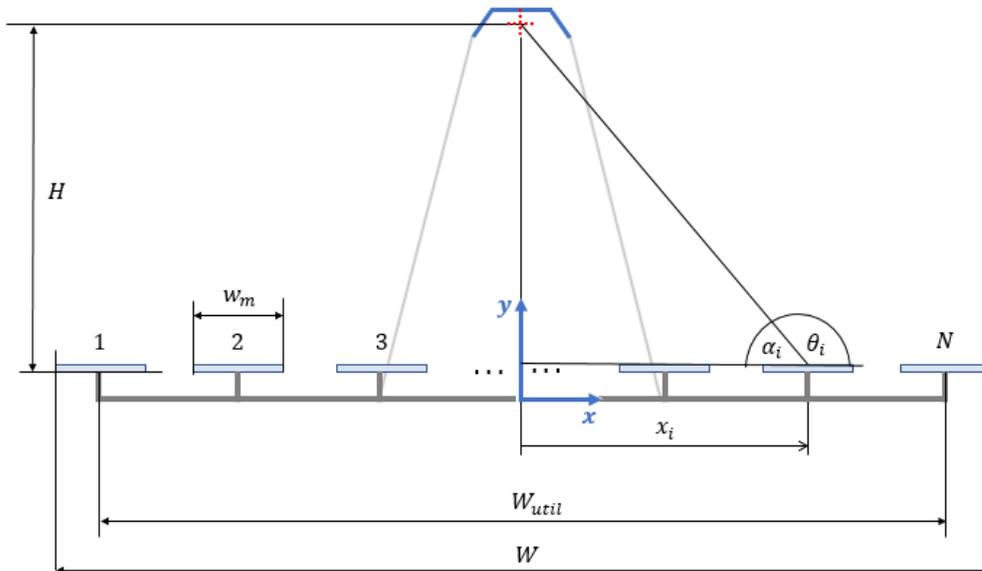


Figura 4.2: Geometría del arreglo de espejos del colector solar Fresnel.

Tal como se muestra en la Figura 4.2, a partir de los parámetros dados se genera un arreglo de espejos equidistantes. Cada espejo posee una posición  $x$ , medida desde el centro del colector. Luego se determina el ángulo de reflexión  $\theta$  de cada espejo. Este corresponde al ángulo que debe seguir un rayo de luz reflejado desde el espejo para ser captado en el punto medio del receptor. En la Figura 4.2 se muestra el ángulo de reflexión para un espejo cualquiera, el cual se determina con la siguiente ecuación:

$$\alpha_i = \arctan(H/x_i)$$

$$\theta_i = \begin{cases} \pi - \alpha, & \text{si } \alpha < \pi \\ -\alpha, & \text{si } \alpha < 0 \end{cases} \quad (4.3)$$

donde  $x_i$  corresponde a la distancia desde el centro del colector hasta la mitad del espejo  $i$ . El ángulo  $\theta_i$  se define desde la horizontal en sentido anti-horario.

Una vez definido el ángulo de reflexión, se determina el ángulo de inclinación de un espejo,  $\gamma_i$ , en función del ángulo de inclinación transversal del sol,  $\theta_T$ .

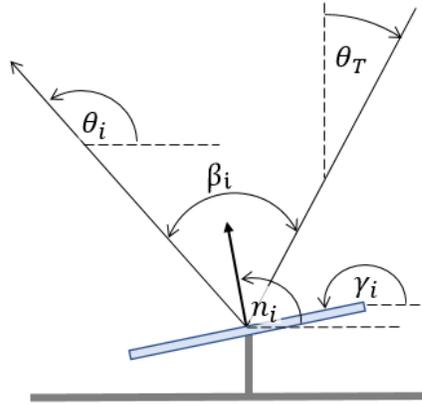


Figura 4.3: Ángulo de inclinación y auxiliares para un espejo.

Para determinar  $\gamma_i$ , se define una serie de ángulos auxiliares, los cuales son  $\beta_i$ , como el arco entre el ángulo incidente transversal y el ángulo de reflexión; y  $n_i$ , como el ángulo del vector normal del espejo.

$$\beta_i = \theta_i - \pi/2 + \theta_T \quad (4.4)$$

$$n_i = \theta_i - \beta_i/2 \quad (4.5)$$

Por último, el ángulo de inclinación de cada espejo,  $\gamma_i$ , queda determinado por:

$$\gamma_i = n_i + \pi/2 \quad (4.6)$$

De forma adicional, como el espejo no es perpendicular a  $\theta_T$ , se debe calcular la proyección de la radiación solar que incide en el espejo,  $w_{inc}$ . A la vez, como el espejo no es paralelo al absorbedor, también se debe calcular la proyección horizontal de la radiación reflejada,  $w_{ref}$ . Ambas proyecciones se pueden apreciar en la Figura 4.4.

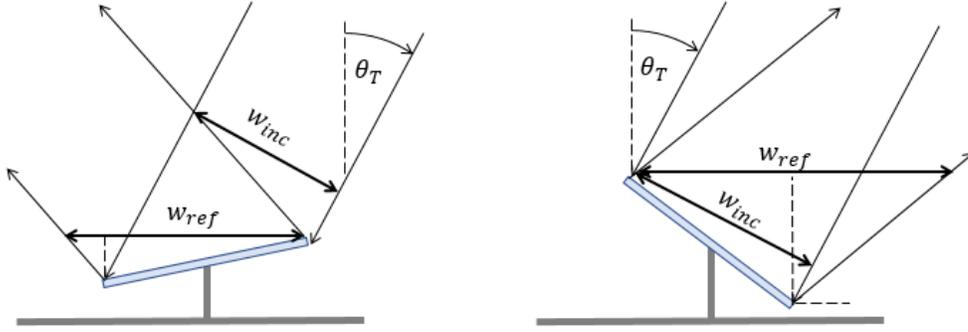


Figura 4.4: Proyecciones de la radiación incidente y reflejada sobre un espejo.  $w_{inc}$  corresponde a la proyección incidente y  $w_{ref}$  a la proyección reflejada.

La proyección de la radiación incidente está dada por la siguiente ecuación:

$$w_{inc} = w_m \cos(\gamma_i - \pi/2 + \beta_i) \quad (4.7)$$

donde  $w_m$  corresponde al ancho del espejo,  $\gamma_i$  al ángulo de inclinación del espejo  $i$ , y  $\beta_i$  al arco entre el ángulo incidente transversal y el ángulo de reflexión, definido en la ecuación 4.4. Mientras que la proyección de la radiación reflejada se calcula con la siguiente ecuación:

$$w_{ref} = w_m \{ \cos(\pi - \gamma_i) + \sin(\pi - \gamma_i) / \tan(\theta_i) \} \quad (4.8)$$

donde  $\theta_i$  corresponde al ángulo de reflexión del espejo  $i$ . Cabe destacar que la proyección incidente solo puede ser igual o menor al ancho del espejo, en cambio, la proyección reflejada solo puede ser igual o mayor al ancho del espejo. Esto significa que a medida que se agregan espejos adicionales al arreglo, la proyección incidente de los nuevos espejos disminuye y al proyección reflejada aumenta, por lo que cada espejo adicional aporta una menor radiación que los espejos anteriores.

Con respecto a las pérdidas ópticas, el modelo considera las pérdidas por sombreado y bloqueo entre dos espejos consecutivos.

Una pérdida por sombreado ocurre cuando la radiación incidente a un espejo cualquiera  $i$  es obstruida por un espejo adyacente  $i+1$ , tal como se ve en la Figura 4.5. Este tipo de pérdidas es causada por los espejos adyacentes en la dirección del sol.

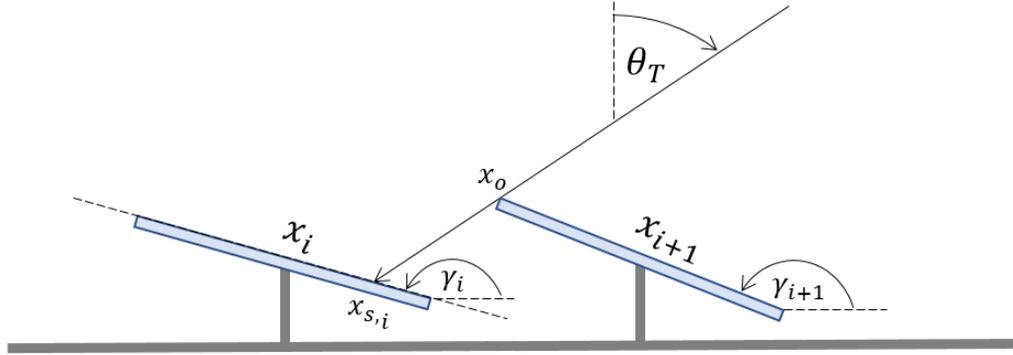


Figura 4.5: Pérdida por sombreo entre dos espejos consecutivos.

Para determinar si un espejo  $i$  está siendo sombreado por un espejo  $i+1$ , se calcula el punto  $x_{s,i}$ , definido como el punto de intersección entre la recta del espejo  $i$  y un rayo incidente que pasa por  $x_o$ , el extremo superior del espejo  $i+1$ . Si el punto  $x_{s,i}$  se encuentra dentro del espejo  $i$ , se determina la porción sombreada  $s$  del espejo  $i$ .

Con respecto a las pérdidas por bloqueo, estas se producen cuando la radiación reflejada por un espejo es bloqueada por un espejo adyacente. En la Figura 4.6 se muestra un espejo  $i$  bloqueando a un espejo  $i+1$ . Este tipo de pérdidas es causada por espejos adyacentes en la dirección del ángulo de reflexión.

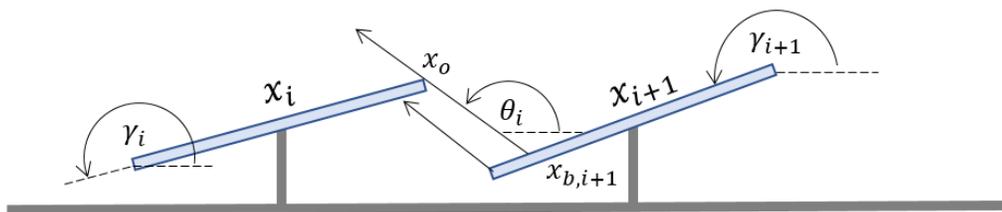


Figura 4.6: Pérdida por bloqueo entre dos espejos consecutivos.

De forma análoga a las pérdidas por sombreo, para determinar si un espejo está siendo bloqueado, se determina el punto  $x_{b,i+1}$ , definido como el punto de intersección entre la recta del espejo  $i+1$  y el rayo reflejado que pasa por  $x_o$ , el extremo superior del espejo  $i$ . Si el punto  $x_{b,i+1}$  se encuentra dentro del espejo  $i+1$ , se determina la porción bloqueada,  $b$ , del espejo  $i+1$ .

### 4.1.2. Reflexión de rayos en concentrador secundario.

El primer paso para analizar la reflexión de rayos en el receptor consiste en definir la geometría de este. Por simplicidad, en el presente trabajo solo se consideran receptores con geometría trapezoidal. En su interior se puede utilizar un absorbedor de tubo evacuado o de tubo de minicanales, siendo este último el absorbedor de interés para este trabajo.

Para generar la geometría del receptor se ingresan cuatro coordenadas,  $x_1, x_2, x_3$  y  $x_4$ , con las cuales se generan cuatro rectas,  $L_1, L_2, L_3$  y  $L_4$ . Estas cuatro rectas corresponden a las paredes del receptor. Para incluir un tubo evacuado, se debe ingresar el punto  $x_5$ , correspondiente al centro del tubo, y el diámetro  $D$  de este. Para esta configuración,  $L_1, L_2$  y  $L_3$  actúan como espejos y  $L_4$  como la cubierta de vidrio por donde ingresa la radiación reflejada desde el arreglo de espejos.

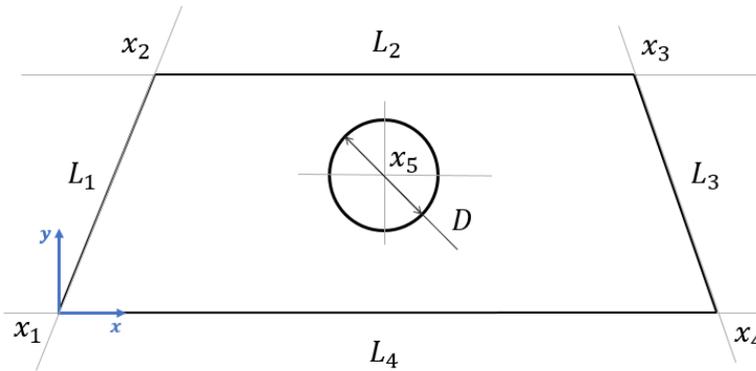


Figura 4.7: Geometría general del receptor.

Para el caso de absorbedor de tubo de minicanales, no es necesario ingresar el punto  $x_5$  ni el diámetro  $D$ , sino que se considera  $L_1$  y  $L_3$  como espejos,  $L_4$  como la cubierta de vidrio y  $L_2$  como el absorbedor.

Una vez definida la geometría y configuración deseada del receptor, se utilizan las variables calculadas en la sección anterior para realizar el ingreso y reflexión de los rayos en el interior del receptor.

Para un espejo  $i$  se traslada la proyección reflejada  $w_{ref}$  hasta la recta  $L_4$ . Tanto para la configuración de tubo evacuado como de placa plana, se traslada el centro del espejo al punto medio de la recta  $L_4$ , denominado  $x_6$ , tal como se ve en la figura 4.8. Posteriormente, se contabilizan las pérdidas por sombreado y bloqueo, reduciendo el ancho reflejado desde el espejo.

Luego se discretiza el espejo en una cantidad  $n$  de rayos equidistantes. Estos rayos ingresan al receptor con un ángulo  $\theta_o$ . Al interior del receptor, si el rayo impacta con un espejo, se calcula su nuevo ángulo de reflexión,  $\theta_1$  de la siguiente forma:

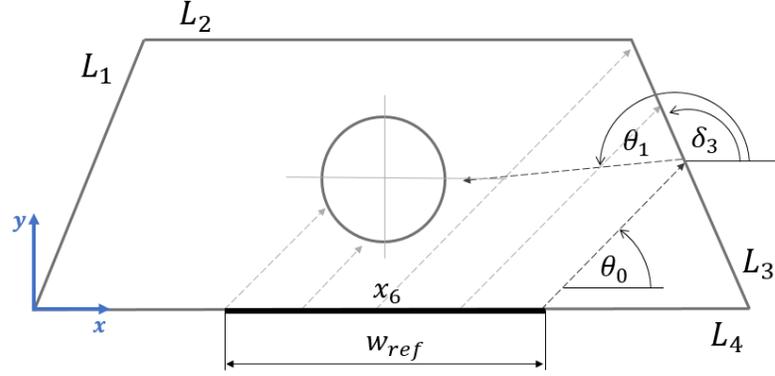


Figura 4.8: Ingreso y reflexión de rayos al interior del receptor.

$$\theta_1 = 2\delta_i - \theta_o \quad (4.9)$$

donde  $\delta_i$  corresponde al ángulo de inclinación del espejo.

Tal como se mencionó, en caso de una configuración de tubo evacuado, las rectas  $L_1, L_2, L_3$  se consideran espejos, mientras que en caso de tubo de minicanales, solo lo son las rectas  $L_1$  y  $L_3$ .

Si el rayo impacta con el tubo evacuado, representado como circunferencia de diámetro  $D$  con centro en  $x_5$ , o con el tubo de minicanales, recta  $L_2$ , se contabiliza la absorción del rayo. Por último, si el rayo impacta con la recta  $L_4$ , significa que ha abandonado el receptor, por lo que se deja de seguir.

Este procedimiento se realiza para cada rayo de cada espejo, contabilizando los rayos absorbidos por el absorbedor. De esta forma es posible determinar la cantidad de rayos absorbidos respecto a la cantidad total de rayos emitidos.

Cada espejo tiene un ancho reflejado  $w_{ref}$  distinto, además de poseer pérdidas por sombreado y bloqueo, por lo que al dividir cada espejo por una misma cantidad de rayos, los rayos de cada espejo no representan la misma radiación reflejada o absorbida. Es por esto que se asigna un peso a cada rayo,  $P_{ray}$ , determinado como el ancho incidente de radiación del espejo, descontando las pérdidas por bloqueo o sombreado, dividido por el número de rayos del espejo.

$$P_{ray} = \frac{w_{inc}}{n} (1 - \text{máx}(s, b)) \quad (4.10)$$

Una vez calculado el peso de cada rayo de cada espejo, es posible determinar la eficiencia óptica para cualquiera ángulo de incidencia transversal,  $\eta_{opt}(\theta_T)$ , definido como

$$\eta_{opt}(\theta_T) = \frac{\sum P_{ray}(\theta_T)}{Nw_m} \quad (4.11)$$

donde  $\sum P_{ray}(\theta_T)$  corresponde a la suma de todos los rayos absorbidos para un ángulo de incidencia transversal  $\theta_T$ ,  $N$  es la cantidad de espejos y  $w_m$  es ancho de cada espejo.

Por último, el modificador de ángulo transversal  $K_T$ , se calcula de la siguiente forma:

$$K_T(\theta_T) = \frac{\eta_{opt}(\theta_T)}{\eta_{opt}(\theta_T = 0)} \quad (4.12)$$

Para determinar el modificador de ángulo longitudinal,  $K_L$ , se deben contabilizar las pérdidas longitudinales, las cuales de acuerdo al trabajo de Bellos et al. [39] corresponden a:

- La proyección longitudinal de la radiación incidente en el colector.
- La zona no iluminada del colector al inicio de cada fila de colectores.

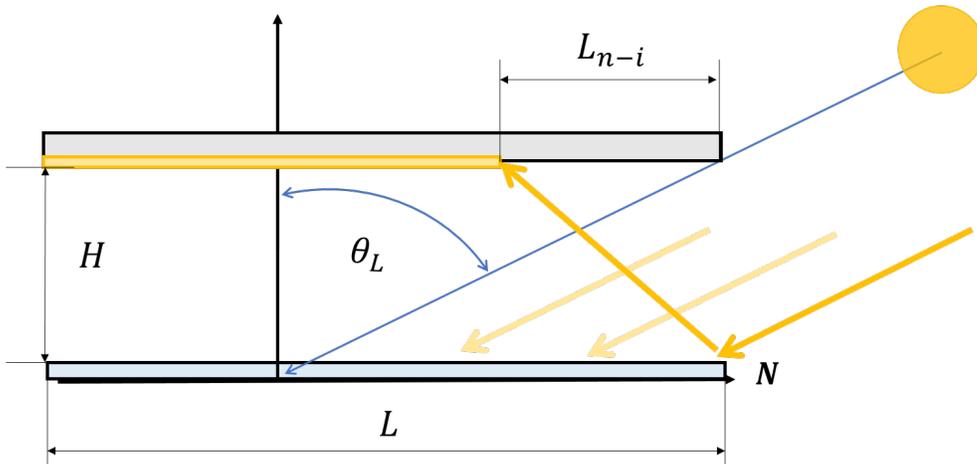


Figura 4.9: Esquema de pérdida longitudinales.

La proyección longitudinal de la radiación incidente esta dada por:

$$L_{inc} = L \cdot \cos \theta_L \quad (4.13)$$

Con respecto a la pérdida por el área de receptor no iluminada, el largo no iluminado  $L_{n-i}$  está dado por:

$$L_{n-i} = H \tan \theta_L \quad (4.14)$$

donde  $H$  corresponde a la altura del receptor, medido desde el arreglo de espejos, por lo que las pérdidas por el área no iluminada,  $\eta_{n-i}$ , corresponden a:

$$\eta_{n-i} = \frac{L - L_{n-i}}{L} = 1 - \frac{H}{L} \tan \theta_L \quad (4.15)$$

donde  $L$  es el largo total de la fila de colectores. Tal como se puede ver, a medida que aumenta el largo de la fila, las pérdidas por el área no iluminada disminuyen. Al considerar las dos pérdidas anteriores se tiene una eficiencia óptica en función del ángulo de incidencia longitudinal correspondiente a:

$$\eta_{opt}(\theta_L) = \frac{L_{inc}}{L} \cdot \eta_{n-i} = \cos \theta_L - \frac{H}{L} \sin \theta_L \quad (4.16)$$

Cuando el ángulo de incidencia  $\theta_L$  es igual a cero, la proyección del coseno toma el valor de 1.0, y las pérdidas por la zona no iluminada se anulan, por lo que la eficiencia óptica es máxima, alcanzando un valor de 1.0.

Para determinar el modificador de ángulo incidente longitudinal  $K_L$ , se utiliza una ecuación similar a la ecuación 4.12, con lo que se tiene:

$$K_L(\theta_L) = \frac{\eta_{opt}(\theta_L)}{\eta_{opt}(\theta_L = 0)} = \cos \theta_L - \frac{H}{L} \sin \theta_L \quad (4.17)$$

Por último, la eficiencia óptica del colector para un ángulo de incidencia transversal  $\theta_T$  y longitudinal  $\theta_L$  se determina ponderando la eficiencia óptica en función de  $\theta_T$  y en función de  $\theta_L$ , con lo que se tiene:

$$\eta_{opt}(\theta_T, \theta_L) = \eta_{opt}(\theta_T) \cdot \eta_{opt}(\theta_L) \quad (4.18)$$

Al reemplazar con la definición de los modificadores de ángulo incidente, se tiene:

$$\eta_{opt}(\theta_T, \theta_L) = \eta_{opt}(\theta_T = 0) \cdot \eta_{opt}(\theta_L = 0) \cdot K_T(\theta_T) \cdot K_L(\theta_L) \quad (4.19)$$

Ya que  $\eta_{opt}(\theta_L = 0) = 1,0$ , la ecuación 4.1.2 se puede expresar de manera más compacta:

$$\eta_{opt}(\theta_T, \theta_L) = \eta_o \cdot K_T(\theta_T) \cdot K_L(\theta_L) \quad (4.20)$$

donde  $\eta_o$  corresponde a la eficiencia óptica nominal definida como  $\eta_{opt}(\theta_T = 0)$ .

