

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA
MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO – CHILE



MODELACIÓN Y ANÁLISIS TÉRMICO DE UN
RECEPTOR CERÁMICO CON DIOXIDO DE
CARBONO COMO FLUIDO PORTADOR

FABIÁN BLAS GUZMÁN ARÓSTICA

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUIA: RODRIGO BARRAZA VICENCIO
PROFESOR CORREFERENTE: DR. ING. JESÚS GARCÍA GARCÍA

Noviembre de 2021

Agradecimientos

Le agradezco a Farid, Ignacio, Natalia, Pablos, Anselmo, Lukas y David y todos esos amigos que me acompañaron y apoyaron durante estos 6 años y medio.

A los profesores que lograron ser fruto de inspiración, motivación y creatividad.

A mi familia, por darme todo su apoyo y sacrificarse por mí.

Dedicatoria

A Ercilia Bordones y Alfonso Aróstica.

Resumen

En los últimos años ha aumentado el interés por el uso de ciclos de dióxido de carbono supercrítico en las centrales de concentración solar por su mayor eficiencia, esto requiere el desarrollo de nuevas tecnologías y materiales en torno a los receptores que puedan soportar dichas condiciones operacionales.

En el siguiente trabajo de título se desarrolla un modelo computacional para la simulación de un receptor solar de material cerámico en estado estacionario que acopla la interacción del ambiente, fluido de transferencia de calor con ecuaciones analíticas y correlaciones y la simulación del receptor con el método de elementos finitos. La geometría del receptor es generada con Inventor, mallada mediante GMSH y simulada en el software FEniCS Project.

El modelo fue validado con los datos obtenidos por Leray en los ensayos realizados en la central de Themis en Targassonne, Francia.

Los parámetros de entrada del modelo son el flujo másico, la densidad de flujo solar, la presión y temperatura de entrada. Esto permite analizar el desempeño del receptor con aire y dióxido de carbono como fluido de trabajo. El uso de receptores cerámicos tubulares con CO₂ se vuelve atractivo ya que estos permiten soportar de mejor manera las presiones requeridas para un ciclo Brayton supercrítico.

Abstract

In the last years there has been increasing interest in the use of supercritical carbon dioxide cycles in concentrating solar power plants due to its higher efficiency, this requires the development of new technologies and materials around the receivers that can withstand such operational conditions.

In the following work, a computational model is developed in order to simulate a ceramic solar receiver which is in steady state that couples: the interaction with the environment and, the heat transfer fluid with analytical equations and correlations, also the simulation of the receiver with the limited elements method. The geometry of the receptor is generated with Inventor and meshed by GMSH and simulated in the FEniCS Project software.

This model is attached through the simulation software, and it is validated with the data obtained by Leray in the tests carried out at the Themis central in Targassonne, France.

The input parameters of the model are mass flow, solar flux density, pressure, and input temperature. This allows to analyze the performance of the receiver with air and carbon dioxide as fluid working. The use of tubular ceramic receivers with CO₂ becomes attractive as they can better withstand the pressures required for a supercritical Brayton cycle.

Glosario

α	Coefficiente de expansión térmica [1/K]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m^2K^4]
ε	Emisividad [–]
λ	Constante de Lamé
μ	Constante de Lamé
<i>RANS</i>	Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds
<i>LES</i>	Large Eddy simulation
n	Vector normal a la superficie
k	conductividad térmica [$W/m K$]
h	Coefficiente de convección [$W/m^2 K$]
<i>Nu</i>	Número de Nusselt [–]
<i>Pr</i>	Número de Prandtl [–]
F_{ij}	Factor de forma [–]
<i>Re</i>	Número de Reynolds [–]
A	Área [m^2]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
\dot{Q}	Potencia térmica [W]
T_g	Temperatura del gas
T_0	temperatura de referencia para ecuación de Lecker