### 4.1.3. Validación del modelo óptico.

Se programan en Python 3.6 las ecuaciones presentadas para determinar los ángulos de reflexión e inclinación, proyecciones incidentes y reflejadas, y pérdidas por sombreado y bloqueo de cada espejo. Además se realiza un algoritmo de seguimiento de rayos al interior del receptor, contabilizando los rayos absorbidos. El modelo óptico permite determinar la eficiencia óptica del concentrador, como sus modificadores de ángulo transversales y longitudinales. El código utilizado se encuentra en el Anexo B.1.

Para ejecutar el modelo óptico se requieren dos variables: los ángulos de incidencia transversal y longitudinal del sol,  $\theta_T$  y  $\theta_L$ . También son necesarios parámetros como la altura del receptor  $H$ , el ancho del concentrador  $W$ , el número de espejos  $N$  y el ancho de los espejos  $w_m$ . También es necesaria la geometría del receptor  $(x_1, x_2, x_3, x_4)$ . En el caso de que el absorbedor sea de tubo evacuado, se requiere la posición  $x_5$  y el diámetro  $D$  del tubo.

La validación del modelo óptico se realiza comparando la eficiencia óptica nominal, el modificador transversal y el modificador longitudinal, con dos colectores Fresnel comerciales. Los colectores estudiados corresponden al colector LF11 de la empresa Industrial Solar [36] y al colector LF20 de la empresa Solatom [38]. Las dimensiones y características de ambos colectores se muestran a continuación:

Tabla 4.1: Características generales de concentradores lineal Fresnel estudiados

Dimensión	Industrial Solar LF11	Solatom LF20
Ancho (m)	7,5	6
Largo (m)	12,18	6
Área de apertura efectiva ( $m^2$ )	66	26,4
Número de espejos	11	10
Altura del receptor (m)	4	3,5
Tipo de Receptor	Trapezoidal	Trapezoidal
Tipo de Absorbedor	Schott PTR 70	Schott PTR 70

Como se puede ver en la tabla 4.2, el modelo óptico predice de forma muy certera la eficiencia óptica nominal de cada colector, mostrando un error de solo 1,8% en el peor de los casos. Cabe destacar que no se tienen datos exactos de las dimensiones de los receptores, por lo que se utiliza la bibliografía disponible para estimar las dimensiones del receptor de cada modelo.

Tabla 4.2: Comparación de eficiencia óptica nominal y predicha por modelo óptico para colectores seleccionados.

Eficiencia óptica	LF11 de Industrial Solar	LF20 de Solatom
Nominal	0,647	0,62
Trabajo Actual	0,635	0,622
Error	1,89 %	0,32 %

Con respecto a los modificadores transversal y longitudinal, en la figura 4.10 se muestran los resultados para el colector LF11 de Industrial Solar. Como se puede apreciar, hasta los 40°, los modificadores transversal y longitudinal poseen un error bajo, menor al 6 % para el IAM transversal, y 12 % en el caso longitudinal. Pero al pasar a los 60°, se tiene un error del 21,8 % en la predicción del IAM transversal, y del 40,3 % en el caso longitudinal.

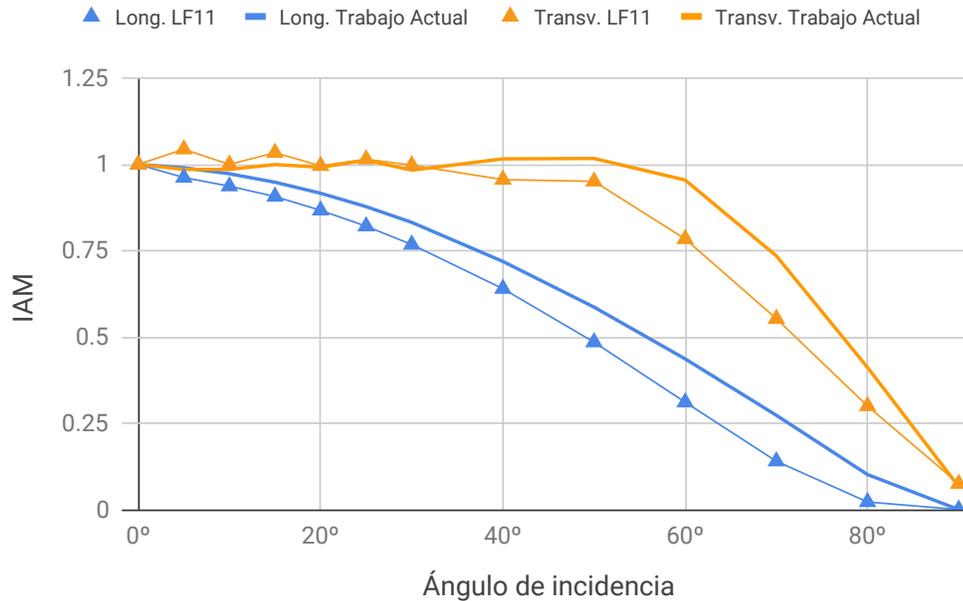


Figura 4.10: Comparación IAM transversal y longitudinal para Fresnel LF11 - Industrial Solar.

El error en el modificador longitudinal se debe principalmente al largo utilizado, ya que Industrial Solar no declara la cantidad de módulos utilizados en esta medición, por lo que se utiliza el largo correspondiente a 3 módulos. Con respecto al error en el modificador transversal, ya que el error aumenta para ángulos de incidencia mayores a 40° implica que este reside en el cálculo de las pérdidas por sombreado y bloqueo, las cuales se hacen más significativas a medida que el ángulo de incidencia aumenta. Otra posible causa es debido a la geometría del receptor, la cual fue reconstruida a partir de la bibliografía disponible, tal como ya se explicó.

Con respecto a los modificadores para el colector LF20 de Solatom, los resultados se muestran en la figura 4.11. En esta ocasión, ya que Solatom declara el largo de colectores utilizados para calcular el modificador transversal, el error en este modificador es menor al 1 % para cualquier ángulo. En cambio, para el modificador transversal se tiene un comportamiento similar al caso anterior. Hasta los 40-50°, el modelo predice bien los datos, obteniéndose un error máximo de 7,4 % a los 40°, pero al pasar a 60°, el error aumenta a 19.66 % y se mantiene sobre 20 % a 70°. Al igual que en el caso anterior, el error en el modificador transversal se dispara a los 60°, por lo que un error en las pérdidas por bloqueo o sombreado es la causa más probable de este comportamiento.

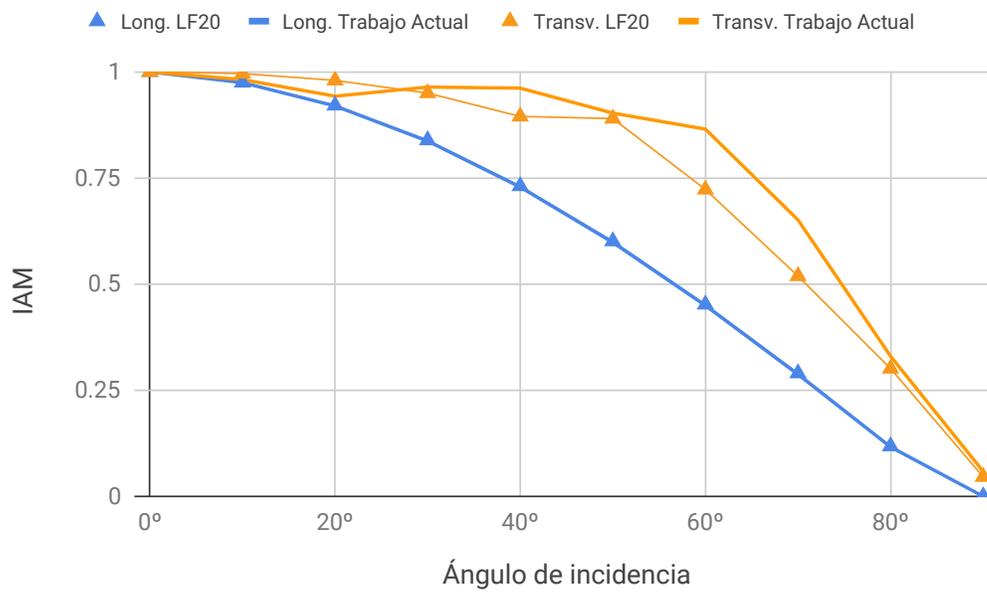


Figura 4.11: Comparación IAM transversal y longitudinal para Fresnel LF20 - Solatom.

## 4.2. Modelo de termodinámico del absorbedor

Para analizar el comportamiento térmico del absorbedor se realiza un modelo termodinámico en dos dimensiones de los fenómenos de transferencia de calor que ocurren al interior del receptor. Este modelo considera flujo en una fase (tanto estado líquido como vapor) como flujo bifásico, considerando la ebullición al interior de los minicanales.

Como base del modelo se considera el trabajo realizado por Robles et al. [16] y Van Doung [17], pero se modifica el planteamiento utilizado, el cual considera a los minicanales como un intercambiador de calor de aletas. En la formulación propuesta en este trabajo, se considera que la transferencia de calor a través de los minicanales es similar a un flujo de calor uniforme a través de cuatro paredes.

En primera instancia se plantea el modelo de transferencia de calor para flujo en una sola fase, el cual se compara con los resultados obtenidos por Robles, para luego plantear el modelo de transferencia de calor bifásico.

### 4.2.1. Modelo de transferencia de calor en una fase

Para flujo en una fase, en donde el fluido de trabajo se considera en fase líquida o en fase gaseosa, se utiliza el modelo matemático utilizado por Robles et al. [16], basado en el análisis de transferencia de calor de un colector solar tipo placa plana de Duffie y Beckman [10]. El modelo termodinámico se plantea en estado estacionario, considerando un flujo desarrollado y distribuido de manera uniforme a través de los minicanales. Adicionalmente, se considera que la temperatura de la pared interior del minicanal es uniforme, lo cual es válido para materiales con elevada conductividad térmica [40]. Por último, el flujo de radiación incidente en el absorbedor se considera uniforme.

Con estos supuestos como base, se plantea un balance de energía en una dimensión, considerando el plano de corte  $Y - Z$  del receptor, tal como se ve en la Figura 4.12, en donde el flujo de radiación ingresa por la parte interior, atraviesa la cubierta de vidrio y luego es absorbido por el absorbedor de minicanales.

Al analizar los flujos de calor presentes en el receptor, es posible identificar fenómenos de transferencia de calor por radiación, convección y conducción. Estos son principalmente flujos de radiación y pérdidas térmicas, tal como se ve en la Figura 4.13

Para determinar las magnitudes estos flujos de calor es necesario plantear los balances de energía en cada volumen de interés, siendo estos la cubierta de vidrio, el absorbedor de minicanales y el fluido de trabajo.

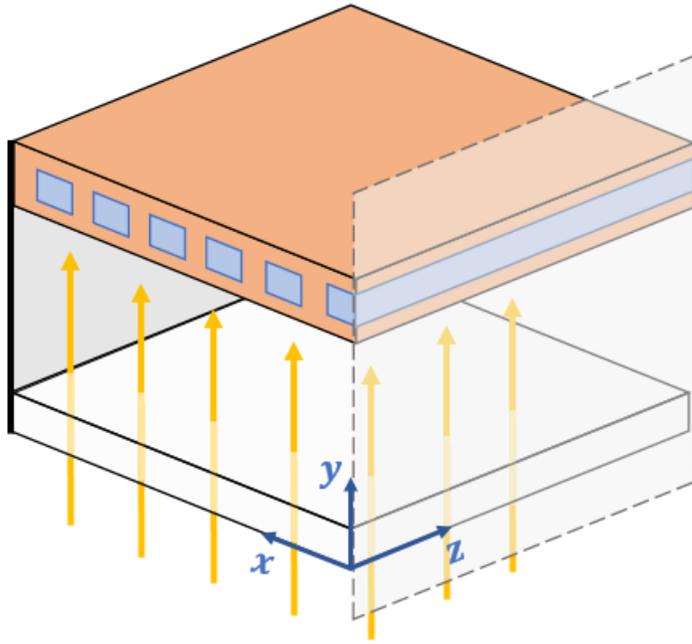


Figura 4.12: Vista en corte del receptor, mostrando la radiación atravesando la cubierta de vidrio y siendo absorbida por los minicanales.

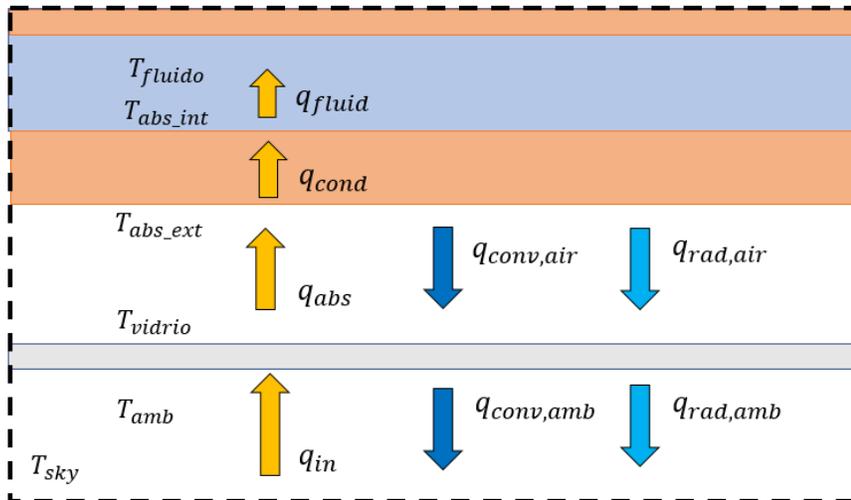


Figura 4.13: Balance de energía unidimensional en el receptor.

#### 4.2.1.1. Balance de energía en la cubierta de vidrio

Al plantear el balance de energía en la cubierta de vidrio se considera el flujo de radiación solar  $q_{in}$ , el calor cedido al ambiente por convección y radiación,  $q_{conv,amb}$  y  $q_{rad,amb}$ , respectivamente; el calor cedido por el absorbedor por convección y radiación,  $q_{conv,air}$  y  $q_{rad,air}$ , respectivamente; y la radiación transmitida hacia el absorbedor  $q_{abs}$ . El balance de energía resultante se expresa de la siguiente forma:

$$q_{in} + q_{conv,air} + q_{rad,air} = q_{conv,amb} + q_{rad,amb} + q_{abs} \quad (4.21)$$

Al expresar cada término de la ecuación 4.21 según su definición se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} G_s + \left( \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_{abs} - 1}} \right) (T_{abs,ext}^4 - T_{vidrio}^4) + h_{air} (T_{abs,ext} - T_{vidrio}) \\ = h_{amb} (T_{vidrio} - T_{amb}) + \varepsilon_g \sigma (T_{vidrio}^4 - T_{sky}^4) + \left( \frac{\alpha_{abs} \tau_g}{1 - (1 - \alpha_{abs}) \rho_g} \right) G_s \end{aligned} \quad (4.22)$$

donde  $G_s$  es la radiación solar incidente,  $\varepsilon_g$  es la emisividad del vidrio,  $\varepsilon_{abs}$  es la emisividad del absorbedor,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann,  $T_{abs,ext}$  es la temperatura externa del absorbedor,  $T_{vidrio}$  es la temperatura de la cubierta de vidrio,  $h_{air}$  es el coeficiente de transferencia de calor del aire entre el absorbedor y la cubierta de vidrio,  $h_{amb}$  es el coef. de transferencia de calor hacia el ambiente,  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente,  $T_{sky}$  es la temperatura del cielo,  $\alpha_{abs}$  es la absorptividad del absorbedor,  $\tau_g$  es la transmisividad de la cubierta de vidrio,  $\rho_g$  es la reflectividad de la cubierta de vidrio.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor al ambiente, se utiliza la correlación es Agarwal y Larson [41]:

$$h_{amb} = 2,8 + 3 \cdot v_{viento} \quad (4.23)$$

donde  $v_{viento}$  es la velocidad del viento en m/s. La temperatura de cielo se determina utilizando la correlación propuesta por Swinback [42]:

$$T_{sky} = 0,552 T_{amb}^{1,5} \quad (4.24)$$

donde  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente evaluada en Kelvin.

Con respecto al coeficiente de transferencia de calor al interior del receptor, se utiliza una correlación del numero de Nusselt para espacios cerrados entre dos placas. Para placas horizontales con aire en su interior, Jakob [43] recomienda utilizar la siguiente correlación:

$$Nu = 0,195Ra_L^{1/4} \quad 10^4 < Ra_L < 4 \times 10^5 \quad (4.25)$$

$$Nu = 0,068Re_L^{1/3} \quad 4 \times 10^5 < Ra_L < 10^7 \quad (4.26)$$

donde  $Ra_L$  es el número de Rayleigh para un espacio cerrado, definido como:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_1 - T_2)L_c^3}{\nu^2} Pr$$

Tanto la viscosidad cinemática  $\nu$ , el coef. de expansión térmica  $\beta$ , como el numero de Prandtl  $Pr$  se deben evaluar la temperatura promedio de las paredes,  $T_m = (T_1 + T_2)/2$ , donde  $T_1$  y  $T_2$  son las temperatura de la pared caliente y fría respectivamente. El largo característico  $L_c$  corresponde a la distancia entre las placas.

#### 4.2.1.2. Balance de energía en el absorbedor de minicanales

Al plantear un balance de energía en la superficie exterior del absorbedor de minicanales, se identifica el flujo de radiación incidente transmitida a través de la cubierta  $q_{abs}$ , las pérdidas térmicas por convección y radiación desde el absorbedor,  $q_{conv,air}$  y  $q_{rad,air}$ , respectivamente; y el calor transferido por conducción hacia el fluido de trabajo  $q_{cond}$ . El balance de energía resultante es:

$$q_{abs} = q_{conv,air} + q_{rad,air} + q_{cond} \quad (4.27)$$

Al expresar cada término de la ecuación 4.27 según su definición se obtiene la siguiente expresión:

$$\left( \frac{\alpha_{abs}\tau_g}{1 - (1 - \alpha_{abs})\rho_g} \right) G_s = h_{air}(T_{abs,ext} - T_{vidrio}) + \varepsilon_{abs}\sigma(T_{abs,ext}^4 - T_{vidrio}^4) + \frac{(T_{abs,ext} - T_{abs,int})}{R_{abs}P_{port}N_{port}L} \quad (4.28)$$

donde  $T_{abs,int}$  es la temperatura interna del absorbedor y  $R_{abs}$  es la resistencia térmica del absorbedor. Al asumir que el flujo de calor es uniforme por la cuatro paredes del minicanal, la resistencia térmica se puede expresar como:

$$R_{abs} = \frac{e_{mc}}{k_{cu}P_{port}N_{port}L} \quad (4.29)$$

donde  $e_{mc}$  es el espesor del minicanal,  $k_{cu}$  es la conductividad térmica del cobre,  $P_{port}$  es el perímetro de un minicanal,  $N_{port}$  es el número de minicanales y  $L$  el largo del absorbedor.

Al plantear el balance de energía en la superficie interior del absorbedor se considera la transferencia de calor por conducción a través del absorbedor y el calor que se transfiere al fluido de trabajo, por lo que se tiene:

$$\begin{aligned} q_{cond} &= q_{fluid} \\ \frac{(T_{abs,ext} - T_{abs,int})}{R_{abs}} &= (T_{abs,int} - T_{fluid})h_f A_{int} \end{aligned} \quad (4.30)$$

donde  $A_{int}$  corresponde al área interna de los minicanales,  $T_{fluid}$  es la temperatura del fluido,  $h_f$  corresponde al coeficiente de transferencia de calor para flujos en una fase, el cual está dado por:

$$h_f = Nu \cdot \frac{k_f}{D_h} \quad (4.31)$$

donde  $Nu$  corresponde al número de Nusselt,  $k_f$  a la conductividad térmica del fluido y  $D_h$  al diámetro hidráulico del minicanal. El número de Nusselt depende de la geometría del canal, las condiciones de borde, y el régimen de flujo. Para minicanales, los regímenes de flujo se clasifican según el siguiente criterio [44]:

- Flujo Laminar:  $Re < 1600$
- Flujo de Transición:  $1600 < Re < 3000$
- Flujo Turbulento:  $Re > 3000$

donde  $Re$  corresponde al número de Reynolds del flujo.

#### 4.2.1.3. Flujo laminar en minicanales

El número de Nusselt en un flujo laminar desarrollado posee un valor constante, el cual depende únicamente de la geometría del canal y las condiciones de las paredes (temperatura constante o flujo de calor constante). Para un canal cuadrado, con flujo de calor constante a través de las paredes, el número de Nusselt posee un valor de 3.61 [45].

Para un canal rectangular, el número de Nusselt depende de la relación de aspecto  $\alpha = a/b$ , donde  $a$  y  $b$  son los lados del rectángulo, como también de la condición de borde de las paredes, siendo estas: flujo de calor constante o temperatura de pared constante. Con respecto a estas condiciones de borde, se consideran de manera axial como perimetral, es decir, si a lo largo del canal se tiene un flujo de calor o temperatura constante, pero a la vez si es un determinado punto del canal, en su sección transversal se tiene flujo de calor o temperatura constante.

En el caso de un absorbedor de un colector solar, la condición de borde axial corresponde a un flujo de calor constante. Con respecto a la condición de borde perimetral, para intercambiadores de calor construido con materiales con alta conductiva térmica (tales como cobre o aluminio) Shah [40] considera que aplican la condición de temperatura perimetral constante. Esta combinación de condiciones de borde se denominan con la sigla *H1*. Así para el caso de flujo de calor por cuatro paredes con condición de borde *H1*, la correlación del número de Nusselt en función de la razón de aspecto ( $\alpha$ ) propuesta por Shah [40] corresponde a:

$$Nu_{H1} = 8,235(1 - 2,0421\alpha + 3,0853\alpha^2 - 2,4765\alpha^3 + 1,057\alpha^4 - 0,1861\alpha^5) \quad (4.32)$$

donde  $\alpha$  corresponde a la razón de aspecto del minicanal, y para el caso de flujo de calor por cuatro paredes, se define como la razón entre el lado más pequeño y el lado más grande, por lo que  $\alpha$  tiene un valor entre 0 y 1.

#### 4.2.1.4. Flujo turbulento en minicanales

Para un flujo turbulento en minicanales se recomienda utilizar correlación de Petukhov y Popov [46], la cual se muestra a continuación:

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1,07 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.33)$$

donde  $f$  corresponde al factor de fricción. Esta correlación es valida para  $0,5 < Pr < 2000$  y  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ . Para valores menores del número de Reynolds, la correlación de Gnielinski [47] mejora la precisión de la correlación de Petukhov y Popov.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.34)$$

La correlación de Gnielinski es valida para  $0,5 < Pr < 2000$  y  $3000 < Re < 10^4$ . Tanto la correlación de Petukhov como de Gnielinski no son sensibles a las condiciones térmicas de la pared, por lo que pueden ser utilizadas tanto para flujo de calor constante como para temperatura de pared constante [43]. Por último, para determinar el factor de fricción en régimen turbulento, se puede utilizar la primera ecuación de Petukhov, dada por:

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (4.35)$$

Esta ecuación es válida para cañerías con rugosidad relativa cercana a cero (*smooth pipes*) y para  $10^4 < Re < 10^6$ .

#### 4.2.1.5. Flujo de transición en minicanales

Para la zona de transición ( $1600 < Re < 3000$ ) se recomienda realizar una interpolación entre el coeficiente de transferencia de calor de flujo laminar y turbulento [44].

#### 4.2.1.6. Balance de energía en el fluido de trabajo

Por último, al plantear un balance de energía en el fluido se establece que el calor transferido al fluido  $q_{fluid}$  genera un aumento en la entalpía  $\Delta H$ , lo cual se expresa como un aumento en la temperatura del fluido. Este balance de energía se expresa con la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} q_{fluid} &= \Delta H_{fluid} \\ (T_{abs,int} - T_{fluid})h_f A_{int} &= \dot{m}C_p(T_{fluid} - T_{in}) \end{aligned} \quad (4.36)$$

donde  $T_{in}$  es la temperatura de entrada al colector,  $\dot{m}$  es el flujo másico del colector y  $C_p$  la capacidad calorífica del fluido.

Este balance de energía aplica para flujo en una fase, ya que un aumento en la entalpía se expresa como un aumento en la temperatura. Al momento de iniciar la nucleación de burbujas, un aumento en la entalpía del flujo no se traduce en un aumento en la temperatura, sino en una mayor fracción de vapor, por lo que se deben replantear los balances de energía para el caso bifásico.

### 4.2.2. Modelo transferencia de calor para flujo en ebullición

Con respecto a la transferencia de calor para un flujo en ebullición, se deben modificar algunas consideraciones realizadas en el análisis anterior. En primer lugar, el coeficiente de transferencia de calor  $h_f$ , no es posible determinarlo a través de las ecuaciones 4.32, 4.33 o 4.34, las cuales consideran a flujo en una fase, sino que se deben utilizar correlaciones para flujos en ebullición. En este trabajo se utiliza la correlación de Kandlikar y Balusabramanian [44], la cual se corresponde a la siguiente ecuación:

$$h_{tp} = 0,6683Co^{-0,2}(1-x)^{0,8}h_{LO} + 1058Bo^{0,7}(1-x)^{-0,8}F_{fl}h_{LO} \quad (4.37)$$

donde  $Co$  es el número convectivo,  $x$  es el título de vapor,  $h_{LO}$  es el coeficiente de transferencia de calor para flujo líquido,  $Bo$  es número de ebullición y  $F_{fl}$  es un parámetro dependiente del fluido y el material del minicanal.

El número convectivo se determina con la siguiente expresión:

$$Co = \left[ \frac{(1-x)}{x} \right]^{0,8} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \quad (4.38)$$

donde  $\rho_V$  corresponde a la densidad del vapor y  $\rho_L$  corresponde a la densidad del líquido.

El número de ebullición se determina con la siguiente expresión:

$$Bo = \frac{q''}{Gh_{LV}} \quad (4.39)$$

donde  $q''$  es el flujo de calor por unidad de área,  $G$  es el gasto másico, definido como  $G = \dot{m}/A$ , y  $h_{LV}$  es la entalpía de vaporización del fluido.

Con respecto al coeficiente de transferencia de calor para flujo completamente líquido,  $h_{LO}$ , este se determina utilizando las ecuaciones de la sección anterior según corresponda con el régimen de flujo. Por último, el parámetro  $F_{fl}$  tiene un valor igual a 1.0 para el agua [48].

Otro punto a considerar en la transferencia de calor en un flujo en ebullición, corresponde al cambio de fase. Cuando se inicia el proceso de nucleación, la temperatura del fluido se mantiene constante, siendo igual a la temperatura de saturación  $T_{sat}$ , y comienza a aumentar la fracción de vapor en el flujo, por lo que la ecuación 4.30 y 4.36 se deben modificar, obteniéndose para el balance de energía en el absorbedor:

$$\frac{(T_{abs,ext} - T_{abs,int})}{R_{abs}} = (T_{abs,int} - T_{sat}) h_{tp} A_{int} \quad (4.40)$$

y para el balance de energía en el fluido:

$$(T_{abs,int} - T_{sat}) h_{tp} A_{int} = \dot{m}\{(h_l + x(h_v - h_l)) - h_{in}\} \quad (4.41)$$

donde el término  $h_l + x(h_v - h_l)$  corresponde a la entalpía de salida del fluido, expresada en función de la entalpía del líquido y vapor saturado,  $h_l$  y  $h_v$ , y el título de vapor,  $x$ .

Como se puede apreciar en la ecuación 4.41, en el lado izquierdo de la expresión se tiene el término  $h_{tp}$ , el cual se encuentra en función del título de vapor, tal como se muestra en la ecuación 4.37. Mientras que al lado derecho de la expresión se tiene el título de vapor, por lo que esta ecuación no se puede resolver de forma explícita y es necesario utilizar métodos numéricos para su resolución.

Otra consideración necesaria corresponde al fenómeno de cambio de fase a lo largo del colector. Ya que el objetivo del modelo es simular el calentamiento del líquido sobreenfriado, la generación de vapor y el posterior sobrecalentamiento del vapor (en el caso de ocurrir), es necesario discretizar el dominio del colector en la dirección longitudinal, resolviendo los balances de energía en cada volumen discreto del colector.

Un nuevo término a considerar corresponde a la conducción de calor a lo largo del eje longitudinal, el cual se agrega a la ecuación 4.27, obteniéndose:



$$\eta_{th} = \frac{\Delta H_{fluid}}{Q_{abs}}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}(\{h_l + x(h_v - h_l)\} - h_{in})}{\left(\frac{\alpha_{abs}\tau_g}{1-(1-\alpha_{abs})\rho_g}\right)G_s A_{ext}} \quad (4.46)$$

donde  $\Delta H_{fluid}$  corresponde a la energía transferida al fluido,  $Q_{abs}$  corresponde a la energía transferida al absorbedor y  $A_{ext}$  corresponde al área externa del absorbedor.

### 4.2.3. Validación del modelo termodinámico

El sistema de ecuaciones planteadas en cada volumen de control del colector se programan en Python 3.6. Para determinar las propiedades del agua se utiliza la librería IAPWS 1.1.3. Mediante un algoritmo de bisección, se resuelven las temperaturas de cada medio y la fracción de vapor del flujo. El modelo termodinámico permite simular la operación de un receptor de minicanales, calculando la temperatura de salida del flujo, la fracción de vapor, las pérdidas térmicas y la eficiencia térmica.

Para validar el modelo termodinámico, se utilizan los datos experimentales presentados por Robles et al. [16], comparando la eficiencia térmica experimental con la predicha por el modelo. Son necesarias cinco variables de operación para ejecutar el modelo: La radiación solar incidente  $G_s$ , la temperatura de entrada  $T_{in}$ , el flujo másico  $\dot{m}$ , la temperatura ambiente  $T_{amb}$  y la velocidad del viento  $v_{viento}$ . Para comparar el modelo con los datos experimentales, se utiliza la misma configuración geométrica y propiedades ópticas presentadas por Robles et al. [16].

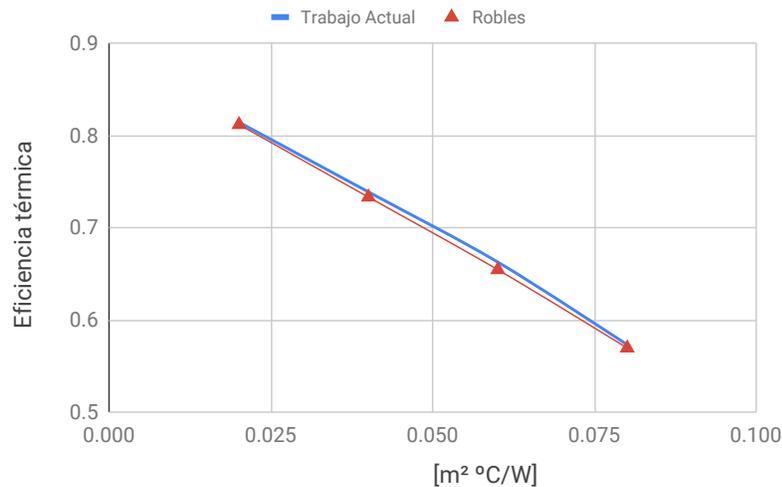


Figura 4.15: Comparación entre la eficiencia térmica reportada por Robles et al. [16] y trabajo actual.

Como se puede ver en la Figura 4.15, el modelo predice con gran certeza los resultados presentados por Robles et al., aún cuando se utiliza un planteamiento diferente para la transferencia de calor, presentando un error de 1,25 % en el peor de los casos.

# Capítulo 5

## Resultados y Análisis

### 5.1. Desempeño bajo condiciones de referencia

Para evaluar el desempeño del colector Fresnel de minicanales, se compara su funcionamiento con otros colectores Fresnel convencionales utilizando las mismas condiciones de referencia [38], las cuales corresponden a:

- $DNI = 900 \text{ W/m}^2$
- $T_{entrada} = 150^\circ\text{C}$
- $T_{salida} = 180^\circ\text{C}$
- $T_{amb} = 30^\circ\text{C}$
- $\theta_T = 15^\circ$
- $\theta_L = 0^\circ$
- $P_{in} = 15 \text{ bar}$

Bajo estas condiciones, el fluido de trabajo corresponde a agua presurizada, por lo que no cambia de fase en el colector. Respecto a la operación de un módulo (6 metros de largo), se tienen los siguientes indicadores de desempeño:

Parámetro	Valor
Eficiencia óptica, $\eta_{opt}$	0,934
Eficiencia térmica, $\eta_{th}$	0,835
Potencia térmica ( $kW_{th}$ )	18,35
Área de captación ( $m^2$ )	26,13
Potencia por unidad de área ( $W/m^2$ )	702,2
Flujo másico ( $kg/h$ )	507

Tabla 5.1: Funcionamiento colector propuesto bajo condiciones de referencia.

Al comparar la eficiencia óptica, las pérdidas térmicas y la potencia por unidad de área con los colectores LF 20 de Solatom y LF 11 de Industrial Solar se tiene:

Tabla 5.2: Comparación de colectores Fresnel comerciales y diseño propuesto. \*Valor estimado según datos de absorbedor Schott PTR 70.

Parámetro	LF 20	LF 11	Diseño Final
Eficiencia óptica	0,62	0,635	0,934
Pérdidas térmicas por unidad de largo ( $W/m$ )	<50*	<50*	604
Potencia térmica por unidad de área ( $W/m^2$ )	549,2	562	702,2

Tal como se puede ver en la tabla 5.2, la eficiencia óptica del colector propuesto es casi un 50 % mayor que la de los colectores comerciales, esto se debe a la mayor área de captación del absorbedor, ya que el tubo de minicanales tiene un ancho de 36 cm, en cambio, los tubos evacuados utilizados en los colectores comerciales tienen un diámetro de solo 7 cm [49].

Respecto a las pérdidas térmicas, el colector propuesto presenta pérdidas térmicas doce veces mayores a los colectores comerciales. Esto se debe a que el absorbedor de minicanales posee pérdidas por convección y radiación al ambiente, en cambio, el absorbedor utilizado por los colectores Fresnel comerciales corresponde a un tubo evacuado Schott PTR 70. Este absorbedor está especialmente diseñado para concentración a altas temperatura (hasta los 400°C) por lo que no se producen pérdidas por convección. De forma adicional, el tubo evacuado tiene un perímetro de aprox. 22 cm, mientras que el tubo de minicanales tiene un ancho transversal de 36 cm, por lo que el tubo de minicanales tiene una mayor área de pérdidas por unidad de largo.

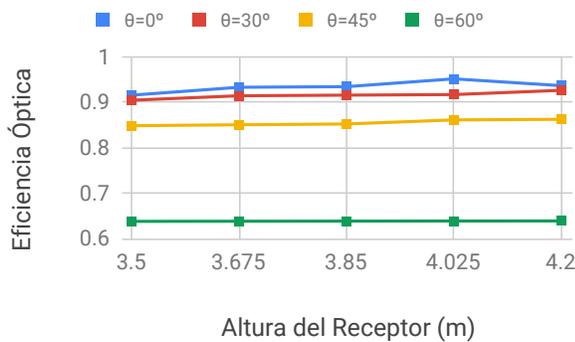
Aún cuando las pérdidas térmicas son mayores en el colector propuesto, la potencia térmica generada es un 26 % mayor que en los colectores comerciales. Esto se debe a la mayor eficiencia óptica, lo que contrarresta las pérdidas térmicas por convección y radiación presentes en el absorbedor.

## 5.2. Análisis paramétrico

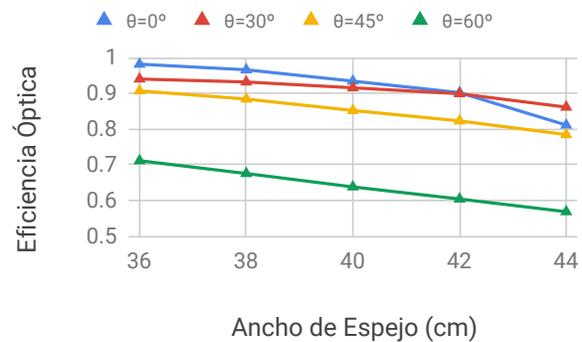
En el análisis paramétrico del colector se estudian las distintas variables que determinan el diseño, ya sea del concentrador, el receptor o el absorbedor, y como estas variaciones influyen en el desempeño del colector.

### 5.2.1. Análisis paramétrico del concentrador

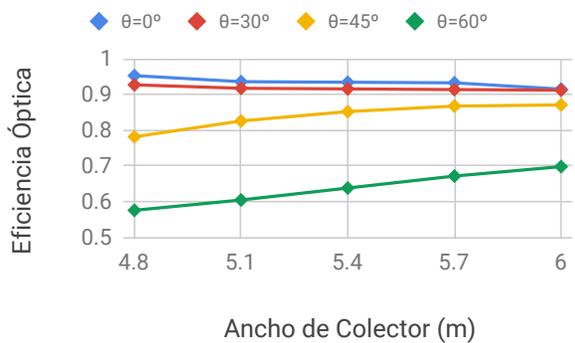
En primer lugar se analizan los parámetros que definen el concentrador Fresnel, es decir, la altura del receptor, el ancho total del concentrador, el ancho de cada espejo y el número de espejos. Cada variable se estudia por separado, determinando la eficiencia óptica para  $\theta_T = 0^\circ, 30^\circ, 45^\circ$  y  $60^\circ$  en cada caso.



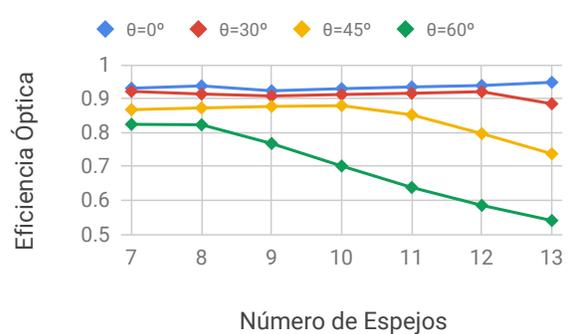
(a) Eficiencia óptica en función de la altura del receptor.



(b) Eficiencia óptica en función del ancho del espejo.



(c) Eficiencia óptica en función del ancho total del concentrador.



(d) Eficiencia óptica en función del número de espejos.

Figura 5.1: Variación de la eficiencia óptica en función de los parámetros del concentrador.

Tal como se puede ver en la Figura 5.1a, al variar la altura del receptor, no se aprecian mayores cambios o tendencias en la eficiencia óptica. Esta invariabilidad se debe al leve cambio que se produce en el ángulo de reflexión de cada espejo, el cual no es suficiente para afectar la eficiencia óptica.

Una pérdida no considerada en el modelo óptico corresponde al error en el seguimiento del sol. En un sistema real, los espejos no siguen de forma perfecta al sol debido a errores mecánicos en el sistema de seguimiento, por lo que al aumentar la altura del receptor, aumenta el desenfoque, lo que disminuye la eficiencia óptica.

Al disminuir el ancho de cada espejo se aprecia un aumento en la eficiencia óptica, tal como se muestra en la figura 5.1b, alcanzando un valor de 0,982 para un ancho de espejo de 36 cm. Esto se debe a la disminución de las pérdidas a la entrada del receptor. Como la proyección reflejada de cada espejo siempre es mayor o igual al ancho de espejo, al reducir el ancho del espejo a un valor menor que el ancho de entrada del receptor, disminuyen las pérdidas al ingreso del receptor.

Una consecuencia negativa de disminuir el ancho de cada espejo es la reducción del área de concentración. Para el caso de un ancho de 36 cm, el área de reflexión del concentrador corresponde a solo  $23,76 \text{ m}^2$ , mientras que en el caso de 42 cm, el área de reflexión es de  $25,01 \text{ m}^2$ . Si se considera una radiación directa normal de  $900 \text{ W/m}^2$ , el colector con espejos de 36 cm entrega  $21,0 \text{ kW}$ , mientras que el colector con espejos de 42 cm ofrece  $22,5 \text{ kW}$ , un 7,1 % de potencia adicional, aun cuando la eficiencia óptica es un 8,1 % menor que en el primer caso.

Con respecto al ancho total del concentrador, como se aprecia en la figura 5.1c, al disminuir el ancho total aumenta la eficiencia óptica para  $\theta_T$  igual a  $0^\circ$  y  $30^\circ$ , alcanzando un valor de 0,953 para un ancho total de 4,8 m. La razón del aumento se debe a la reducción del ángulo de reflexión, por lo que las pérdidas al ingreso del receptor se reducen. Una consecuencia adversa de reducir el ancho total del concentrador corresponde a posicionar los espejos más cerca entre sí, lo que aumenta las pérdidas por sombreo y bloqueo al aumentar el ángulo de incidencia del sol, tal como se aprecia para  $\theta_T$  igual a  $45^\circ$  y  $60^\circ$ .

El último caso corresponde a variar el número de espejos manteniendo constante el ancho total disponible. Para  $\theta_T$  igual a  $0^\circ$  no se aprecia un comportamiento claro de la eficiencia óptica. Esto se debe a que para este ángulo de incidencia los espejos poseen un ángulo de inclinación bajo, por lo que las pérdidas por bloqueo o sombreo no son significativas. Cuando aumenta el ángulo de incidencia, se aprecia como disminuye la eficiencia óptica debido a las pérdidas por sombreo o bloqueo entre espejos, ya que al aumentar su número, estos se encuentran más cerca entre sí. Para  $\theta_T$  igual a  $45^\circ$ , cuando se pasa de 10 a 11 espejos comienzan las pérdidas ópticas. Para el caso de  $\theta_T$  igual a  $60^\circ$ , cuando se pasa de 8 a 9 espejos se tiene el mismo comportamiento.

Aún cuando la reducción de la cantidad de espejos aumenta la eficiencia óptica para ángulos de incidencia mayores, esto conlleva una reducción en el área de captación del concentrador Fresnel. Con 8 espejos se tiene un área de captación de  $19,2 \text{ m}^2$ , en cambio con 11 espejos se tiene un área de  $26,4 \text{ m}^2$ . Si se considera la eficiencia óptica para  $\theta_T = 60^\circ$  y una radiación de  $700 \text{ W/m}^2$ , se tiene una potencia concentrada de  $11,06 \text{ kW}$  para 8 espejos, mientras que para 11 espejos la potencia alcanzada es de  $11,79 \text{ kW}$ , un 6,6 % mayor a pesar de que la eficiencia óptica es un 22,5 % menor.

### 5.2.2. Análisis paramétrico del receptor

Con respecto al diseño del receptor, se mantiene el ancho de la base de 44 cm, por lo que los parámetros a variar son la inclinación de la pared y la altura de la cavidad del receptor. Adicionalmente, al variar la inclinación y la altura de la cavidad, también varía el ancho de la cara superior, lo cual influye en el ancho del absorbedor.

Al variar el ángulo de inclinación de la pared  $\delta$  entre  $90^\circ$  y  $120^\circ$  y la altura de la cavidad del receptor entre 120 y 320 mm, se tiene que la eficiencia óptica para  $\theta_T$  igual a  $0^\circ$  posee un máximo en torno a los  $100^\circ$ - $110^\circ$  para cualquier altura de cavidad del receptor, tal como se ve en la Figura 5.2. Este máximo tiene un valor de 0,9345 y se encuentra determinado por los parámetros del concentrador. A medida que aumenta la altura de la cavidad del receptor, la eficiencia óptica disminuye rápidamente al aumentar el ángulo de inclinación de la pared.

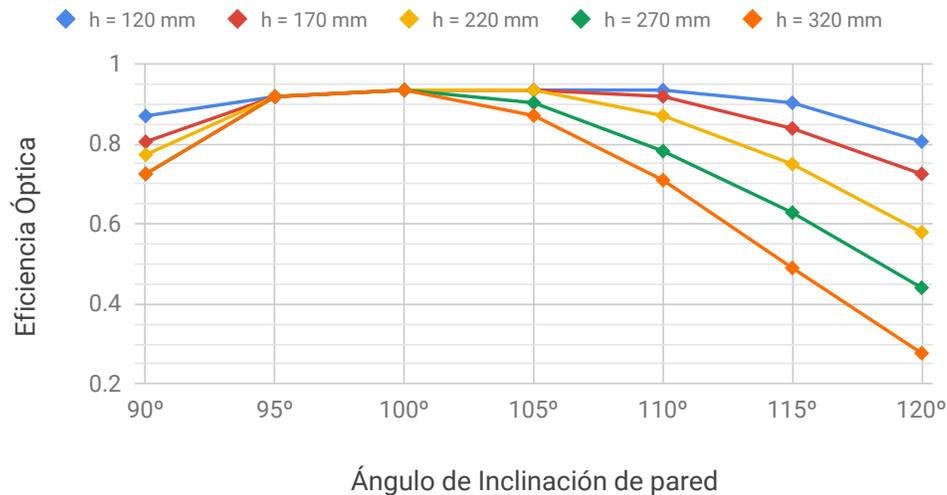


Figura 5.2: Eficiencia óptica en función del ángulo de inclinación de la pared del receptor.