Índice de contenido

1. Introducción	1
2. Objetivos	3
Objetivo general	3
Objetivos específicos	3
3. Estado del arte	4
3.1. Receptores de gas	5
3.1.1. Receptores volumétricos de aire	5
3.1.2. Receptores de gas tubulares	6
3.2. Receptores líquidos	6
3.2.1. Receptores líquidos tubulares	6
3.3. Receptores de partículas solidas	8
3.4. Áreas de investigación y desarrollo CSP	9
3.5. Desarrollo en receptores solares	10
4. Modelo Computacional	12
4.1. Intercambio de calor con el fluido de trabajo HTF	13
4.1.1. Convección interna forzada	14
4.1.2. Radiación de gases	16
4.2. Intercambio de calor con el ambiente	20
4.2.1. Convección natural	21
4.2.2. Radiación con el ambiente	22
4.3. Distribución de la densidad de flujo solar	23
4.4. Método de los elementos finitos	25

4.4.1.	Formulación variacional.....	25
4.4.2.	Software de resolución FEniCS	27
4.5.	Integración del modelo	29
4.6.	Propiedades físicas y termodinámicas.....	35
5.	Validación	36
6.	Análisis y Resultados	40
7.	Conclusiones	49
8.	Trabajos futuros	50
9.	Referencias.....	51

Índice de figuras

Figura 1: los cuatro principales conceptos de la generación de energía por concentración solar [2].	1
Figura 2: Desglose de los costos totales para una planta de cilindro parabólico y de torre solar en Sudáfrica [2].	2
Figura 3: Diferentes generaciones de tecnologías para CSP [5].	4
Figura 4: Receptor tubular de aire [7].	5
Figura 5: esquema de receptor tubular (izquierda) y receptor de cavidad (derecha) [6].	7
Figura 6: receptor de partículas sólidas con sistema integrado de partículas sólidas e intercambiador de calor [11].	8
Figura 7: configuración para una planta de generación con partículas sólidas [13].	9
Figura 8: Vista isométrica modelo (a) y esquema mecanismos de TDC (b).	12
Figura 9: (a) Vista isométrica de la configuración del sistema. (b) Módulo del receptor ensayado por Leray 2017 [1].	13
Figura 10: Esquema de subdivisión de las paredes internas de los canales del receptor, largo diferencial $L = 12 [mm]$.	14
Figura 11: distribución espacial de temperatura en un canal (a) método RANS y (b) método LES [19].	16
Figura 12: emisividad total del CO_2 a presión total del gas 1 bar y presión parcial 0. Hottel (líneas solidas) y Leckner (líneas segmentadas) [22].	18
Figura 13: esquema de receptor de cavidad para cálculo de pérdidas por convección [26].	21
Figura 14: Densidad de flujo “descending” [kW/m^2] visto desde el frente del panel [29].	23
Figura 15: Densidad de flujo Gaussiana [kW/m^2] visto desde el frente del panel [29].	24
Figura 16: Densidad de flujo “flat” [kW/m^2] visto desde el frente del panel [29].	24

Figura 17: Vista isométrica del receptor (a) y mallado en Paraview (b).	28
Figura 18: interacción de la simulación en elementos finitos y modelos analíticos para la transferencia de calor el ambiente y fluido de intercambio de calor.....	29
Figura 19: Esquema de transferencia de calor exterior del receptor.	31
Figura 20: esquema de transferencia de calor al interior de los canales.	32
Figura 21: Esquema iterativo seguido en el modelo.	33
Figura 22: Conductividad térmica del carburo de silicio en función de la temperatura, BOOSTEC®	35
Figura 23: Validación de la temperatura de salida del aire en el receptor.	38
Figura 24: Validación de la máxima temperatura en la cara trasera del receptor.	38
Figura 25: variación de la emisividad del CO ₂ para la iteración N°10 de la tabla 4... 41	41
Figura 26: Variación de la temperatura de salida del gas en función de la temperatura en la ecuación de Lecker.	41
Figura 27: Variación de la temperatura máxima en el reverso del receptor en función de la temperatura de la ecuación de Lecker.	42
Figura 28: Coeficiente de convección modelo computacional utilizando Aire y CO ₂	43
Figura 29: Temperatura del gas en función de la posición del modelo computacional con Aire y CO ₂	43
Figura 30: Vista frontal zona más caliente receptor y temperatura de nodos. a) Modelo con aire, b) modelo con CO ₂	44
Figura 31: Vista frontal en corte receptor, zona nodos más calientes y fríos. a) Modelo con aire, b) modelo con CO ₂	44
Figura 32 Vista Isométrica receptor, campo de temperaturas. a) Modelo con aire, b) modelo con CO ₂	44
Figura 33: temperatura de salida del fluido de transferencia de calor en función de la presión de trabajo. Con línea segmentada el CO ₂ y con línea continua el aire. P= 258,0 kW.	45
Figura 34: temperatura de salida del fluido de transferencia de calor en función de la temperatura de entrada. Con línea segmentada el CO ₂ y con línea continua el aire. P = 258,0 kW.	46