Conforme a lo mencionado anteriormente, la eficiencia óptica alcanza un máximo en torno a los  $100^\circ$ , con un valor de 0,9345. Este valor es bastante superior a la eficiencia óptica alcanzada por un absorbedor de tubo evacuado y se debe a la geometría del receptor y la posición absorbedor. Ya que el absorbedor corresponde a una placa que se ubica en la cara superior del receptor y no a un tubo en el interior, no es necesario que las paredes reflejen la radiación no incidente hacia el centro del receptor, por lo que el ángulo de inclinación las paredes puede ser más recto, permitiendo reflejar más radiación hacia la cara superior.

Este comportamiento queda claro cuando se estudia la eficiencia óptica bajo las mismas condiciones para un receptor con un tubo evacuado en su interior, tal como se muestra en la Figura 5.3. El absorbedor se encuentra en el centro del receptor, de esta forma medida que aumenta el ángulo de inclinación de la pared, más radiación se refleja hacia el absorbedor, lo que aumenta la eficiencia óptica del colector. En este caso, para una altura de cavidad de 270 mm y un ángulo de pared de  $120^\circ$ , se tiene una eficiencia máxima de 0,657, valor el cual se encuentra en el rango de la eficiencia esperada para un colector Fresnel con absorbedor de tubo evacuado.

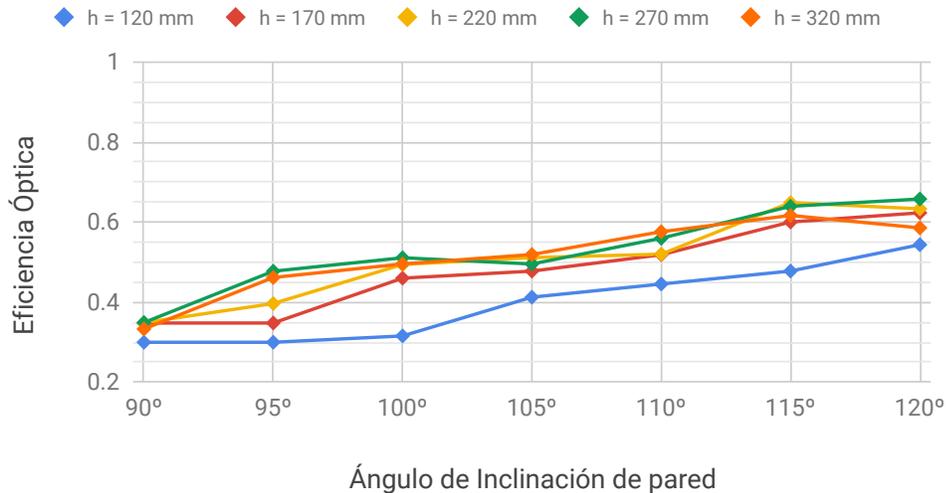


Figura 5.3: Eficiencia óptica en función del ángulo de inclinación de la pared del receptor para un absorbedor de tubo evacuado.

La influencia del tipo de absorbedor y el ángulo de inclinación de la pared con la eficiencia óptica y por consiguiente en la operación del colector Fresnel demuestra la importancia del proceso de diseño del receptor según el absorbedor a utilizar.

### 5.2.3. Análisis paramétrico del absorbedor

Por último, se analiza la influencia de los parámetros de diseño del absorbedor en la eficiencia térmica del colector. Los parámetros del absorbedor corresponden al ancho del minicanal, la altura del minicanal y el espesor de la pared. Para realizar el análisis paramétrico se varía tanto el ancho como alto de cada minicanal, manteniendo constante el espesor de la pared y el ancho total del tubo de minicanales, el cual corresponde a 36 cm. Al aumentar el ancho de cada minicanal, manteniendo constante el ancho total del tubo de minicanales, implica que el número de minicanales disminuye.

Las condiciones de operación corresponden a las mismas condiciones de referencia establecidas en la sección 5.1, manteniendo constante la temperatura de entrada y flujo másico.

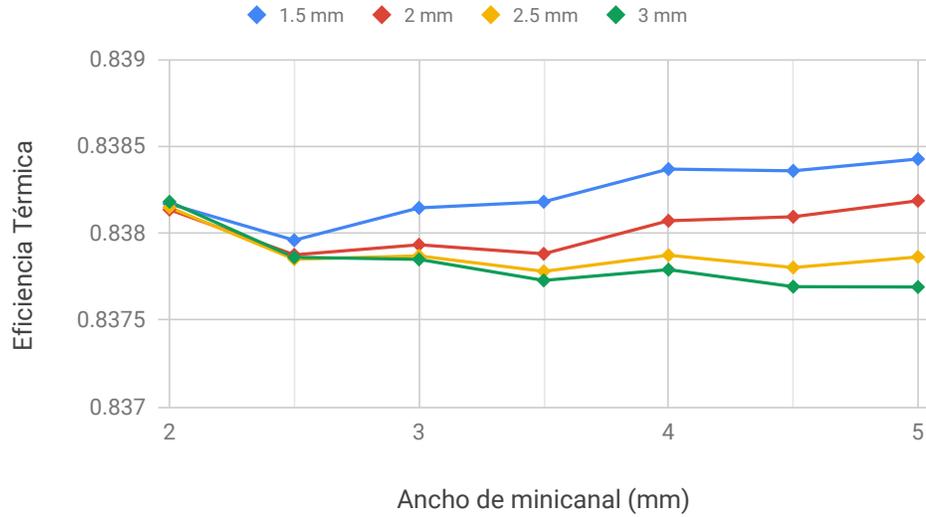


Figura 5.4: Eficiencia térmica en función del ancho y alto de un minicanal.

Tal como se puede ver en la Figura 5.4, la eficiencia térmica se mantiene prácticamente constante en el valor 0,83, variando solamente en el milésima, con valores de 0,838 para un minicanal de  $w_p = 5 \text{ mm}$  y  $h_p = 1,5 \text{ mm}$ , y 0,837 para un minicanal de  $w_p = 5 \text{ mm}$  y  $h_p = 3 \text{ mm}$ .

Este comportamiento se debe a un equilibrio generado en el número de Reynolds. Al aumentar el ancho de un minicanal, disminuye el número de minicanales, por lo que aumenta el área transversal de flujo. Esto implica que la velocidad del flujo debe disminuir, lo que disminuye el número de Reynolds, pero este efecto se contrarresta con el aumento del diámetro hidráulico, por lo que el número de Reynolds se mantiene constante. Como el régimen de flujo se mantiene constante, no se aprecian mayores cambios en la tasa de transferencia de calor y por ende, en la eficiencia térmica del colector.

Una forma de mejorar la eficiencia térmica es a disminuir las pérdidas por convección y radiación, modificando los materiales del receptor, ya sea el material del absorbedor, la cubierta de vidrio, o la pintura selectiva. Como se mencionó en la sección 2.1, no es posible generar vacío al interior del receptor [32], por lo que esta opción no es factible para disminuir las pérdidas térmicas.

### 5.3. Desempeño bajo condiciones de operación

Una vez analizados los parámetros de diseño del colector, se evalúa la eficiencia óptica y térmica, y se determina la generación de vapor bajo condiciones de operación. Estas condiciones equivalen a variar los ángulos de incidencia y radiación del sol, la temperatura de entrada y el flujo másico. Las condiciones de operación consideradas son:

- $DNI = 300$  a  $1100 \text{ W/m}^2$
- $T_{amb} = 30^\circ\text{C}$
- $T_{in} = 30$  a  $230 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\dot{m}_{in} = 250$  a  $1400 \text{ kg/h}$
- $\theta_T = 0^\circ$  a  $90^\circ$
- $\theta_L = 0^\circ$  a  $90^\circ$

Bajo estas condiciones, la eficiencia óptica nominal ( $\theta_T = 0^\circ$ ,  $\theta_L = 0^\circ$ ) es igual a 0,934. Para determinar el modificador longitudinal se considera una fila de 10 módulos (60 metros de largo), con lo que los modificadores de ángulo incidente,  $K_T$  y  $K_L$  se presentan en la Figura 5.5:

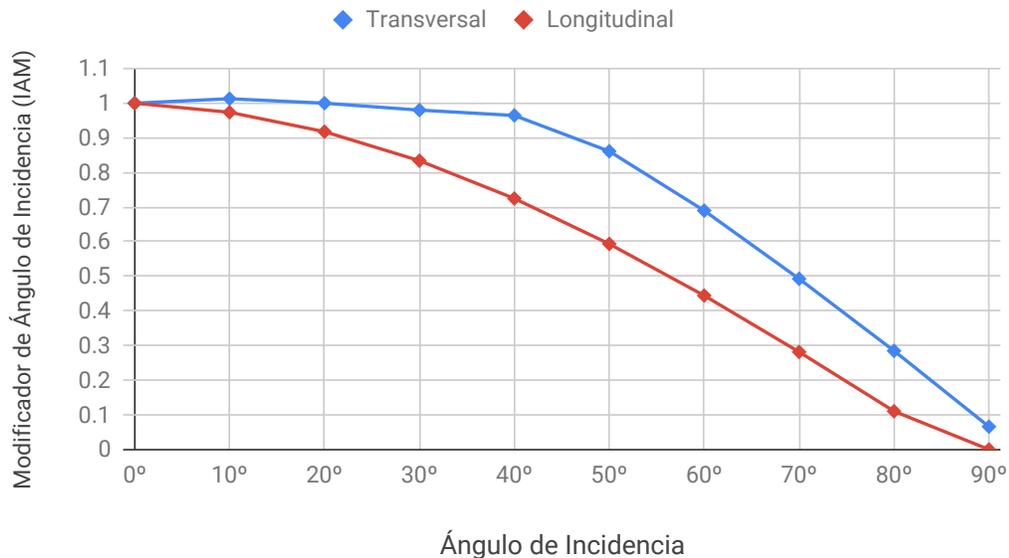


Figura 5.5: Modificadores de ángulo de incidencia para colector Fresnel de minicanales

Tal como se observa en la Figura 5.5, para el modificador transversal, hasta aproximadamente los  $40^\circ$  se tiene un valor bastante cercano a 1, lo que demuestra un buen desempeño óptico. Luego, a medida que el ángulo de incidencia aumenta, el modificador comienza a disminuir hasta llegar prácticamente a cero para un ángulo de  $90^\circ$ . Esto se debe principalmente a la proyección de la radiación y por pérdidas ópticas por bloqueo y sombreo entre espejos.

Respecto al modificador longitudinal, a medida que aumenta el ángulo de incidencia longitudinal, las pérdidas por la proyección del sol y por la zona no iluminada del receptor aumentan, disminuyendo la eficiencia óptica del colector, y por ende, el modificador longitudinal.

Por último, para expresar los modificadores de forma algebraica se realiza un ajuste polinómico con un  $R^2$  de al menos 0,999. De esta forma, los polinomios obtenidos para cada modificador corresponden a las siguientes expresiones:

$$K_T(\theta_T) = 1,01 - 3,05 \cdot 10^{-3}\theta_T + 3,06 \cdot 10^{-4}\theta_T^2 - 8,41 \cdot 10^{-6}\theta_T^3 + 4,56 \cdot 10^{-8}\theta_T^4 \quad (5.1)$$

$$K_L(\theta_L) = 0,99 + 8,32 \cdot 10^{-4}\theta_L - 2,38 \cdot 10^{-4}\theta_L^2 + 1,16 \cdot 10^{-6}\theta_L^3 \quad (5.2)$$

Con respecto a la variación de la eficiencia térmica según el flujo másico, tal como se aprecia en la Figura 5.6, a medida que aumenta el flujo másico, la eficiencia térmica alcanza un valor constante. Esto se debe a que existe un mínimo de pérdidas térmicas, el cual ocurre cuando la temperatura de entrada y salida son prácticamente iguales. En este caso, para un flujo másico de 1400 kg/h, con una radiación de 900  $W/m^2$ , la temperatura de entrada impuesta corresponde a 150°C y la temperatura de salida alcanza 160°C. En cambio, para un flujo másico de 250 kg/h, la temperatura de salida alcanza 209°C, casi 50°C más que en el caso anterior, por lo que las pérdidas térmicas son mayores, lo que explica la menor eficiencia térmica.

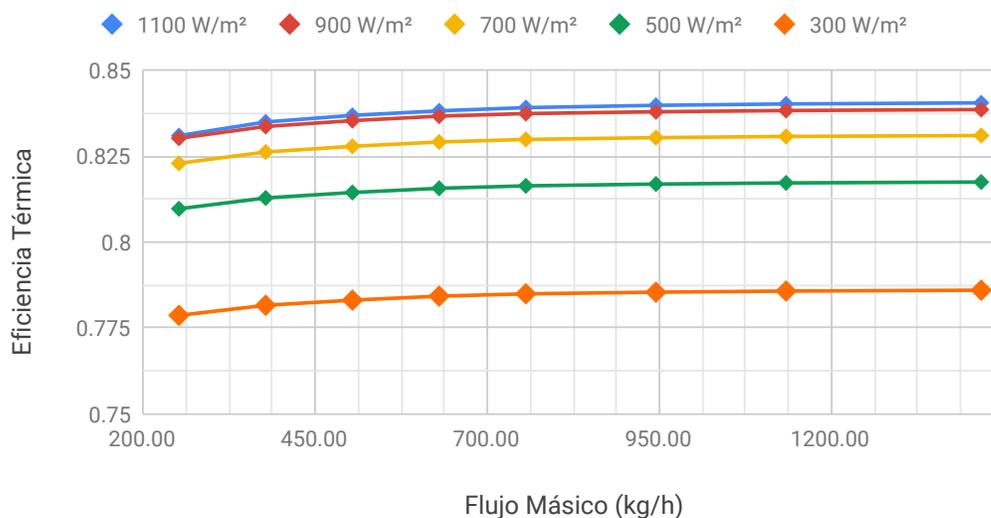


Figura 5.6: Variación de la eficiencia térmica en función del flujo másico para distintos niveles de radiación

Al analizar la variación de la eficiencia térmica respecto a la temperatura de entrada, como se aprecia en la Figura 5.7, a medida que aumenta la temperatura de entrada disminuye la eficiencia térmica debido a las mayores pérdidas térmicas. Este comportamiento es aún mas pronunciado cuando los niveles de radiación son bajos, cercano a los valores de 300 a 500  $W/m^2$ .

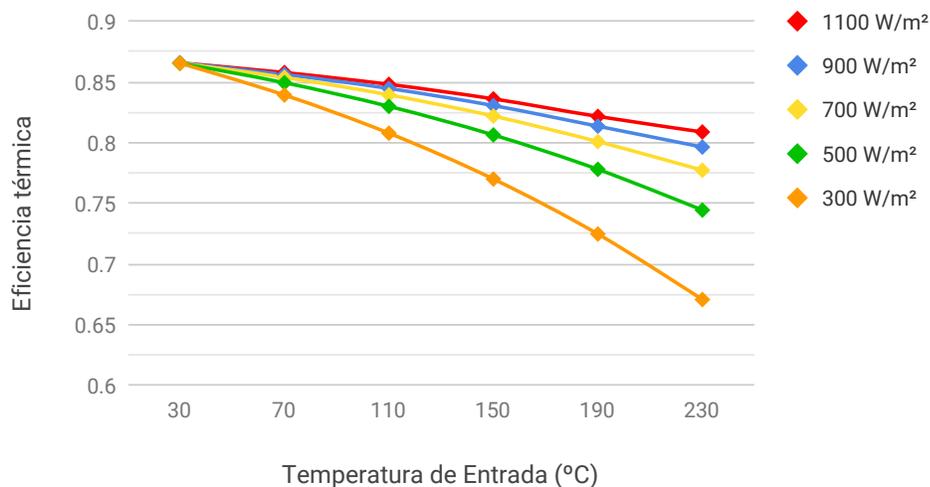


Figura 5.7: Variación de la eficiencia térmica en función de la temperatura de entrada

Al procesar los datos de la eficiencia térmica respecto al término  $(T_{in} - T_{amb})/G_s$ , se aprecia un comportamiento lineal, tal como se muestra en la figura 5.8. Al plantear un ajuste lineal se obtiene la siguiente expresión:

$$\eta_{th} = 0,868 - 0,281 \cdot \frac{(T_{in} - T_{amb})}{G_s} \quad (5.3)$$

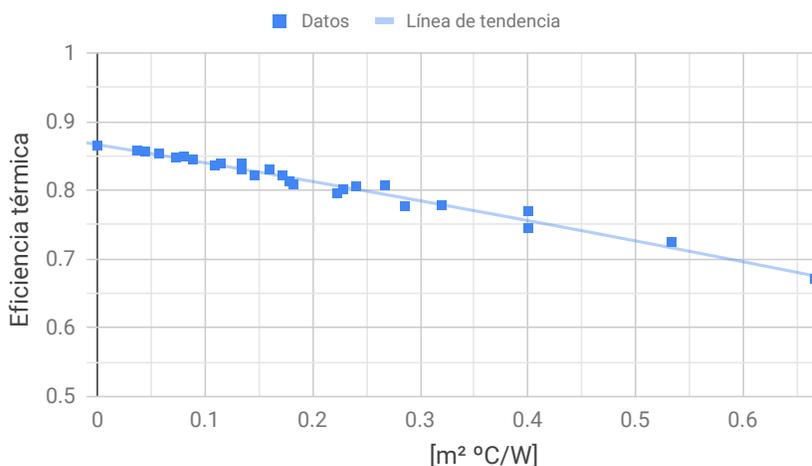


Figura 5.8: Variación de la eficiencia térmica en función de temperatura de entrada y la radiación incidente

## 5.4. Generación de vapor

Con respecto a la generación de vapor, se han estudiado 3 formas de generar vapor directamente: Una Pasada (*Once-Through*), Recirculación, e Inyección. Una de las formas más adoptadas para la integración con procesos industriales corresponde a la recirculación. En este tipo de integración se bombea agua en exceso al campo solar, de esta forma el flujo de salida solo alcanza un título de vapor entre 0,5 y 0,8. Posteriormente, mediante un tambor de vapor (*steam drum*) se separa el vapor del líquido saturado, el cual se vuelve a recircular al campo solar [50],[51].

Dentro de las variables que influyen en la tasa de generación de vapor se encuentran el flujo másico, la radiación solar, el área del campo solar y la presión de operación, la cual determina la temperatura de ebullición del líquido de trabajo.

Para analizar la generación de vapor, se asumen condiciones de operación correspondientes con una integración a nivel de suministro ( $P = 6 \text{ bar}$ ,  $T = 160^\circ\text{C}$ ), ingresando líquido saturado al colector [51]. Con respecto al campo solar, se consideran dos módulos, lo que corresponde a una fila de 12 metros de largo con un área de captación de  $52 \text{ m}^2$ . Por último, se considera una radiación directa normal de  $900 \text{ W/m}^2$  y una temperatura ambiente de  $30^\circ\text{C}$ .

Al variar la radiación directa normal y el flujo másico, se tiene que el título de vapor disminuye al aumentar el flujo másico, tal como se ve en la figura 5.9. Esto se debe a la menor entalpía por unidad de masa transferida al flujo. En cambio, al aumentar la radiación, el título de vapor aumenta, gracias a la mayor energía transferencia al flujo.

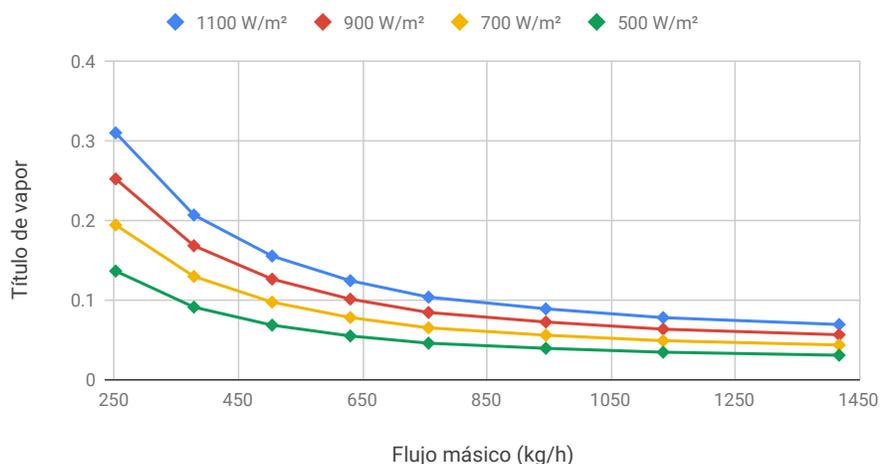


Figura 5.9: Variación del título de vapor en función de la radiación directa normal

Con respecto al largo de la fila colectores, al aumentar el largo de la fila, el título de vapor aumenta, tal como se aprecia en la Figura 5.10. Esto se debe a la mayor área de captación, por ende, mayor energía transferida al flujo. Para un largo de 6 metros y un flujo de 250 kg/h, la producción de vapor asciende a 31,7 kg por hora. Cuando se analiza una fila de 48 metros, con el mismo flujo másico de 250 kg/h, se aprecia que el título alcanza un valor 1.0, es decir, el flujo de salida es vapor sobrecalentado. Debido a la total ebullición del flujo, se genera un sobrecalentamiento de 6°C en el vapor a la salida del campo.