Figura 35: temperatura de salida del fluido de transferencia de calor en función del flujo másico. Con línea segmentada el CO ₂ y con línea continua el aire. P=258,0 kW.....	46
Figura 36: diferencia porcentual entre temperatura de aire y dióxido de carbono en función de la presión de trabajo, P = 258,0 kW.....	47
Figura 37: diferencia porcentual entre temperatura de aire y dióxido de carbono en función de la temperatura de entrada, P = 258,0 kW.....	47
Figura 38: diferencia porcentual entre temperatura de aire y dióxido de carbono en función del flujo másico, P = 258,0 kW.	48

Índice de tablas

Tabla 1: constantes para determinar la correlación de emisividad total del dióxido de carbono [22].	19
Tabla 2: parámetros de entrada para el modelo computacional.	30
Tabla 3: parámetros de salida modelo computacional.	34
Tabla 4: Resumen de los resultados obtenidos por Leray. *Los ensayos del 1 al 4 son inexactos debido a problemas técnicos [1].	37
Tabla 5: Comparación resultado modelo utilizando aire y CO ₂	43

1. Introducción

La generación por concentración solar de potencia (CSP) es un método de generación de energía eléctrica a través de energía térmica. La principal característica es que se calienta un fluido por medio de la radiación el cual entrega el calor de entrada para un ciclo termodinámico.

Las plantas de concentración solar actualmente representan la más prometedora solución para producir energía eléctrica desde una fuente renovable. La principal ventaja de la CSP sobre los paneles fotovoltaicos o la generación eólica es la capacidad de almacenar energía térmica, esto implica que la potencia eléctrica puede ser suministrada cuando se requiere [1].

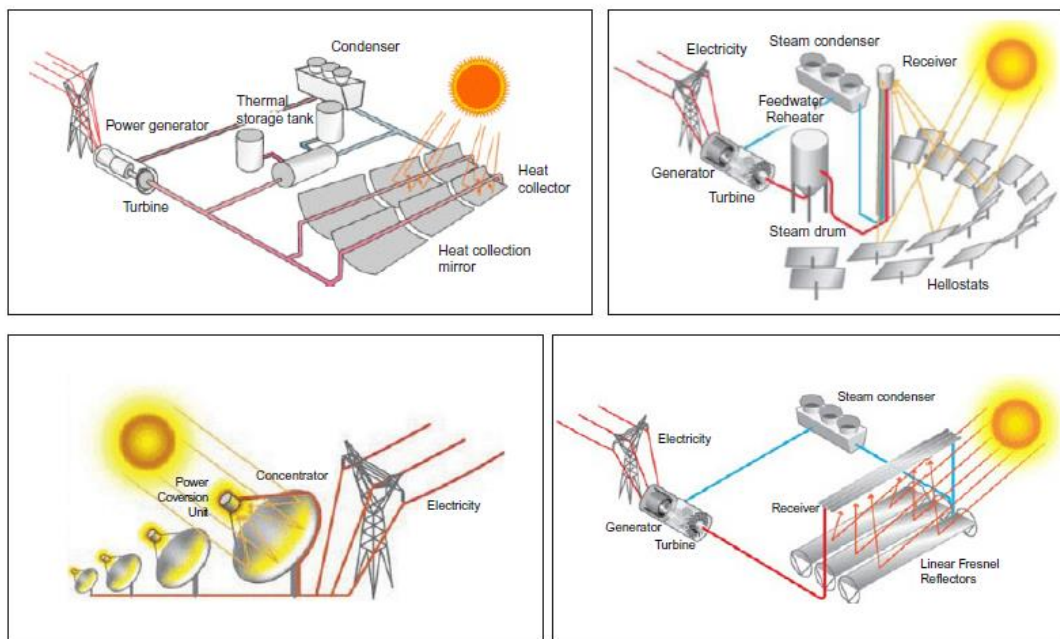


Figura 1: los cuatro principales conceptos de la generación de energía por concentración solar [2].