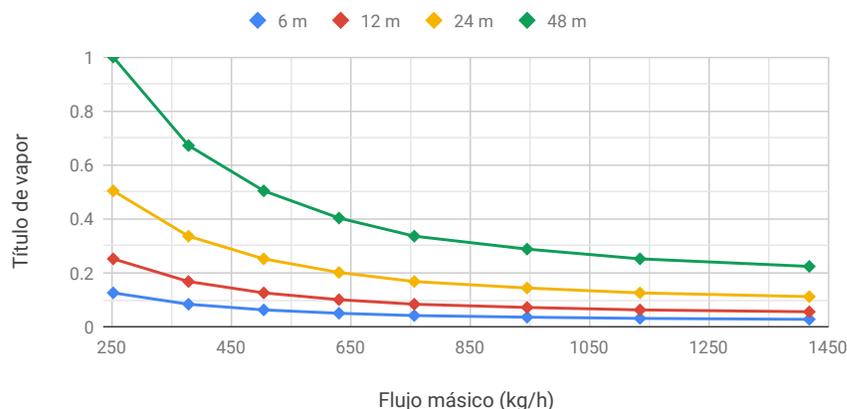


Figura 5.10: Variación del título de vapor en función del largo del arreglo de colectores

Por último, al analizar las diferentes presiones de operación en la generación de vapor, tal como se muestra en la Figura 5.11, a mayor presión de operación, mayor será el título de vapor. Cabe destacar que la temperatura de saturación a 1 bar corresponde a 99,6°C, mientras que a 12 bar es 187,9°C, por lo que la eficiencia térmica disminuye de 0,846 a 0,818, respectivamente. Sin embargo, la entalpía de vaporización disminuye al aumentar la presión, desde 2257 kJ/kg a 1 bar a 1985 kJ/kg a 12 bar, por lo que contrarresta la disminución de la eficiencia térmica, e incluso se alcanza un mayor título de vapor.

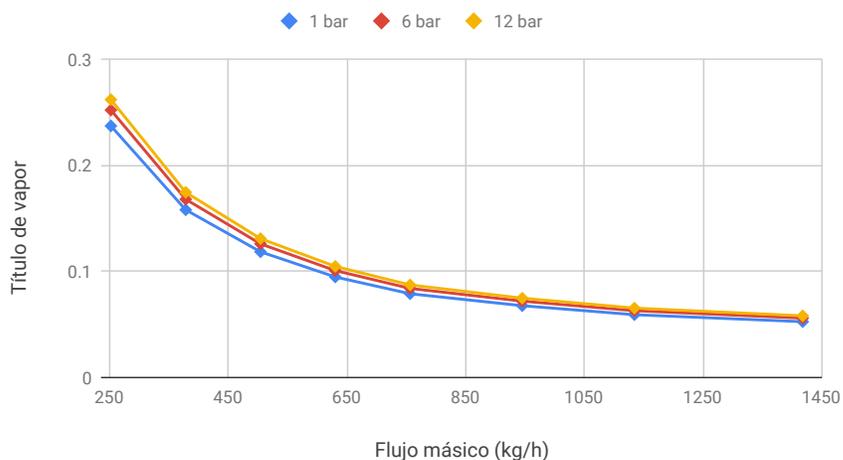


Figura 5.11: Variación del título de vapor en función de la presión de operación

# Capítulo 6

## Conclusiones

En este trabajo se presenta un nuevo diseño de colector lineal Fresnel con absorbedor de tubo de minicanales. Se describe el diseño del concentrador, receptor y el absorbedor de minicanales. El desempeño del colector se determina numéricamente y luego se compara con colectores Fresnel comerciales. Se desarrolla un modelo óptico para caracterizar la reflexión de la radiación en el concentrador y la absorción en el absorbedor, y un modelo termodinámico para estudiar la transferencia de calor al fluido de trabajo, la generación de vapor y las pérdidas térmicas al ambiente. Ambos modelos fueron validados utilizando datos comerciales o resultados experimentales en la literatura.

Este nuevo diseño de colector Fresnel utiliza tubos de minicanales como absorbedor en vez de tubos evacuados. Una de las ventajas de los minicanales sobre un tubo evacuado es la mayor área de transferencia de calor y mayor coeficiente de transferencia de calor debido a su menor diámetro hidráulico. Adicionalmente posee una mayor superficie transversal, por lo que posee una mayor área de absorción de radiación y por ende, una mayor eficiencia óptica.

Se desarrolla un modelo óptico y un modelo termodinámico del colector. El modelo óptico considera la reflexión de la radiación en el concentrador, las pérdidas por sombreado y bloqueo entre espejos, la reflexión en el receptor y la absorción en el absorbedor, ya sea de tubo evacuado o de minicanales. Con este modelo se obtiene el ángulo de inclinación de cada espejo, la proyección reflejada al receptor, la cantidad de rayos absorbidos, la eficiencia óptica y los modificadores de ángulo incidentes. Se plantea un modelo termodinámico en dos dimensiones del colector, discretizando el colector en volúmenes finitos. Se analiza la transferencia de calor por radiación, convección y conducción en cada volumen finito. Se determina la temperatura del fluido, de la pared externa e interna del absorbedor y de la cubierta vidrio. Se calcula el calor transferido al fluido de trabajo y las pérdidas térmicas por convección y radiación al ambiente, determinando la eficiencia térmica del absorbedor. Finalmente, se integran los fenómenos de transferencia de calor durante la ebullición, determinando la entalpía y la fracción de vapor del flujo en cada volumen finito.

Se simula el desempeño de colector bajo distintas condiciones de operación y parámetros de diseño. Se identifica la influencia de los parámetros de diseño del concentrador y el receptor sobre la eficiencia óptica y los modificadores de ángulo incidente del colector. Esto permite diseñar y evaluar distintos diseños de concentradores de acuerdo a los requerimientos de la integración industrial, ya sea requerimientos de operación o de espacio. Se analiza la influencia de las dimensiones de los minicanales sobre la eficiencia térmica del colector, concluyendo que la eficiencia térmica es invariante a las dimensiones del minicanal. Esto otorga libertad en el diseño del tubo de minicanales, y a la vez implica que mejoras en la eficiencia térmica no se encuentran en el diseño de los minicanales, sino en la reducción de las pérdidas térmicas.

Debido a la mayor superficie de absorción del absorbedor y la geometría del receptor, la eficiencia óptica alcanza un valor de 0,934, siendo un 50 % mayor que los colectores Fresnel de referencia. Este resultado es bastante alentador, ya que los colectores Fresnel comerciales solo alcanzan una eficiencia óptica cercana a 0,6. Sin embargo, ya que el absorbedor no se encuentra evacuado, las pérdidas térmicas son 12 veces mayores que en un tubo evacuado convencional, por lo que aún hay espacio para mejorar el diseño y el desempeño del colector.

Bajo las mismas condiciones de operación que los colectores Fresnel comerciales, el colector Fresnel de minicanales produce un 26 % más de potencia térmica por unidad de área de captación, alcanzando  $702,2 \text{ W/m}^2$ . Esto presenta una gran ventaja sobre los colectores comerciales, ya que se genera la misma potencia térmica utilizando un 26 % menos de espacio, o se genera un 26 % más de energía en el mismo espacio disponible. En ambos casos, es un resultado alentador para continuar los estudios de este diseño de colector solar.

Con respecto a la generación de vapor, un módulo del colector de 6 metros de largo, con una radiación de  $900 \text{ W/m}^2$ , es capaz de producir aproximadamente 30 kg. de vapor por hora, alcanzando un título de vapor de 0,12, lo que demuestra la factibilidad y el potencial de este diseño de colector en la generación directa de vapor.

Finalmente, se concluye que el colector Fresnel con absorbedor de minicanales es una alternativa factible para la generación de calor a mediana temperatura, mostrando una potencia térmica 26 % superior que colectores Fresnel comerciales, gracias a la mayor eficiencia óptica alcanzada. Adicionalmente, muestra resultados favorables respecto en la generación directa de vapor, por lo que este diseño de colector posee la factibilidad técnica para su integración con procesos industriales a mediana temperatura.

## 6.1. Trabajo Futuro

Existen muchas áreas para seguir trabajando o investigando en este tema. Uno de los posibles trabajos consiste en realizar la validación experimental de los modelos ópticos y termodinámicos planteados en este trabajo. Si se construye un colector Fresnel con absorbedor de minicanales sería posible validar el modelo óptico y termodinámico en conjunto.

Otra área de investigación corresponden a aspectos técnicos no considerados en este estudio. El primero de ellos corresponde a la caída de presión y el comportamiento fluido-dinámico durante el flujo en ebullición. Esta estudio es de vital importancia para determinar el sistema hidráulico necesario para bombear el fluido de trabajo a través del campo solar.

Otro aspecto no considerado corresponde a la manufactura del colector, ya que no existe el nivel de manufactura en el país para fabricar minicanales de cobre, por lo que deben estudiarse otras opciones de diseño o de materiales, como por ejemplo, minicanales de aluminio.

Adicionalmente no se ha considerado una evaluación anual de la operación del colector. En este trabajo se estudió el desempeño del colector bajo condiciones de operación, por lo que hace falta una evaluación anual para determinar el desempeño de la generación de calor y/o vapor considerando la estacionalidad de la radiación solar, los efectos climáticos, el tipo y nivel de integración, etc.

Por último, un tema interesante para investigar corresponde a una de las últimas tendencias en la cuarta revolución industrial, los gemelos digitales. Un gemelo digital consiste en una simulación en tiempo real de un sistema físico, el cual permite predecir su operación, mantención, etc. Como ya se encuentran planteados los modelos ópticos y termodinámicos del colector, es posible desarrollar un gemelo digital, otorgando valor agregado a esta solución respecto a otras alternativas de generación de calor en el mercado.

# Nomenclatura

$\alpha_{abs}$	Absortividad de la pintura selectiva
$\delta$	Inclinación de paredes del absorbedor
$\dot{Q}$	Flujo de calor
$\varepsilon_g$	Emisividad de la cubierta de vidrio
$\varepsilon_{abs}$	Emisividad de la pintura selectiva
$\eta_o$	Eficiencia óptica nominal
$\eta_{opt}$	Eficiencia óptica
$\gamma$	Factor de interceptación
$\mu$	Viscosidad dinámica de un fluido
$\rho$	Densidad de un fluido
$\rho_g$	Reflectividad de la cubierta de vidrio
$\sigma$	Tensión superficial del líquido
$\tau_g$	Transmisividad de la cubierta de vidrio
$\theta_L$	Ángulo de incidencia longitudinal
$\theta_T$	Ángulo de incidencia transversal
$A$	Área
$A_s$	Área superficial
$A_t$	Área transversal de un canal

$A_{ap}$	Area de captación
$Bo$	Número de ebullición
$c_P$	capacidad calorífica
$Co$	Número convectivo
$D$	Diámetro de canal circular
$D_h$	Diámetro hidráulico de canal
$e_{mc}$	Espesor de pared de tubo de minicanales
$f$	Factor de fracción
$F_{fl}$	Parametro dependiente de fluido
$G$	Gasto másico
$H$	Altura del receptor
$h$	Coefficiente de transferencia de calor por convección
$h_p$	Altura de un minicanal
$h_{LO}$	Coefficiente de transferencia de calor para un flujo completamente líquido
$h_{LV}$	Entalpía de vaporización del fluido
$I_b$	Radiación incidente
$K$	Modificador de ángulo incidente
$k$	Conductividad térmica
$k_{Cu}$	Conductivad térmica del cobre
$L$	Largo del colector
$L_c$	Largo característico
$M$	Peso molecular
$N_m$	Número de espejos
$N_p$	Número de canales en un tubo de minicanales
$Nu$	Número de Nusselt

$p$	Perímetro de un canal
$p_r$	Presión reducida
$Pr$	Número de Prandtl
$q''$	Flujo de calor por unidad de área
$R_p$	Rugosidad promedio
$Re$	Número de Reynolds
$T_s$	Temperatura de la superficie
$T_w$	Temperatura de la pared
$T_\infty$	Temperatura de la masa del flujo. <i>Bulk temperature.</i>
$T_{B,z}$	Temperatura de flujo a una distancia $z$
$V$	Velocidad promedio del fluido
$W$	Ancho del colector
$w_m$	Ancho de espejo
$w_p$	Ancho de un minicanal
$w_{inf}$	Ancho cara inferior del receptor
$w_{sup}$	Ancho cara superior del receptor
$We$	Número de Weber
$x$	Título de vapor

# Bibliografía

- [1] International Energy Agency, “Global energy and co2 status report: 2017,” 2018.
- [2] Solar Payback project, “Solar heat for industry,” 2017.
- [3] International Energy Agency, “Renewables 2017,” 2017.
- [4] International Energy Agency, “Energy technology perspectives 2017,” 2017.
- [5] United Nations, “Paris agreement,” 2015. UNTC XXVII 7.d.
- [6] W. Weiss and M. Spor-Dur, “Solar heat worldwide. edition 2018,” 2018.
- [7] P. Horta, “Process heat collectors: State of the art and available medium temperature collectors,” tech. rep., IEA SHC, 2015.
- [8] EA-ETSAP and IRENA, “Solar heat for industrial processes: Technology brief,” 2015.
- [9] S. A. Kalogirou, “Chapter 3 - solar energy collectors,” in *Solar Energy Engineering* (S. A. Kalogirou, ed.), pp. 125 – 220, Boston: Academic Press, second edition ed., 2014.
- [10] J. Duffie and W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*. McGraw-Hill series in mechanical engineering, Wiley, 2013.
- [11] G. S. Walker, “Development of a low cost linear fresnel solar concentrator,” Master’s thesis, Stellenbosch University, 2013.
- [12] IRENA, “Concentrating solar power,” 2012.
- [13] G. Diaz, “Performance Analysis and Design Optimization of a Mini-Channel Evacuated-Tube Solar Collector,” in *Volume 8: Energy Systems: Analysis, Thermodynamics and Sustainability; Sustainable Products and Processes*, (Boston, Massachusetts, USA), pp. 61–67, ASME, 2008.
- [14] S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, and M. R. King, *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2014.

- [15] M. K. Mansour, “Thermal analysis of novel minichannel-based solar flat-plate collector,” *Energy*, vol. 60, pp. 333 – 343, 2013.
- [16] A. Robles, V. Duong, A. Martin, J. Guadarrama, and G. Diaz, “Aluminum minichannel solar water heater performance under year-round weather conditions,” *Solar Energy*, vol. 110, pp. 356–364, 2014.
- [17] V. T. Duong, “Minichannel-tube solar thermal collectors for low to medium temperature applications,” Master’s thesis, University of California-Merced, 2015.
- [18] G. Zhu, T. Wendelin, M. J. Wagner, and C. Kutscher, “History, current state, and future of linear fresnel concentrating solar collectors,” *Solar Energy*, vol. 103, pp. 639 – 652, 2014.
- [19] A. Haberle, M. Berger, F. Luginsland, C. Zhaler, M. Baitsch, H. M. Henning, , and M. Rommel, “Linear concentrating fresnel collector for process heat applications,” Jul 2006.
- [20] S. Kalogirou, “The potential of solar industrial process heat applications,” *Applied Energy*, vol. 76, no. 4, pp. 337 – 361, 2003.
- [21] R. Leutz, A. Suzuki, A. Akisawa, and T. Kashiwagi, “Design of a nonimaging fresnel lens for solar concentrators11paper presented at the ises solar world congress, taejon, south korea, 24-29 august, 1997..,” *Solar Energy*, vol. 65, no. 6, pp. 379 – 387, 1999.
- [22] Y. Qiu, Y.-L. He, Z.-D. Cheng, and K. Wang, “Study on optical and thermal performance of a linear fresnel solar reflector using molten salt as htf with mcrt and fvm methods,” *Applied Energy*, vol. 146, pp. 162 – 173, 2015.
- [23] R. Grena and P. Tarquini, “Solar linear fresnel collector using molten nitrates as heat transfer fluid,” *Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 1048 – 1056, 2011.
- [24] C. Bachelier and R. Stieglitz, “Design and optimisation of linear fresnel power plants based on the direct molten salt concept,” *Solar Energy*, vol. 152, pp. 171 – 192, 2017. Progress in Solar Energy Special Issue: Concentrating Solar Power (CSP).
- [25] G. Morin, M. Karl, M. Mertins, and M. Selig, “Molten salt as a heat transfer fluid in a linear fresnel collector – commercial application backed by demonstration,” *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 689 – 698, 2015. International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, SolarPACES 2014.
- [26] Y. Qiu, Y.-L. He, M. Wu, and Z.-J. Zheng, “A comprehensive model for optical and thermal characterization of a linear fresnel solar reflector with a trapezoidal cavity receiver,” *Renewable Energy*, vol. 97, pp. 129 – 144, 2016.
- [27] G. Sootha and B. Negi, “A comparative study of optical designs and solar flux concentrating characteristics of a linear fresnel reflector solar concentrator with tubular absorber,” *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 32, no. 2, pp. 169 – 186, 1994.

- [28] D. R. Mills and G. L. Morrison, “Compact linear fresnel reflector solar thermal power-plants,” *Solar Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 263 – 283, 2000.
- [29] A. Häberle, C. Zahler, J. de Lalaing, J. Ven, J. Sureda, W. Graf, H. Lerchenmüller, and V. Wittwer, “The solarmundo project. advanced technology for solar thermal power generation,” in *Solar World Congress*, Australia Adelaide, 2001.
- [30] D. Reynolds, M. Jance, M. Behnia, and G. Morrison, “An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber,” *Solar Energy*, vol. 76, no. 1, pp. 229 – 234, 2004. Solar World Congress 2001.
- [31] J. Facão and A. C. Oliveira, “Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear fresnel solar collector concentrator,” *Renewable Energy*, vol. 36, no. 1, pp. 90 – 96, 2011.
- [32] R. Abbas, J. Muñoz-Antón, M. Valdés, and J. Martínez-Val, “High concentration linear fresnel reflectors,” *Energy Conversion and Management*, vol. 72, pp. 60 – 68, 2013. The III. International Conference on Nuclear and Renewable Energy Resources NURER2012.
- [33] S. S. Sahoo, S. Singh, and R. Banerjee, “Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used in linear fresnel reflector solar thermal system,” *Solar Energy*, vol. 87, pp. 84 – 95, 2013.
- [34] N. Sharma and G. Diaz, “Performance model of a novel evacuated-tube solar collector based on minichannels,” *Solar Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 881 – 890, 2011.
- [35] M. Oyinlola, G. Shire, and R. Moss, “Thermal analysis of a solar collector absorber plate with microchannels,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 67, pp. 102 – 109, 2015. Heat Transfer and Fluid Flow in Microscale.
- [36] Industrial Solar, “Solar collectors - fresnel collector lf-11,” 2018.
- [37] Soltigua, “A world of opportunities. soltigua fit,” 2018.
- [38] Solatom CSP, “Solar steam for industrial processes,” 2018.
- [39] E. Bellos and C. Tzivanidis, “Development of analytical expressions for the incident angle modifiers of a linear fresnel reflector,” *Solar Energy*, vol. 173, pp. 769 – 779, 2018.
- [40] R. Shah, A. London, T. Irvine, and J. Hartnett, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*. Elsevier Science, 2014.
- [41] V. K. Agarwal and D. C. Larson, “Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector,” *Solar Energy*, vol. 27, pp. 69–71, Jan. 1981.
- [42] W. C. Swinbank, “Long-wave radiation from clear skies,” *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, vol. 89, no. 381, pp. 339–348, 1963.

- [43] Y. Çengel, *Heat Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill series in mechanical engineering, McGraw-Hill, 2003.
- [44] S. G. Kandlikar and P. Balasubramanian, “An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 25, no. 3, pp. 86–93, 2004.
- [45] S. Kakac, R. Shah, and W. Aung, “Handbook of single-phase convective heat transfer,” *Drying Technology*, vol. 7, no. 1, pp. 149–150, 1987.
- [46] B. Petukhov and V. N. Popov, “Theoretical calculation of heat exchange in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties,” *Teplofiz. Vysok. Temperature (High Temperature Heat Physics)*, vol. 1, no. 1, pp. 69 – 83, 1963.
- [47] V. Gnielinski, “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow,” *International Chemical Engineer*, vol. 16, pp. 359–368, 1976.
- [48] S. G. Kandlikar, “A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes,” *Heat Transfer*, vol. 112, no. 1, pp. 219–228, 1990.
- [49] Schott Solar, “Schott ptr 70 receiver. the 4th generation,” 2013.
- [50] M. Mokhtar, M. Begrer, C. Zahler, D. Krüger, H.-D. Schenk, and R. Stieglitz, “Direct steam generation for process heat using fresnel collectors,” *International Journal of Thermal and Environmental Engineering*, vol. 10, no. 1, pp. 3–9, 2015.
- [51] I. B. Hassine, A. Helmkea, S. Heß, P. Krummenacher, B. Muster, B. Schmitt, and H. Schnitzer, “Solar process heat for production and advanced applications. integration guideline,” tech. rep., IEA SHC, 2015.
- [52] S. S. Bertsch, E. A. Groll, and S. V. Garimella, “Review and comparative analysis of studies on saturated flow boiling in small channels,” *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering*, vol. 12, no. 3, pp. 187–227, 2008.
- [53] M. Cooper, “Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties,” vol. 16 of *Advances in Heat Transfer*, pp. 157 – 239, Elsevier, 1984.
- [54] R. Ali, B. Palm, and M. Maqbool, “Flow boiling heat transfer characteristics of a mini-channel up to dryout condition,” *ASME. J. Heat Transfer*, vol. 133, no. 8, pp. 081501–081511, 2011.
- [55] G. Lazarek and S. Black, “Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with r-113,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 25, no. 7, pp. 945 – 960, 1982.

- [56] T. Tran, M. Wambsganss, and D. France, “Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 22, no. 3, pp. 485 – 498, 1996.
- [57] W. Yu, D. France, M. Wambsganss, and J. Hull, “Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 28, no. 6, pp. 927 – 941, 2002.

# Apéndice A

## Transferencia de calor en flujos en ebullición

Para escoger la correlación de transferencia de calor para flujos en ebullición se investigan diferentes estudios y revisiones realizados a la fecha. En 2008, Bertsch, Groll y Garimella [52] realizaron un estudio comparativo, analizando más de 25 correlaciones de coeficientes de transferencia de calor para flujos en ebullición presentes en la literatura, contrastándolos con 1847 mediciones de más de 10 fuentes independientes.

Las conclusiones de su estudio fueron las siguientes:

- Las correlaciones para el coef. de transferencia de calor poseen una precisión bastante baja. La mejor predicción muestra un error absoluto medio del 40 % respecto a la base de datos utilizada y predice menos de la mitad de los datos experimentales con una desviación de  $\pm 30\%$  de error.
- Las correlaciones desarrolladas para mini y microcanales no muestran una mejora en la predicción respecto a las correlaciones desarrolladas para canales convencionales.
- La correlación que mejor predice la mayoría de los datos experimentales corresponde a la correlación de Cooper [53] para *pool boiling*, la cual suele subestimar los valores para bajo título de vapor y sobrestimar ligeramente cuando aumenta el título. Ninguna correlación desarrollada para flujo en ebullición mejora los valores predichos por esta correlación.

Un estudio posterior realizado por Ali, Palm y Maqbool en 2011 [54], comparó 9 correlaciones para el mismo coeficiente, concluyendo que las correlaciones de Cooper [53], Lazarek y Black [55] y Tran et al. [56] mostraban un ajuste con más del 90 % de los datos predichos dentro de la banda de  $\pm 30\%$  de error.

Por lo que de las correlaciones disponibles en la literatura, se pre-seleccionan cuatro correlaciones a utilizar en este trabajo, siendo estas:

- Correlación de Cooper [53].

- Correlación de Lazarek y Black [55].
- Correlación de Yu et al. [57].
- Correlación de Kandlikar y Balasubramanian [44].

Las correlaciones de Cooper y Lazarek y Black se seleccionan debido a su reiterada aparición en ambos estudios. La correlación de Yu et al. es una adaptación de la correlación de Tran et al. ajustada para un flujo de agua en minicanales, por lo que también se selecciona. Por último, la correlación de Kandlikar y Balasubramanian se selecciona debido a su versatilidad para regímenes laminares y turbulentos.

## A.1. Correlación de Cooper

La correlación de Cooper, al contrario de la mayoría de las correlaciones, no posee ninguna teoría en particular, ya que se utilizó un método inverso para su formulación, es decir, se examinaron los datos experimentales en busca de tendencias o efectos significativos en función de variables físicas.

El procedimiento realizado consiste en el siguiente:

- Para un fluido en una superficie con una rugosidad dada, a presión constante, se tiene:

$$h \propto (Q/A)^m \quad (\text{A.1})$$

donde el coeficiente  $m$  que mejor se ajusta a los datos corresponde a 0.67.

- Para un fluido en una superficie con una rugosidad dada, a medida que la presión varía, la razón  $h/(Q/A)^{0,67}$  se puede expresar en función de la presión reducida  $p_r$  de la siguiente forma:

$$\frac{h}{(Q/A)^{0,67}} \propto f(p_r) \approx p_r^A \times (-\log_{10} p_r)^D \quad (\text{A.2})$$

- Para un fluido dado, a medida que varía la rugosidad y presión, la ecuación A.2 varía. Una posible formulación es la siguiente:

$$\frac{h}{(Q/A)^{0,67}} \propto f(p_r, R_p) \approx p_r^{A+B \times \log_{10} R_p} \times (-\log_{10} p_r)^D \quad (\text{A.3})$$

- Al comparar diferentes fluidos, se tiene que  $h$  disminuye al incrementar el peso molecular del fluido,  $M$ , por lo nueva formulación corresponde:

$$\frac{h}{(Q/A)^{0,67}} \propto f(p_r, R_p) \approx p_r^{A+B \times \log_{10} R_p} \times (-\log_{10} p_r)^D \times M^{-0,5} \quad (\text{A.4})$$

- Los coeficientes A, B y D se determinan a partir de los datos experimentales disponibles. En el caso de que no se especifique la rugosidad  $R_p$ , se asume  $R_p = 1\mu m$ . Con esto se obtiene  $A = 0,12$ ,  $B = 0,2$ ,  $D = -0,55$ .

- Por último, se determina una constante de proporcionalidad, con lo que se obtiene la siguiente correlación:

$$\frac{h}{(Q/A)^{0,67}} = p_r^{0,12+0,2 \times \log_{10} R_p} \times (-\log_{10} p_r)^{-0,55} \times M^{-0,5} \quad (\text{A.5})$$

donde las unidades de  $h$  están en  $W/(m^2K)$ ,  $W/m^2$  para  $(Q/A)$  y  $\mu m$  para  $R_p$

A continuación se muestra la comparación realizada por Ali, Palm y Maqbool entre los datos experimentales y los predichos por la correlación de Cooper. Aún cuando la correlación fue desarrollada para ebullición en estanque (*pool boiling*) la correlación predice bastante bien el coef. de transferencia tendiendo a subestimar su valor, pero aún así el 98% de los datos predichos se encuentran dentro de la banda de  $\pm 30\%$  de error.

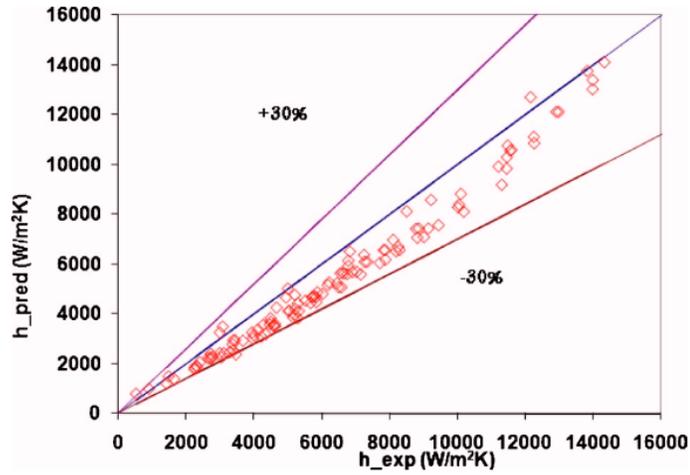


Figura A.1: Comparación entre coeficiente de transferencia de calor medido experimentalmente y predicho por Cooper. Extraído de [54].

## A.2. Correlación de Lazarek y Black

La correlación de Lazarek y Black fue desarrollada estudiando la ebullición de refrigerante R-113 en tuberías verticales con un diámetro interno de 3.1 mm. Se utilizaron 728 mediciones y de todas las relaciones funcionales planteadas, la más precisa corresponde a:

$$Nu = 30Re^{0,857} Bo^{0,714} \quad (\text{A.6})$$

donde  $Re$  corresponde al número de Reynolds en estado líquido y  $Bo$  al número de ebullición, definido como:

$$Bo = \frac{q''}{Gh_{LV}} \quad (\text{A.7})$$

donde  $q''$  es el flujo de calor por unidad de área,  $G$  es el gasto másico,  $G = \dot{m}/A$ , y  $h_{LV}$  es la entalpía de vaporización del fluido.

Dentro de las principales conclusiones del trabajo es que el coef. de transferencia no depende del título del vapor, al menos hasta títulos cercanas a 0.6, tal como se ve en la figura A.2. Adicionalmente, no hay una dependencia del flujo másico sobre la transferencia de calor, ya que el mecanismo principal de ebullición corresponde a la nucleación, la cual es controlada por la transferencia de calor de las paredes.

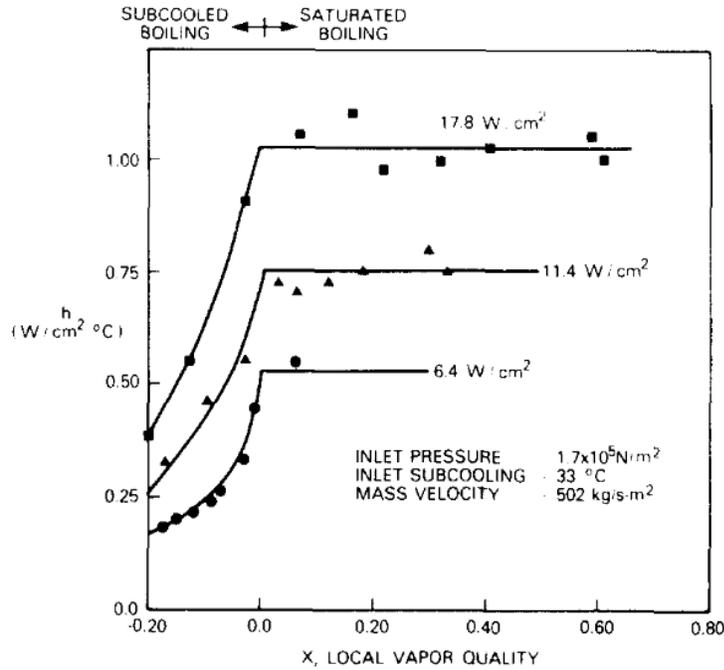


Figura A.2: Coeficiente de transferencia de calor en función de la calidad de vapor. Extraído de [55]

De acuerdo al estudio de Ali, Palm y Maqbool, la correlación de Lazarek y Black predice de forma razonable los datos experimentales con flujos másicos bajos, alcanzando un 91 % de las predicciones dentro de la banda  $\pm 30 \%$ .

### A.3. Correlación de Yu et al

En el trabajo de Yu et al. se investiga la caída de presión, el coef. de transferencia de calor y el flujo crítico de calor para un flujo de agua en un minicanal circular de diámetro interno de 2.98 mm [57].

Basado en los resultados experimentales, se identificó que el principal mecanismo de ebullición corresponde a la ebullición por nucleación. Tomando como referencia el trabajo de Tran et al. [56], se plantea la siguiente correlación para los datos experimentales:

$$h_{tp} = 6,4 \times 10^6 (Bo^2 We_l)^{0,27} (\rho_L / \rho_V)^{-0,2} \quad (A.8)$$

donde  $Bo$  corresponde al número de ebullición,  $We_l$  corresponde al número de Weber para flujo en estado líquido,  $\rho_L$  y  $\rho_V$  corresponden a la densidad del fluido en estado líquido y vapor respectivamente.

El número de Weber se determina de la siguiente manera:

$$We_l = \frac{G^2 D}{\rho_L \sigma} \quad (A.9)$$

donde  $G$  corresponde al gasto másico, definido anteriormente,  $D$  corresponde al diámetro hidráulico,  $\rho_L$  a la densidad en estado líquido del fluido y  $\sigma$  a la tensión superficial del fluido.

La correlación propuesta de Yu et al. predice con un error cuadrático medio del 2% los resultados experimentales realizados, encontrándose gran parte de las predicciones dentro de la banda de un  $\pm 30\%$  de error, tal como se muestra en la figura A.3.

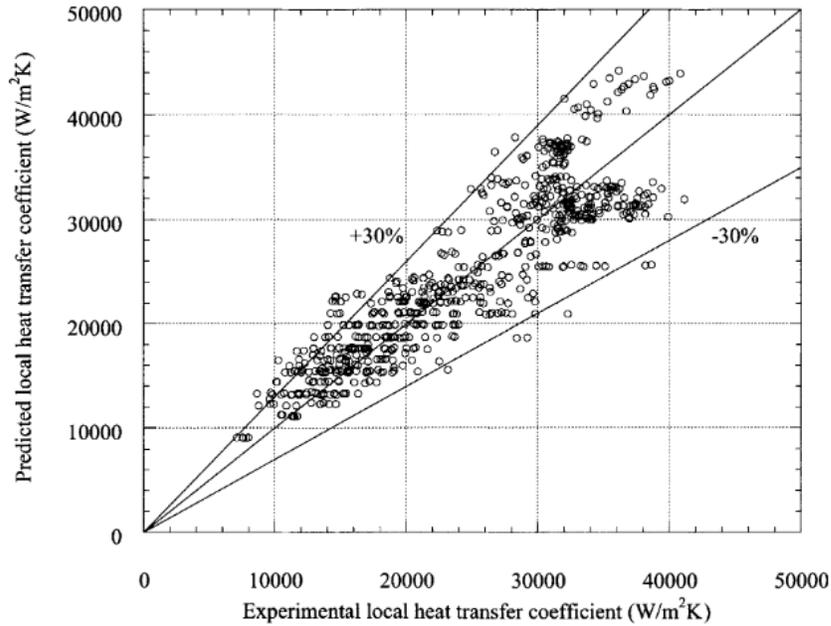


Figura A.3: Comparación entre coeficiente de transferencia de calor medido experimentalmente y predicho por Yu et al. Extraído de [57].

## A.4. Correlación de Kandlikar y Balasubramanian

La correlación de Kandlikar y Balasubramanian es una extensión de la correlación propuesta por Kandlikar [48] para flujos en ebullición bajo régimen turbulento. Esta correlación utiliza el coeficiente de transferencia de calor de flujo completamente líquido para predecir las componentes de la ebullición por nucleación y por convección.

De acuerdo a lo anterior, se tiene que el coeficiente de transferencia de calor para flujo en dos fases,  $h_{tp}$ , corresponde:

$$h_{tp} = \max \begin{cases} h_{tp,NB} \\ h_{tp,CB} \end{cases} \quad (\text{A.10})$$

donde  $h_{tp,NB}$  corresponde al coef. de transferencia de calor por ebullición por nucleación y  $h_{tp,CB}$  corresponde al coef. de transferencia de calor por ebullición por convección.

Los coeficientes de transferencia de calor en ebullición por nucleación y convección se determinan con las siguientes ecuaciones:

$$h_{tp,NB} = 0,6683Co^{-0,2}(1-x)^{0,8}h_{LO} + 1058Bo^{0,7}(1-x)^{-0,8}F_{fl}h_{LO} \quad (\text{A.11})$$

$$h_{tp,CB} = 1,136Co^{-0,9}(1-x)^{0,8}h_{LO} + 667,2Bo^{0,7}(1-x)^{-0,8}F_{fl}h_{LO} \quad (\text{A.12})$$

donde  $Co$  corresponde al número convectivo,  $x$  al título de vapor,  $h_{LO}$  al coef. de transferencia de calor para un flujo completamente líquido,  $Bo$  al número de ebullición y  $F_{fl}$  a un parámetro dependiente del fluido y el material del minicanal.

El número convectivo se calcula de la siguiente manera:

$$Co = \left[ \frac{(1-x)}{x} \right]^{0,8} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \quad (\text{A.13})$$

donde  $\rho_V$  corresponde a la densidad del vapor y  $\rho_L$  corresponde a la densidad del líquido.

Con respecto al coef. de transferencia de calor para flujo completamente líquido  $h_{LO}$ , este se determina utilizando las ecuaciones de la sección anterior según corresponda con el régimen de flujo. Por último, el parámetro  $F_{fl}$  tiene un valor igual a 1.0 para el agua [48].

Tal como se mencionó, el trabajo de Kandlikar y Balasubramanian es una extensión de la correlación para flujos laminar y de transición, por lo que se recomienda seguir la siguiente clasificación de regímenes de flujo para calcular el coef. de transferencia de calor  $h_{LO}$ :

- Flujo Laminar:  $Re_{LO} < 1600$
- Flujo de Transición:  $1600 < Re_{LO} < 3000$
- Flujo Turbulento:  $Re_{LO} > 3000$

donde  $Re_{LO}$  corresponde al número de Reynolds para flujo completamente líquido.

Kandlikar y Balasubramanian compararon la correlación propuesta con diversos trabajos experimentales, los cuales estudiaron la transferencia de calor en minicanales para valores de Reynolds entre 72 y 2955 [44]. Para valores de número de Reynolds mayores a 1000, la correlación predice de forma adecuada los datos experimentales, pero al disminuir a valores de Reynolds menores a 500, la correlación no predice de forma correcta lo observado en los ensayos experimentales, tal como se aprecia en la figura A.4, por lo que no se recomienda utilizar la correlación de Kandlikar y Balasubramanian para valores Reynolds bajo 500.

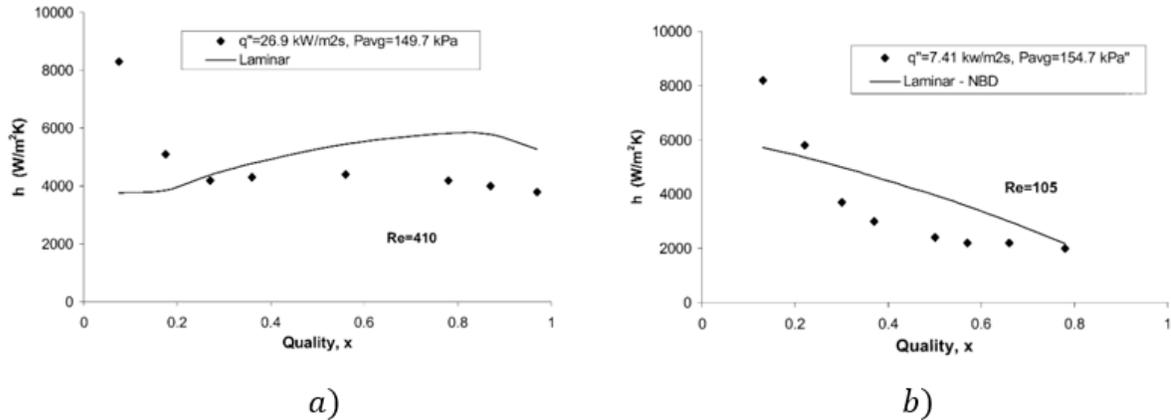


Figura A.4: Comparación de correlación de Kandlikar y Balasubramanian con los datos de Yen et al. Figura a:  $D_h = 0,51\text{mm}$ ,  $G = 295\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ , y  $Re_{LO} = 410$ . Figura b:  $D_h = 0,19\text{mm}$ ,  $G = 145\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ , y  $Re_{LO} = 105$ .

Ya que los tanto los trabajos de Lazarek y Black como el de Yu et al. concluyeron que el mecanismo principal de ebullición corresponde a la nucleación, para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la ecuación A.10 solo se utiliza la ecuación A.11.

## A.5. Selección de correlación de coef. de transferencia de calor

Para comparar las correlaciones anteriores, se evalúan para las mismas condiciones de operación, siendo estas las esperadas para un concentrador solar de minicanales. Estas corresponden a un diámetro hidráulico de 1.5 mm, un gasto másico de  $200 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$ , un número de Reynolds igual a 1000, y un flujo de calor de  $14.4 \text{ kW}/\text{m}^2$ , definido como la multiplicación de un DNI de  $900 \text{ kW}/\text{m}^2$  por un factor de concentración de 16.

Adicionalmente, se considera una fracción de vapor desde 0 hasta 0.9 para visualizar el comportamiento del coeficiente ante la presencia de vapor.

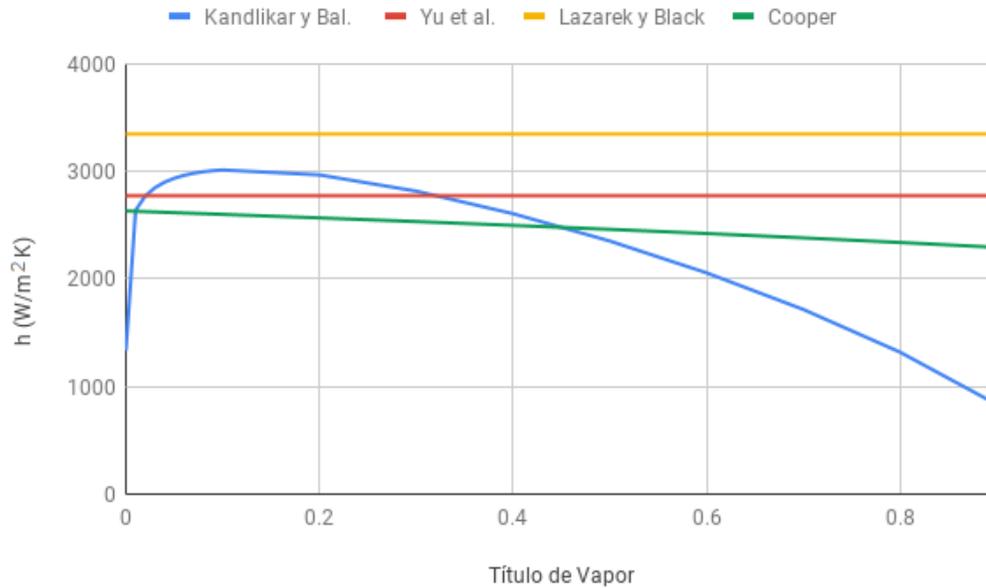


Figura A.5: Comparación de correlación de Cooper, Lazarek y Black, Yu et al. y Kandlikar y Balasubramanian.  $D_h = 1,4mm$ ,  $G = 201kg/m^2s$ ,  $Re = 1000$ ,  $q'' = 14,4kW/m^2$ .

Tal como se puede ver en la figura A.5, las correlaciones de Cooper, Lazarek y Black, y Yu et al. se encuentran en el mismo orden de magnitud, variando entre 2600 y 3300  $W/m^2K$ . También muestran un comportamiento prácticamente independiente a la fracción de vapor. En cambio, la correlación de Kandlikar y Balasubramanian muestran un crecimiento rápido al inicio de la ebullición, alcanzando un máximo en el mismo rango que las correlaciones anteriores, para luego ir decreciendo a medida que aumenta el título de vapor. Este comportamiento se asemeja más a la realidad, ya que a medida que aumenta el título de vapor, más vapor se hace presente en el flujo, lo que disminuye la tasa de transferencia de calor. Por este motivo se selecciona la correlación de Kandlikar y Balusabramian para el estudio.

# Apéndice B

## Códigos de Python para resolución de modelos matemáticos

A continuación se presentan los códigos desarrollados para resolver el modelo óptico y modelo termodinámico planteados en este trabajo. Ambos códigos fueron desarrollados en Python 3.6. En el código del modelo termodinámico se utiliza la librería IAPWS 1.1.3 para obtener las propiedades termofísicas del agua.