Las cuatro mayores tecnologías en concentración solar son los siguientes diseños: torre solar, cilindro parabólico, receptor linear Fresnel y disco parabólico. Estas son diferentes en su diseño y principios de direccionamiento de la radiación solar incidente,

sin embargo, las plantas de generación, en su conjunto suelen tener una arquitectura similar, pudiendo ser divididas en 4 principales bloques: campo solar, bloque de potencia, almacenamiento y balance de planta [2]. En la Figura 2 se puede observar la principal distribución de costos para una planta de cilindro parabólicos y de torre solar de 100 MW.

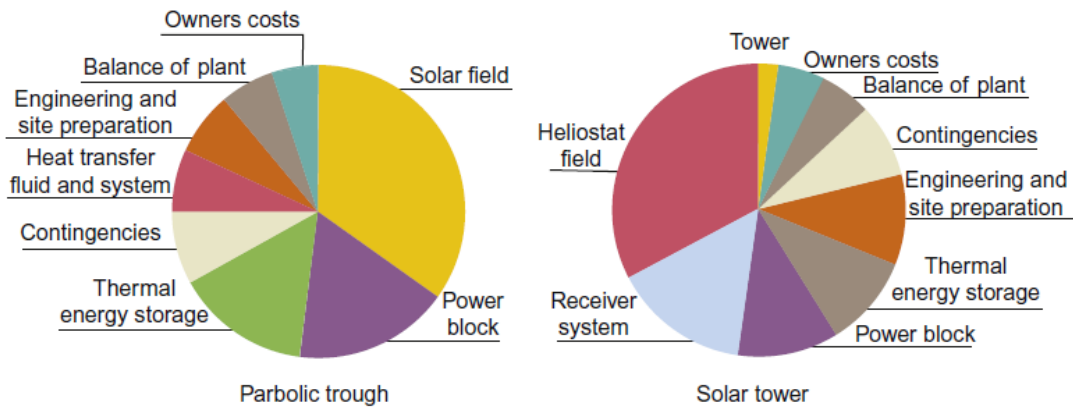


Figura 2: Desglose de los costos totales para una planta de cilindro parabólico y de torre solar en Sudáfrica [2].

Los receptores solares absorben la radiación solar incidente y transfieren la energía al fluido de transferencia de calor HTF. Por lo que, una alta absorptividad de la radiación solar y baja emisividad de radiación térmica son parámetros fundamentales para considerar en este componente con el fin de alcanzar mejores eficiencias de conversión de radiación a energía térmica. En operación normal los receptores están expuestos a altas temperaturas, choques térmicos y flujos no homogéneos y variables.

Las aleaciones de níquel pueden soportar hasta 800 °C y son interesantes por su resistencia al creep sobre los 700 °C. sin embargo, es mandatorio recubrirlos con una capa de mayor absorptividad como pintura negra o cerámica. Los materiales cerámicos también son candidatos por soportar temperaturas sobre 1000°C, en especial el carburo de silicio por tener una alta conductividad y absorptividad y excelente estabilidad térmica y química en ambientes severos [3].

2. Objetivos

El receptor de una planta de concentración solar CSP se encarga de intercambiar calor entre la radiación solar y el fluido de trabajo. En las torres solares de concentración, los receptores son dispositivos costosos que deben operar a temperaturas muy altas. En el caso de las sales fundidas la máxima temperatura de operación es 565 °C en el fluido, lo cual implica temperaturas alrededor de 700 °C en la corona de los tubos que reciben la radiación solar. Aplicaciones a mayor temperatura utilizan otros fluidos de trabajo (Ej.: Aire, CO₂ supercrítico), sin embargo, esto expone al material del receptor a condiciones de operación más exigentes. En este sentido, actualmente se está evaluando el uso de materiales cerámicos que puedan permitir elevar aún más dicho límite máximo de operación.

Objetivo general

Modelar un receptor cerámico de carburo de silicio capaz de operar con gases a alta temperatura.

Objetivos específicos

- Estudiar el estado del arte relevante de los receptores de plantas CSP
- Construir un modelo de transferencia de calor para un receptor de material cerámico.
- Validar el modelo con resultados disponibles y otras herramientas de la literatura.
- Analizar el comportamiento y desempeño térmico del receptor en condiciones de operación normales para una planta de concentración con aire y CO₂ como fluido de transferencia de calor.

3. Estado del arte

La constante necesidad de reducir el LCOE en las plantas de concentración solar de torre central impulsa a los investigadores a estudiar ciclos de mayor eficiencia como el ciclo Brayton, CO₂ supercrítico y Rankine ultra supercrítico para las nuevas generaciones de plantas CSP. Estos ciclos requieren de centrales que puedan trabajar a mayor temperatura [4],[5]. Actualmente la mayor parte de centrales térmicas de concentración utilizan como fluido de transferencia de calor sales fundidas y vapor de agua como fluido de trabajo en ciclos de Rankine subcríticos, en donde, la mayor parte de estos ciclos poseen una eficiencia que va del 30 al 40% con temperaturas menores a 600 °C, la eficiencia del ciclo Rankine puede ser mejorada pero las sales fundidas se vuelven químicamente inestables a temperaturas mayores a 600 °C, produciendo iones que son altamente corrosivos [6].

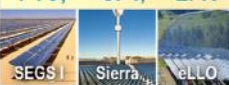


Generation	1 st gen.	2 nd gen.	3 rd gen.
Receiver outlet temp.	~250 - 450 °C	~500 - 565 °C	~720 °C
Typical plant or technology	PTC, SPT, LFR 	PTC, SPT, LFR ~500 - 565 °C 	PDC 
Heat transfer medium	Oil or steam	Steam or salt	Gas
Thermal energy storage	Early designs: No or small Recent designs: Yes	Early designs: No or small Recent designs: Yes	No
Power cycle	Steam Rankine cycle		Stirling
Peak temp. of cycle	~240-440 °C	~480-550 °C	~720 °C
Design cycle eff.	~ 28-38%	~ 38-44%	~38%
Annual solar-electric eff.	~ 9-16%	~ 10-20%	~25%

Figura 3: Diferentes generaciones de tecnologías para CSP [5].

Las principales áreas de estudio involucradas en los receptores de alta temperatura están centradas en el diseño de nuevas geometrías, prueba de materiales y fluidos de

trabajo. También, en la optimización del flujo solar, la absorción con capas que mejoran esta propiedad.

Un receptor solar es un dispositivo donde se produce la conversión de la radiación solar concentrada en energía térmica, la cual, se traduce, en un aumento de la entalpía de un fluido de transferencia de calor (HTF).

Se pueden clasificar los receptores de plantas de concentración solar de torre central en 3 categorías: receptores de gas, líquido y partículas sólidas.

3.1. Receptores de gas

3.1.1. Receptores volumétricos de aire

Típicamente los receptores volumétricos diseñados para aire ocupan estructuras porosas como panel de abeja o cerámica porosas las cuales son irradiadas por la luz solar, las temperaturas alcanzadas van entre los 800 °C para receptores metálicos, 1200 °C para receptores cerámicos y hasta 1500 °C para carburo de silicio. La energía extraída puede ser para un fluido de transferencia de calor, cargar un almacenador o directamente en una turbina de gas [7].