### B.1. Modelo óptico

```
1 # -*- coding: utf-8 -*-
2 """
3 Created on Wed Nov 14 09:04:53 2018
4
5 @author: pcast
6 """
7
8 import numpy as np
9 import matplotlib.pyplot as plt
10
11 #Modelo de Raytraicing Fresnel
12
13 def GeometriaEspejos(W, w_m, N_m, a): #Ancho total W, ancho de cada espejo
14     w_m, numero de espejo n_m, altura a
15     W_util = W - w_m
16     delta_w = W_util/(N_m-1)
17     x = np.zeros(N_m)
18     theta = np.zeros(N_m)
19     for i in range(N_m):
20         x[i]= (w_m/2 - W/2) + i*delta_w
21         if x[i] == 0:
22             theta[i] = (np.pi/2) - 0.01
23         else:
24             theta[i]= np.arctan(a/x[i])
```

```

24         if theta[i] < 0:
25             theta[i] = -theta[i]
26         elif theta[i] < np.pi:
27             theta[i] = np.pi - theta[i]
28     return x, theta
29
30
31 def GeometriaReceptor(x1, x2, x3, x4, tipo, D, x5):
32     x2=x2-x1
33     x3=x3-x1
34     x4=x4-x1
35     x5=x5-x1
36     x1=x1-x1
37     #Linea Izquierda. Vertice inferior X1, Origen. Vertice Superior, X2.
38     m1 = x2[1]/x2[0]
39     n1 = 0.0
40     L1=(m1,n1)
41     #Linea Arriba. Vertice izquierdo X2. Vertice Derecho, X3.
42     m2 = (x3[1]-x2[1])/(x3[0]-x2[0])
43     n2 = x3[1] - x3[0]*m2
44     L2 = (m2,n2)
45     #Linea Derecha. Vertice superior X3. Vertice inferior, X4.
46     m3 = (x4[1]-x3[1])/(x4[0]-x3[0])
47     n3 = x4[1] - x4[0]*m3
48     L3 = (m3,n3)
49     #Linea Abajo. Vertice derecho X4. Vertice izquierda, X1.
50     m4 = (x1[1]-x4[1])/(x1[0]-x4[0])
51     n4 = x4[1] - x4[0]*m4
52     L4 = (m4,n4)
53
54     return L1,L2,L3,L4,x5
55
56 def AnguloRefleccion(x, theta, theta_sol, w):
57     N = np.shape(theta)
58     j = theta_sol
59     gamma = np.zeros(N)
60     w_inc = np.zeros(N)
61     w_ref = np.zeros(N)
62     for i in range(N[0]):
63         O = theta[i]
64         beta = O - np.pi/2 + j
65         n = O - beta/2
66         gamma[i] = n + np.pi/2
67         w_inc[i] = np.cos(gamma[i]-np.pi/2 - O + beta)
68         w_ref [i] = np.cos(np.pi - gamma[i]) + np.sin(np.pi - gamma[i])/np.tan
(O) #<< Recalcular
69     return gamma, w_ref, w_inc
70
71 def PlotMirror(x, w, gamma):
72     N = np.shape(x)
73     for i in range(N[0]):
74         plt.plot([x[i]-np.cos(gamma[i])*w/2, x[i]+np.cos(gamma[i])*w/2], [-np.
sin(gamma[i])*w/2,np.sin(gamma[i])*w/2])
75     plt.show()
76

```

```

77 def PlotLineas(x, theta):
78     N = np.shape(x)
79     for i in range(N[0]):
80         plt.plot([x[i], 0], [0, -x[i]*np.tan(theta[i])])
81     plt.show()
82
83 def PlotProyeccion(x, w, w_ref, gamma):
84     N = np.shape(x)
85     for i in range(N[0]):
86         if gamma[i] > np.pi:
87             plt.plot([x[i]-np.cos(gamma[i])*w/2, x[i]-np.cos(gamma[i])*w/2 -
88 w_m*w_ref[i] ], [-np.sin(gamma[i])*w/2, -np.sin(gamma[i])*w/2])
89         else:
90             plt.plot([x[i]+np.cos(gamma[i])*w/2, x[i]+np.cos(gamma[i])*w/2 +
91 w_m*w_ref[i] ], [np.sin(gamma[i])*w/2, np.sin(gamma[i])*w/2])
92     plt.show()
93
94 def PlotRadSol(zen_sun, x, a):
95     N = np.shape(x)
96     for i in range(N[0]):
97         plt.plot([x[i], x[i] + a*np.sin(zen_sun)], [0, a*np.cos(zen_sun)])
98
99 def PlotFresnel(x,w,w_ref,theta,gamma, zen_sun, a):
100     PlotLineas(x,theta)
101     PlotMirror(x,w,gamma)
102     PlotProyeccion(x,w,w_ref,gamma)
103     PlotRadSol(zen_sun, x, a)
104
105 #Recapitulacion. Hasta ahora tienes:
106 # la posicion y angulo entre el centro de cada espejo y el receptor.
107 # la linea que define cada pared del receptor
108 # el angulo de inclinacion de cada espejo y el ancho de la radiacion
109 # proyectada al receptor
110 # segun un angulo de incidencia del sol dado
111
112 def Interseccion(m,n,x,y,theta):
113     x_int = (n-(y - x*np.tan(theta)))/(np.tan(theta) - m)
114     y_int = m*x_int + n
115     return x_int, y_int
116
117 def DistPuntos(x1,y1,x2,y2):
118     L = np.sqrt(np.float_power((x1-x2),2) + np.float_power((y1-y2),2))
119     return L
120
121 def Shading(x1, w_m, gamma, theta_inc): #x1 posiciones, w_m ancho espejos,
122     gamma angulo, theta sol
123     N = np.shape(x1)
124     S = np.ones(N[0])
125     zen_sun = theta_inc ###Si no, Radianes
126
127     for i in range(N[0]-1):
128         if gamma[i] < np.pi:
129             #vertice superior

```

```

128     x_t = [x1[i+1]+np.cos(gamma[i+1])*w_m/2, np.sin(gamma[i+1])*w_m/2]
129     #angulo comp. del sol
130     ang = np.pi/2 - zen_sun
131     #pendiente espejo i
132     m = np.tan(gamma[i])
133     #coef de espejo i
134     n = -x1[i]*np.tan(gamma[i])
135     #punto de interseccion en espejo i
136     x_s = Interseccion(m, n, x_t[0], x_t[1], ang)
137     #punto inferior espejo i
138     x_b = [x1[i]-np.cos(gamma[i])*w_m/2, -np.sin(gamma[i])*w_m/2]
139
140     if x_s[1] < x_b[1]:
141         S[i] = 1
142 #         plt.plot([x_b[0], x_b[0] + 5*np.sin(zen_sun)], [x_b[1], x_b
143 [1]+5*np.cos(zen_sun)])
144
145     elif x_s[1] > np.sin(gamma[i])*w_m/2:
146         S[i] = 0
147     else:
148         L = DistPuntos(x_s[0], x_s[1], x_b[0], x_b[1])
149 #         plt.plot([x_b[0], x_b[0] + 5*np.sin(zen_sun)], [x_b[1], x_b
150 [1]+5*np.cos(zen_sun)])
151         S[i]=1 - L/w_m
152
153 #     plt.show()
154     return S, np.sum(S)/N
155
156 def Blocking(x1, w_m, gamma, theta): #x1 posiciones, w_m ancho espejos, gamma
157     angulo, theta reflexion
158     N = np.shape(x1)
159     B = np.ones(N[0])
160
161     for i in range(N[0]-1):
162         if gamma[i] > np.pi:
163             #vertice superior espejo i
164             x_t = [x1[i]- np.cos(gamma[i])*w_m/2, -np.sin(gamma[i])*w_m/2]
165 #             print(x_t[0], x_t[1])
166             #angulo de reflexion
167             ang = theta[i+1]
168             #pendiente espejo i +1
169             m = np.tan(gamma[i+1])
170             #coef de espejo i +1
171             n = -x1[i+1]*np.tan(gamma[i+1])
172             #punto de interseccion en espejo i
173             x_s = Interseccion(m, n, x_t[0], x_t[1], ang)
174 #             print(x_s[0], x_s[1])
175             #punto inferior espejo i
176             x_b = [x1[i+1]+np.cos(gamma[i+1])*w_m/2, +np.sin(gamma[i+1])*w_m
177 /2]
178
179             if x_s[1] < x_b[1]:
180                 B[i+1] = 1
181 #                 plt.plot([x_b[0], x_b[0] + 5*np.sin(zen_sun)], [x_b[1], x_b
182 [1]+5*np.cos(zen_sun)])

```

```

178
179         elif x_s[1] > -np.sin(gamma[i+1])*w_m/2:
180             B[i+1] = 0
181         else:
182             L = DistPuntos(x_s[0], x_s[1], x_b[0], x_b[1])
183 #             plt.plot([x_b[0], x_b[0] + 5*np.sin(zen_sun)], [x_b[1], x_b
184 [1]+5*np.cos(zen_sun)])
185             B[i+1]= 1 - L/w_m
186         else:
187             #vertice superior espejo i
188 #             x_t = [x1[i+1]+ np.cos(gamma[i+1])*w_m/2, +np.sin(gamma[i+1])*w_m
189 /2]
190             print(x_t[0], x_t[1])
191             #angulo de reflexion
192             ang = theta[i]
193             #pendiente espejo i +1
194             m = np.tan(gamma[i])
195             #coef de espejo i +1
196             n = -x1[i]*np.tan(gamma[i])
197             #punto de interseccion en espejo i
198             x_s = Interseccion(m, n, x_t[0], x_t[1], ang)
199 #             print(x_s[0], x_s[1])
200             #punto inferior espejo i
201             x_b = [x1[i] - np.cos(gamma[i])*w_m/2, -np.sin(gamma[i])*w_m/2]
202
203             if x_s[1] < x_b[1]:
204                 B[i] = 1
205 #             plt.plot([x_b[0], x_b[0] + 5*np.sin(zen_sun)], [x_b[1], x_b
206 [1]+5*np.cos(zen_sun)])
207
208             elif x_s[1] > np.sin(gamma[i+1])*w_m/2:
209                 B[i] = 0
210             else:
211                 L = DistPuntos(x_s[0], x_s[1], x_b[0], x_b[1])
212 #             plt.plot([x_b[0], x_b[0] + 5*np.sin(zen_sun)], [x_b[1], x_b
213 [1]+5*np.cos(zen_sun)])
214             B[i]= 1 - L/w_m
215 #         plt.show()
216         return B, np.sum(B)/N
217
218
219 def Raytraicing(L1, L2, L3, L4, tipo, x5, D, theta, w_refl, N, S, B, gamma,
220 w_m, w_inc):
221     rho = 0.95
222     N_mir = np.shape(theta)
223     N_mir = N_mir[0]
224     X_inter = np.zeros(N_mir*N)
225 #     N_mir = 1
226     Abs_t = np.zeros(N_mir) #Contador de rayos absorbidos
227     if tipo ==1:
228         for i in range(N_mir):
229             Abs = 0
230             o_in = theta[i]
231             x_in = x5[0] # x5[1]/np.tan(o_in)
232             w_i = w_m*w_refl[i]*1000/2 #mm

```

```

228 w_r = w_m*w_refl[i]*1000*np.min([S[i], B[i]]) #mm
229 if gamma[i] > np.pi: #espejos inclinados hacia
abajo
230     w_i = w_m*w_refl[i]*1000*(np.min([S[i], B[i]]) - 0.5)
231     #print(i)
232     v_ray = (1/(N))*w_m*w_inc[i]*np.min([S[i], B[i]])
233     for j in range(N): #Para cada espejo
234         #print(j)
235         I = 1 #Intensidad
236         x_in_j = x_in - w_i + w_r*j/(N-1) #Posicion a la entrada
237         y_in_j = 0
238         x_j = x_in_j
239         y_j = y_in_j
240         o_j = o_in
241         inicio = 0
242         fin = 1
243         Abs_i = 0
244         while inicio < fin: #Ingresa al receptor y tiene que
salir
245             x_j = x_j + 10*np.cos(o_j)
246             y_j = y_j + 10*np.sin(o_j)
247             # plt.plot(x_j, y_j, '*')
248             #print('avanz ')
249             #print(x_j, y_j)
250             #print('angulo ' + np.str(o_j*(180/3.14)))
251
252             if x_j < 0 or x_j > x4[0]:
253                 #Rayo nunca entra receptor
254                 #print('salio ')
255                 inicio = fin + 1
256
257             elif y_j >= x_j*L1[0]: #Primera pared. Izquierda
258                 x_j, y_j = Interseccion(L1[0], L1[1], x_j, y_j, o_j)
259                 #print('choque pared izq ')
260                 #print(x_j, y_j)
261                 delta_1 = np.arctan(L1[0])
262                 o_j = 2*delta_1 - o_j
263                 I = I*rho
264
265             elif y_j > L2[1]: #Segunda Pared. Arriba
266                 x_j, y_j = Interseccion(L2[0], L2[1], x_j, y_j, o_j)
267                 #print('choque pared arriba ')
268                 #print(x_j, y_j)
269                 #print('angulo ' + np.str(o_j*(180/3.14)))
270                 o_j = 2*np.pi - o_j
271                 I = I*rho
272
273
274             elif y_j > L3[0]*x_j + L3[1]: #Tercera pared. Derecha.
275                 x_j, y_j = Interseccion(L3[0], L3[1], x_j, y_j, o_j)
276                 #print('choque pared derecha ')
277                 #print(x_j, y_j)
278                 #print('angulo ' + np.str(o_j*(180/3.14)))
279                 delta_3 = np.arctan(L3[0]) + np.pi
280                 o_j = 2*delta_3 - o_j

```

```

281         I= I*rho
282
283
284         elif np.sqrt(np.float_power((y_j - x5[1]),2) + np.
float_power((x_j - x5[0]),2)) <= D/2:
285             #Rayo esta dentro del cilindro de diametro D
286             Abs_i = v_ray
287             inicio = fin + 1
288             #print('absorbido')
289
290         elif I < 0.1:
291             #print('perdio toda la energia')
292             inicio = fin + 1
293
294         elif y_j < 0 or y_j > x2[1]:
295             #Rayo se sale del receptor
296             #print('salio')
297             inicio = fin + 1
298
299         Abs = Abs + Abs_i
300         Abs_t[i] = Abs
301
302     if tipo == 2: #Placa arriba
303         for i in range(N_mir):
304             Abs = 0 #cantidad de rayos absorbidos por espejo
305             m
306             o_in = theta[i]
307             x_in = x4[0]/2 #- x3[1]/np.tan(o_in)
308             w_i = w_m*w_refl[i]*1000/2 #mm
309             w_r = w_m*w_refl[i]*1000*np.min([S[i], B[i]]) #mm
310             if gamma[i] > np.pi: #espejos inclinados hacia
311                 abajo
312                 w_i = w_m*w_refl[i]*1000*(np.min([S[i], B[i]]) -0.5)
313                 #print(i)
314                 v_ray = (1/N)*w_m*w_inc[i]*np.min([S[i], B[i]])
315                 for j in range(N): #Para cada espejo
316                     print(j)
317                     I = 1 #Intensidad
318                     x_in_j = x_in - w_i + w_r*j/(N-1) #Posicion a la entrada
319                     y_in_j = 0
320                     x_j = x_in_j
321                     y_j = y_in_j
322                     o_j = o_in
323                     inicio = 0
324                     fin = 1
325                     Abs_i = 0
326                     while inicio < fin: #Ingresa al receptor y tiene que
327                         salir
328                             x_j = x_j + 5*np.cos(o_j)
329                             y_j = y_j + 5*np.sin(o_j)
330                             plt.plot(x_j, y_j, '*')
331                             #print('avanz ')
332                             #print(x_j, y_j)
333                             #print('angulo ' + np.str(o_j*(180/3.14)))

```

```

332         if x_j < 0 or x_j > x4[0]:
333             #Rayo nunca entra receptor
334             #print('salio ')
335             inicio = fin + 1
336
337         elif y_j >= x_j*L1[0]: #Primera pared. Izquierda
338             x_j, y_j = Interseccion(L1[0], L1[1], x_j, y_j, o_j)
339             #print('choque pared izq ')
340             #print(x_j, y_j)
341             delta_1 = np.arctan(L1[0])
342             o_j = 2*delta_1 - o_j
343             I = I*rho
344
345         elif y_j > L2[1]: #Segunda Pared. Arriba
346             #Rayo se absorbe
347             X_inter[i*N + j] = x_j
348             # print(i*N + j)
349             Abs_i = v_ray
350             inicio = fin +1
351
352
353         elif y_j > L3[0]*x_j + L3[1]: #Tercera pared. Derecha.
354             x_j, y_j = Interseccion(L3[0], L3[1], x_j, y_j, o_j)
355             #print('choque pared derecha ')
356             #print(x_j, y_j)
357             #print('angulo ' + np.str(o_j*(180/3.14)))
358             delta_3 = np.arctan(L3[0]) + np.pi
359             o_j = 2*delta_3 - o_j
360             I= I*rho
361
362         elif I < 0.1:
363             #print('perdio toda la energia ')
364             inicio = fin + 1
365
366         elif y_j < 0 or y_j > x2[1]:
367             #Rayo se sale del receptor
368             #print('salio ')
369             inicio = fin + 1
370
371         Abs = Abs + Abs_i
372         Abs_t[i] = Abs
373
374     Abs_total = np.sum(Abs_t)
375     int_factor = Abs_total/(N_mir*w_m)
376
377     # plt.show()
378     return int_factor, Abs_t, X_inter
379
380 def K_L(a, w_t, L, theta_1):
381     K= np.cos(theta_1) - (a/L)*np.sin(theta_1)
382     if K < 0:
383         K = 0
384     return K
385
386 def PlotReceptor(x1, x2, x3, x4, x5, D, tipo): ##No sirvio xd

```

```

387     fig , ax=plt.subplots()
388     plt.plot([x1[0],x2[0]], [x1[1],x2[1]])
389     plt.plot([x2[0],x3[0]], [x2[1],x3[1]])
390     plt.plot([x3[0],x4[0]], [x3[1],x4[1]])
391     plt.plot([x1[0],x4[0]], [x1[1],x4[1]])
392     if tipo == 1:
393         circ = plt.Circle((x5[0],x5[1]),D/2)
394     ax.add_artist(circ)
395     ax.set_aspect('equal', adjustable='datalim')
396     ax.plot() #Causes an autoscale update.
397     plt.show()
398
399 #Concentrador Fresnel
400 #Dimensiones Generales
401 a = 3.85 #altura [m]
402 w_t = 5.4 #ancho total,
403 n_m = 7 #numero de espejos
404 w_m = 0.40 #ancho de espejos , [m]
405
406
407 alpha = 100
408
409
410 #Dimensiones Receptor Trapezoide
411 x1 = np.array([0,0]) #Dimensiones en milimetros
412 x2 = np.array([220/np.tan(np.pi - np.radians(alpha)),220])
413 x3 = np.array([440 - (220/np.tan(np.pi - np.radians(alpha))),220])
414 x4 = np.array([440,0])
415 x5 = np.array([220,100])
416
417 #Diametro del absorbedor
418 D = 120
419
420 ###Angulo de zenith del sol
421 #z_sun = np.radians(0)
422 ##
423 ####Posiciones y angulos de los espejos
424 #x_o, theta_o = GeometriaEspejos(w_t, w_m, n_m, a)
425 ##
426 ####Vectores del receptor
427 #L1, L2, L3, L4, x5 = GeometriaReceptor(x1,x2,x3,x4,1,D,x5)
428 ##
429 ####Angulo de inclinacion para angulo del sol de
430 #gamma, w_refl, w_inc = AnguloRefleccion(x_o, theta_o, z_sun, w_m)
431 #
432 #
433 ####Calculo factor de interceptacion
434 #S, shade = Shading(x_o, w_m, gamma, z_sun)
435 #B, block = Blocking(x_o, w_m, gamma, theta_o)
436 #int_factor, Abs_t, x_inter = Raytraicing(L1,L2,L3,L4, 2, x5, D, theta_o,
437     w_refl, 11, S, B, gamma, w_m, w_inc)
438
439 ###Graficos
440 N = 10
441 intercept_factor = np.zeros(N)

```

```

441 k_t = np.zeros(N)
442 k_l = np.zeros(N)
443 for i in range(N):
444     z_sun = np.radians(i*90/(N-1))
445     x_o, theta_o = GeometriaEspejos(w_t, w_m, n_m, a)
446     L1, L2, L3, L4, x5 = GeometriaReceptor(x1,x2,x3,x4,1,D,x5)
447     gamma, w_refl, w_inc = AnguloRefleccion(x_o, theta_o, z_sun, w_m)
448     S, shade = Shading(x_o, w_m, gamma, z_sun)
449     B, block = Blocking(x_o, w_m, gamma, theta_o)
450     int_factor, Abs_t, x_inter = Raytraicing(L1,L2,L3,L4, 2, x5, D, theta_o,
w_refl, 11, S, B, gamma, w_m, w_inc)
451     intercept_factor[i] = int_factor
452     k_t[i] = intercept_factor[i]/intercept_factor[0]
453     k_l[i] = K_L(a, w_t, 60, z_sun)
454
455 ###Graficos
456 #N = 5
457 #z_sun = np.radians(0)
458 #intercept_factor = np.zeros(N)
459 #for i in range(N):
460 #     n_m = 8 + i
461 #     print(n_m)
462 #     x_o, theta_o = GeometriaEspejos(w_t, w_m, n_m, a)
463 #     gamma, w_refl, w_inc = AnguloRefleccion(x_o, theta_o, z_sun, w_m)
464 #     S, shade = Shading(x_o, w_m, gamma, z_sun)
465 #     B, block = Blocking(x_o, w_m, gamma, theta_o)
466 #     int_factor, Abs_t, x_inter = Raytraicing(L1,L2,L3,L4, 2, x5, D, theta_o,
w_refl, 11, S, B, gamma, w_m, w_inc)
467 #     intercept_factor[i] = int_factor

```

## B.2. Modelo termodinámico

```

1 #-*- coding: utf-8 -*-
2 """
3 Created on Wed Nov 7 23:04:43 2018
4
5 @author: pablo
6 """
7
8 from iapws import IAPWS97 as IAPWS
9 import numpy as np
10 import matplotlib.pyplot as plt
11 #Funciones
12
13
14
15 def CoefTrans(Re, Pr, w, h, k, D, x, rho_v, rho_l, q_pto, G, h_lv, sigma):
16
17     a=np.minimum(w/h, h/w)
18     #Correlacion para laminar, flujo uniforme por 4 paredes
19
20     b0 = 1
21     b1 = -2.0421*a
22     b2 = 3.0853*np.float_power(a, 2)

```

```

23 b3 = -2.4765*np.float_power(a, 3)
24 b4 = 1.0578*np.float_power(a, 4)
25 b5 = -0.1861*np.float_power(a, 5)
26
27 Nu=8.235*(b0+b1+b2+b3+b4+b5)
28 h_lam = Nu*k/D
29
30 f = np.float_power(0.79*np.log(Re) - 1.64, -2)
31 if Re < 10000:
32     Re = Re-1000
33 Nu = (f/8)*(Re)*Pr/(1+12.7*np.float_power((f/8), 0.5)*(np.float_power(Pr,
34 2/3)-1))
35 h_tur = Nu*k/D
36
37 if Re < 1600:
38     h = h_lam
39
40 elif Re < 3000:
41     f = np.float_power(1.82*np.log10(3000) - 1.64, -2)
42     Nu = (f/8)*(2000)*Pr/(1+12.7*np.float_power((f/8), 0.5)*(np.
float_power(Pr, 2/3)-1))
43     h_tur = Nu*k/D
44     h = ((h_tur - h_lam)/1400)*(Re-1600) + h_lam
45 else:
46     h = h_tur
47
48 if x < 0.001:
49     return h
50 elif x < 0.99:
51     h_lo = h
52     Co = np.float_power(((1-x)/x), 0.8)*np.float_power((rho_v/rho_l),
0.58)
53     Bo = q_pto/(G*h_lv)
54     #Correlaciones de Kandlikar
55     h_nbd = (0.6683*np.float_power(Co, -0.2) + 1058*np.float_power(Bo,
0.7))*(np.float_power((1-x), 0.8)*h_lo)
56     return h_nbd
57 else:
58     h=h/4
59     return h
60
61
62 def Ra(T_h, T_c, L): #Numero de Rayleigh
63     T_m = (T_h + T_c)/2.0
64     g=9.8
65     nu = 0.00001796 #viscosidad de cinematica. A 50 C
66     a = 0.00002546 #difusividad termica. A 50 C
67     return g*(T_h - T_c)*np.float_power(L,3)/(nu*a*T_m)
68
69 def CoefTransAir(Ra, k, L):
70     k = 0.028
71     if Ra < 10000:
72         Nu = 1.95
73     elif Ra < 400000:

```

```

74     Nu = 0.195*np.float_power(Ra,0.25)
75     elif Ra < 10^7:
76         Nu = 0.068*np.float_power(Ra,0.33)
77     else:
78         Nu=3.82
79     h=Nu*k/L
80     return h
81
82 def EffTotalAleta(h, P, k, A_c, L, t, A_sa, A_a, A_la):
83     m=np.sqrt(h*P/(k*A_c))
84     L_c = L + t/2
85     eta_a = np.tanh(m*L_c)/(m*L_c)
86     eff = (A_la + eta_a*A_a)/A_sa
87     return eff
88
89 def CondInicial(DNI, v_wind, T_amb, T_in, P_in, m_in):
90     #Propiedades termodinamicas del fluido = Agua. Prueba
91     est1 = IAPWS(T=T_in, P=P_in) #Estado inicial. h = enthalpy, rho = density
92     , mu = viscosity, k= conductivity
93     #Variables
94
95     v_in = m_in/(est1.rho*A_port*N_port)
96     Re = m_in*D_h/(A_port*N_port*est1.mu) #Flujo masico de entrada o
97     Numero de Reynolds
98     G = Re*est1.mu/D_h
99     x_0 = est1.x
100    h_0 = est1.h
101    h_wind = 2.8 + 3*v_wind #Coef Transf Viento
102
103    return v_in, Re, G, x_0, h_0, h_wind #Velocidad Inicial, Flujo
104    Masico, Gasto masico, titulo inicial, entalpia inicial
105
106 def GeometriaAbsorbedor(N_port, w_port, h_port, e, L):
107     w_tot = e + N_port*(w_port + e) #Ancho total de la placa
108     P_port = 2*(w_port + h_port) #Perimetro minicanal
109     A_trans = P_port*e #Area transversal de
110     conduccion
111     A_port = w_port*h_port #Area transversal de
112     conveccion
113     D_h = 4*A_port/P_port #Diametro hidraulico minicanal
114
115     return w_tot, P_port, A_trans, A_port, D_h
116
117 def PropReflector(tau_cov, a_cu, rho_cov, rho_mir, eff_cap):
118     trans = tau_cov*a_cu/(1-(1-a_cu)*rho_cov) #transmision del
119     vidrio y absorcion
120     eta_opt = eff_cap #Eficiencia Optica. 0.91
121     mini, 0.64 central tube
122
123     return trans, eta_opt
124
125 def Simulacion(w_tot, L, T_in, T_amb, x_0, h_0, Q_in_o, P_in, Re, G, D_h, m_in
126     , w_port, h_port, e_mc, P_port, N_port, trans, h_wind, A_trans):
127     #Resolucion
128     N = 25 #Cantidad de subdivisiones en el largo

```

```

121     A_dif = w_tot*(L/N)                #Area diferencial
122     T_fl = np.zeros (N+1)
123     T_p_ext = np.zeros (N+1)
124     T_p_int = np.zeros (N+1)
125     T_cov = np.zeros (N+1)
126     x = np.zeros (N+1)
127     h = np.zeros (N+1)
128     Q_u = np.zeros (N)
129     coef_trans = np.zeros (N)
130
131     #Temporal. Propiedades del Aire
132     k_air = 0.03299                    #conductividad
133
134     #Propiedades del absorbedor
135     k_cu = 400                         # conductividad cobre. 400 [W/mK]
136     eps_abs = 0.12                    #emisividad del absorbedor. Coating.
137     e_cov = 0.10                      #espacio entre vidrio y minicanal
138     eps_cov = 0.85                   #Emisividad del vidrio
139     sigma = 5.6*np.float_power(10,(-8)) # Constante de Stefan-Boltzmann. [
164     W/m2K4]
140
141     #Integradores de Calor
142     Q_loss_amb_t= 0
143     Q_loss_air_t= 0
144     Q_util_t = 0
145
146     #Condicion de borde
147     T_fl[0]=T_in
148     T_p_ext[0] = T_in
149     T_p_int[0] = T_in
150     T_cov[0]= T_amb + (T_in-273)
151     x[0] = x_0
152     h[0] = h_0
153
154
155     #Iteracion
156     for z in range(N):
157         Q_in = Q_in_o*(L/N)    #Q_ingresa = G_t * Area ext * delta Z
158         #     if x[z] > 0:
159         #         est_ini = IAPWS(x=x[z], P=P_in)
160         #     else:
161         est_ini = IAPWS(T=T_fl[z], P=P_in)    #Estado liquido del tramo
162         h_in = h[z]
163         k = est_ini.k
164         Pr = est_ini.Prandtl
165         if x[z] == 1:
166             Re = G*D_h/est_ini.mu
167
168         h_f = h_in + (Q_in/m_in)/1000    #Entalpia estimada final
169     del tramo
170     est_out_o = IAPWS(P=P_in, h=h_f)    #Estado estimado final del
171     tramo 1
172
173     T_a = T_amb
174     h_a = IAPWS(T=T_a, x = 0).h

```

```

173     T_b = est_out_o.T
174     h_b = h_f
175
176     #Aunque se puede resolver de forma analitica , mejor aplicar directamente
177     #la biseccion.
178     T_c = (T_b + T_a)/2.0
179     h_c = (h_b + h_a)/2.0
180     st_l = IAPWS(P=P_in, x = 0)
181     st_v = IAPWS(T=T_fl[z], x = 1)
182     h_lv = (st_v.h - st_l.h)*1000
183     #Temperatura media
184     h_trans = CoefTrans(Re, Pr, w_port, h_port, k, D_h, x[z], st_v.rho,
185     st_l.rho, Q_in/A_dif, G, h_lv, st_l.sigma)
186     #Coef Transf Calor Liquid Only
187
188     R_cu = (e_mc)/(k_cu*(P_port*N_port*(L/N)))
189     #Resistencia cobre
190     R_fl = 1/(h_trans*P_port*(L/N)*N_port) #
191     Resistencia flujo
192     R_t = R_cu + R_fl #
193     Resistencia total
194
195     T_p_ext_o = Q_in*trans*R_t + T_c #Temperatura
196     #tuberia exterior inicial
197     Ra_o = 100000
198     h_air_o = CoefTransAir(Ra_o, k_air, e_cov)
199     T_cov_o = (Q_in*(1-trans) + (h_wind*T_amb + h_air_o*T_p_ext_o)*A_dif)
200     /((h_wind + h_air_o)*A_dif)
201
202     while (h_b - h_a) > (0.001/N):
203         #Perdida de calor del cover al ambiente
204         Q_conv_amb = h_wind*(T_cov_o - T_amb)*A_dif
205         Q_rad_amb = eps_cov*sigma*(np.float_power(T_cov_o,4) - np.
206         float_power(T_sky,4))*A_dif
207
208         #Perdida de calor del absorbedor al cover
209         Q_conv_air = h_air_o*(T_p_ext_o - T_cov_o)*A_dif
210         Q_rad_air = sigma*(np.float_power(T_p_ext_o,4) - np.float_power(
211         T_cov_o,4))*A_dif/((1/eps_cov)+(1/eps_abs)-1)
212
213         #Calor que cede hac a adelante y atras
214         Q_cond_z1 = (T_p_ext_o - T_p_ext[z])*k_cu*A_trans*N_port/(L/N)
215
216         if z == 0:
217             Q_cond_z0 = 0
218         else:
219             Q_cond_z0 = (T_p_ext[z] - T_p_ext[z-1])*k_cu*A_trans*N_port/(L
220             /N)
221
222         #Calor que absorbe el absorbedor
223         Q_abs = Q_in*trans
224         Q_cu_0 = Q_abs - Q_conv_air - Q_rad_air + Q_cond_z0 - Q_cond_z1
225
226         #Q_loss = Q_conv_amb + Q_rad_amb - (Q_conv_air + Q_rad_air)

```

```

217     h_out_1 = h[z] + (Q_cu_0/m_in)/1000
218
219     if h_out_1 - h_c == 0:
220         T_fl[z+1] = T_c
221         h[z+1] = h_c
222         x[z+1] = IAPWS(h=h_c, P=P_in).x
223
224     elif h_out_1 - h_c > 0:      #Cover y Absorbedor estan "helados".
Luego solucion debe estar a mas T
225         h_a = h_c                #modificar esto
226
227     else:
228         h_b = h_c                #Cover y Absorbedor estan "
caliente". Luego solucion debe estar a menos T
229
230         h_c = (h_a + h_b)/2.0
231         est_out_2= IAPWS(h = h_c, P = P_in)
232         T_c = est_out_2.T
233         x_f_2 = est_out_2.x
234     #     print('La calidad del vapor es ', x_f_2)
235         st_l = IAPWS(P=P_in, x = 0)
236         st_v = IAPWS(T=T_c, x = 1)
237         h_lv = (st_v.h - st_l.h)*1000
238         h_trans = CoefTrans(Re, Pr, w_port, h_port, k, D_h, x[z], st_v.rho
, st_l.rho, Q_in/A_dif, G, h_lv, st_l.sigma)
239
240     #     print ('El coef transfer es ',h_kan)
241     R_fl = 1/(h_trans*P_port*(L/N)*N_port)          #Resistencia
flujo
242     R_t = R_cu + R_fl                               #Resistencia
total
243
244     T_p_ext_o = Q_cu_0*R_t + T_c
245     #     print ('La temperatura externa es ', T_p_ext_o)
246     T_p_int_o = T_p_ext_o - Q_cu_0*R_cu
247     Ra_1 = abs(Ra(T_p_ext_o, T_cov_o, e_cov))
248     h_air_o = CoefTransAir(Ra_1, k_air, e_cov)
249
250     h_rad_amb = eps_cov*sigma*(np.float_power(T_cov_o,2) + np.
float_power(T_sky,2))*(T_cov_o + T_sky)
251     h_rad_air = sigma*(np.float_power(T_p_ext_o,2) + np.float_power(
T_cov_o,2))*(T_p_ext_o + T_cov_o)/((1/eps_cov)+(1/eps_abs)-1)
252     T_cov_o = (Q_in*(1-trans) + ((h_wind+h_rad_amb)*T_amb + (h_air_o+
h_rad_air)*T_p_ext_o)*A_dif)/((h_wind + h_air_o + h_rad_amb + h_rad_air)*
A_dif)
253     #     print ('La temperatura del vidrio es ', T_cov_o)
254     Q_u[z] = Q_cu_0
255     T_fl[z+1] = T_c
256     T_p_ext[z+1]=T_p_ext_o
257     T_p_int[z+1]=T_p_int_o
258     T_cov[z+1] = T_cov_o
259     x[z+1] = x_f_2
260     h[z+1] = h_c
261     coef_trans[z] = h_trans
262

```

```

263     Q_loss_amb_t= Q_loss_amb_t + Q_conv_amb + Q_rad_amb
264     Q_loss_air_t= Q_loss_air_t + (Q_conv_air + Q_rad_air)
265     Q_loss_tot = Q_loss_amb_t + Q_loss_air_t
266     Q_util_t = Q_util_t + Q_cu_0
267
268
269     T_fl=np.add(T_fl, -273.15)
270     T_p_ext=np.add(T_p_ext, -273.15)
271     T_p_int=np.add(T_p_int, -273.15)
272     T_cov=np.add(T_cov, -273.15)
273
274     Q_util = m_in*(h[N] - h[0])*1000
275 #     Q_sol = (DNI*A_fres)
276     eficiencia = Q_util/(Q_in_o*L)
277 # F_R=(Q_util)/(Q_sol*trans)
278
279     return eficiencia , T_fl, x, coef_trans , T_p_int, h
280
281 #.....Geometria Colector
282 #Una oblea con minicanales cuadrados. Lados w x h.
283
284 #w_tot = 0.2523
285 N_port = 128             #Numero de minicanales
286 w_port = 2.5/1000       #Ancho de minicanales. Metro
287 h_port = 2/1000        #Altura de minicanales. Metro
288 e_mc = 0.3/1000        #espesor de minicanales. Metro
289 L = 48                 #Largo de la placa.
290 #N_port = np.floor((w_tot-e_mc)/(w_port + e_mc))
291
292 #Propiedades del absorbedor
293 k_cu = 400              # conductividad cobre. 400 [W/mK]
294 eps_abs = 0.12         #emisividad del absorbedor. Coating.
295 a_cu = 0.94            #Absortividad de la tuberia. Coating
296
297 #Cubierta de Vidrio
298 e_cov = 0.22           #espacio entre vidrio y minicanal
299 eps_cov = 0.85         #Emisividad del vidrio
300 tau_cov = 0.909        #transmisividad del vidrio
301 rho_cov = 0.08         #reflectividad del vidrio
302
303 #Geometria y propiedades de reflecto Fresnel
304 width_fres = 4.356
305 A_fres = width_fres*L   #Area de apertura, m2
306 rho_mir = 1            #Reflectividad espejos
307 O_long = 1
308 O_trans = 1
309 K_fres = O_long*O_trans
310 eff_cap = 0.934        #eficiencia optica captacion de radiacion
311
312 #Constante Universales
313 sigma = 5.6*np.float_power(10,(-8)) # Constante de Stefan-Boltzmann. [W/
    m2K4]
314
315 #.....Parametros
316 #.....Condiciones Ambientales

```

```

317 DNI = 900          #Radiacion Solar [W/m2]
318 v_wind = 7        #Velocidad del viento [m/s]
319 T_amb = 273.15 + 30 #Temp. ambiente
320 T_sky = 0.5*np.float_power((T_amb - 273.15),1.5) + 273.15
321 #T_sky = 293.15 #Paper de Mansour
322
323 #..... Condiciones de Operaci n
324 #Condiciones de Entrada
325 P_in = 0.6         #Presion entrada [MPa]
326 #Re = 2300        #Mansour, Re=61, VanDuong=287
327 m_in = 0.07      # equivalente a Re=2300
328 T_in = 273.15 + 158
329
330
331 w_tot, P_port, A_trans, A_port, D_h = GeometriaAbsorbedor(N_port, w_port,
    h_port, e_mc, L)
332
333 v_in, Re, G, x_0, h_0, h_wind = CondInicial(DNI, v_wind, T_amb, T_in, P_in,
    m_in)
334 #print ('El numero de Reynolds es', Re)
335
336 trans, eta_opt = PropReflector(tau_cov, a_cu, rho_cov, rho_mir, eff_cap)
337
338 Q_in_o = DNI*width_fres*K_fres*eta_opt
339
340 eff, T_f, x_f, h_transf, T_p_int, h = Simulacion(w_tot, L, T_in, T_amb, x_0,
    h_0, Q_in_o, P_in, Re, G, D_h, m_in, w_port, h_port, e_mc, P_port, N_port,
    trans, h_wind, A_trans)
341 print('El titulo de vapor alcanzando es', np.round(x_f[25],3))
342
343 ## Eficiencia en funcion temperatura de entrada
344 #eff_t_in = np.zeros(6)
345 #for i in range(6):
346 #    T_in = T_amb + 40*i          #Temp. entrada. [K]
347 #
348 #    w_tot, P_port, A_trans, A_port, D_h = GeometriaAbsorbedor(N_port, w_port,
    h_port, e_mc, L)
349 #
350 #    v_in, m_in, G, x_0, h_0, h_wind= CondInicial(DNI, v_wind, T_amb, T_in,
    P_in, Re)
351 #
352 #    trans, eta_opt = PropReflector(tau_cov, a_cu, rho_cov, rho_mir, eff_cap)
353 #
354 #    Q_in_o = DNI*width_fres*K_fres*eta_opt
355 #
356 #    eff, T_f, x_f, h_transf, T_p_ext, h = Simulacion(w_tot, L, T_in, T_amb,
    x_0, h_0, Q_in_o, P_in, Re, G, D_h, m_in, w_port, h_port, e_mc, P_port,
    N_port, trans, h_wind, A_trans)
357 #
358 #    eff_t_in[i] = eff
359 #
360 #    print ('La eficiencia del concentrador es de', np.round((eff*100),2),
    '%')
361
362 #####Eficiencia en funcion flujo masico

```

```

363 #eff_m = np.zeros(8)
364 #for i in range(8):
365 #
366 #     DNI = 900
367 #     P_in = 1.2     #Presion entrada [MPa]
368 #     L = 12
369 #
370 #     m_in = 0.140 # equivalente a Re=2300
371 #
372 #     T_in = IAPWS(P=P_in, x=0).T
373 #
374 #     m_in = 0.5*m_in + i*0.25*m_in
375 ###     T_in = 273.15 + 30 + i*40           #Reynolds
376 ###
377 #
378 #     #Re = 2300           #Mansour, Re=61, VanDuong=287
379 #
380 #     w_tot, P_port, A_trans, A_port, D_h = GeometriaAbsorbedor(N_port, w_port,
381 #     h_port, e_mc, L)
382 #
383 #     v_in, Re, G, x_0, h_0, h_wind = CondInicial(DNI, v_wind, T_amb, T_in,
384 #     P_in, m_in)
385 #
386 #     trans, eta_opt = PropReflector(tau_cov, a_cu, rho_cov, rho_mir, eff_cap)
387 #
388 #     Q_in_o = DNI*width_fres*K_fres*eta_opt
389 #
390 #     eff, T_f, x_f, h_transf, T_p_ext, h = Simulacion(w_tot, L, T_in, T_amb,
391 #     x_0, h_0, Q_in_o, P_in, Re, G, D_h, m_in, w_port, h_port, e_mc, P_port,
392 #     N_port, trans, h_wind, A_trans)
393 #
394 #     eff_m[i] = x_f[25]
395 #
396 ###     print('La eficiencia del concentrador es de', np.round((eff*100),2),
397 #     '%')
398 #     print('El titulo de vapor alcanzando es', np.round(x_f[25],3))
399 #
400 #
401 ### Eficiencia en funcion DNI
402 #eff_DNI = np.zeros(10)
403 #for i in range(10):
404 #     DNI = 200 + 100*i           #DNI
405 #
406 #     w_tot, P_port, A_trans, A_port, D_h = GeometriaAbsorbedor(N_port, w_port,
407 #     h_port, e_mc, L)
408 #
409 #     v_in, m_in, G, x_0, h_0, h_wind= CondInicial(DNI, v_wind, T_amb, T_in,
410 #     P_in, Re)
411 #
412 #     trans, eta_opt = PropReflector(tau_cov, a_cu, rho_cov, rho_mir, eff_cap)
413 #
414 #     Q_in_o = DNI*width_fres*K_fres*eta_opt
415 #
416 #     eff = Simulacion(w_tot, L, T_in, T_amb, x_0, h_0, Q_in_o, P_in, Re, G,
417 #     D_h, m_in, w_port, h_port, e_mc, P_port, N_port, trans, h_wind, A_trans)

```

```

410 #
411 #     eff_DNI[i] = eff
412 #
413 #     print ('La eficiencia del concentrador es de', np.round((eff*100),2),
414 #           '%')
415 ###Eficiencia en funcion ancho de canal
416 #eff_w = np.zeros(7)
417 #for i in range(7):
418 #     w_port = 2/1000 + i/2000                #DNI
419 #
420 #     N_port = np.floor((0.2523 - e_mc)/(w_port+e_mc))
421 #
422 #
423 #     w_tot, P_port, A_trans, A_port, D_h = GeometriaAbsorbedor(N_port, w_port,
424 #           h_port, e_mc, L)
425 #     print ('El diametro hidraulico es ', D_h)
426 #
427 #     v_in, Re, G, x_0, h_0, h_wind = CondInicial(DNI, v_wind, T_amb, T_in,
428 #           P_in, m_in)
429 #     print ('La velocidad media es ', v_in)
430 #     print ('El numero de Reynolds es ', Re)
431 #
432 #     trans, eta_opt = PropReflector(tau_cov, a_cu, rho_cov, rho_mir, eff_cap)
433 #
434 #     Q_in_o = DNI*width_fres*K_fres*eta_opt
435 #
436 #     eff, T_f, x_f, h_transf, T_p_ext, h = Simulacion(w_tot, L, T_in, T_amb,
437 #           x_0, h_0, Q_in_o, P_in, Re, G, D_h, m_in, w_port, h_port, e_mc, P_port,
438 #           N_port, trans, h_wind, A_trans)
439 #
440 #     eff_w[i] = eff
441 #
442 #     print ('La eficiencia del concentrador es de', np.round((eff*100),2),
443 #           '%')

```