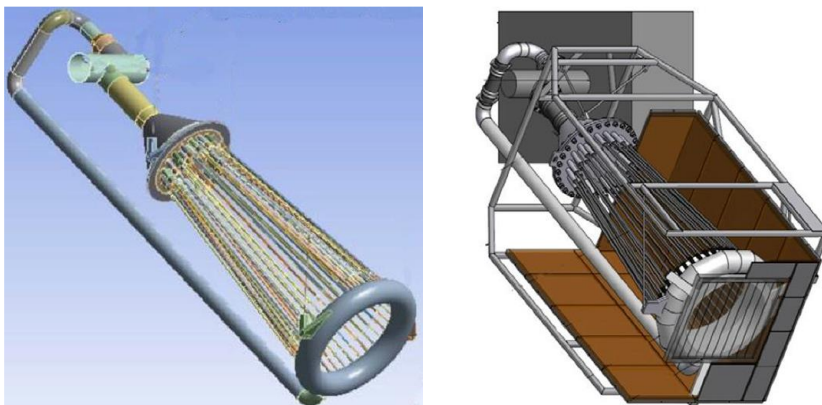


Figura 4: Receptor tubular de aire [7].

Chavez and Chaza [6], [8] probaron en un receptor solar cerámico en Almería España en 1991 obteniendo un flujo solar con un pico mayor a 800 kW/m^2 y una temperatura media de salida de $730 \text{ }^\circ\text{C}$. Las eficiencias alcanzaron un valor de 65% para una temperatura media de salida de $550 \text{ }^\circ\text{C}$, pero para el $730 \text{ }^\circ\text{C}$ la eficiencia disminuyó hasta 54%, los autores argumentan que la drástica disminución en la eficiencia depende de la falta de optimización en el diseño del receptor, además, la temperatura del material alcanzó $1530 \text{ }^\circ\text{C}$ para los $730 \text{ }^\circ\text{C}$ lo que es asociado con altas pérdidas por radiación en el receptor.

3.1.2. Receptores de gas tubulares

En los últimos años ha aumentado el interés en ciclos Brayton de CO_2 supercrítico (CO_2s) los cuales pueden alcanzar eficiencias mayores al 50%, con esto el CO_2 ha sido propuesto como fluido de transferencia de calor en los sistemas de CSP [9]. Los receptores tubulares han demostrado ser capaces de soportar las altas presiones que requiere la fase de CO_2 supercrítico para operar, las presiones están entre 15-20 MPa a la entrada de la turbina.

Un desafío presente en los sistemas que pretenden utilizar CO_2 supercrítico es la integración de este con el almacenamiento térmico. Así, se requiere de un fluido de trabajo separado del CO_2s para realizar el almacenamiento térmico [10].

3.2. Receptores líquidos

3.2.1. Receptores líquidos tubulares

Los receptores de tubos consisten típicamente en arreglos de tubos de pared delgada de acero inoxidable o aliado, los tubos transportan un fluido de trabajo que suele agua, vapor de agua o sales fundidas, el cual, es transportado a un bloque de potencia o a un lugar de almacenamiento. Las temperaturas alcanzadas en estos receptores llegan hasta los $600 \text{ }^\circ\text{C}$, cuando la temperatura es mayor, se debe tener en cuenta los efectos de la radiación para seleccionar un diseño adecuado del receptor (Abierto o cerrado).

Los metales líquidos como el sodio y las sales fluoradas se han propuesto como alternativa a las sales de nitratos para alcanzar temperaturas y rendimientos mayores. Las altas conductividades asociadas a los metales líquidos permiten un mayor flujo incidente en el receptor ya que la conductividad del fluido reduce la temperatura del tubo y los esfuerzos térmicos asociados. Un mayor flujo de calor también permite mejorar la eficiencia térmica del receptor al poder reducir su tamaño para la misma potencia térmica recogida.

Como se menciona anteriormente, los metales como el sodio permiten alcanzar mayores temperaturas permitiendo reducir el tamaño del receptor al tener un pico de radiación solar mayor. Sin embargo, estas mejoras traen consigo problemas como la corrosión y la fatiga a altas temperaturas. El estudio de la fatiga es crítico para determinar los ciclos hasta la falla considerando especialmente, la puesta en marcha, detención de la planta de CSP y transientes cortos como una nube sobre el campo de heliostatos [6].

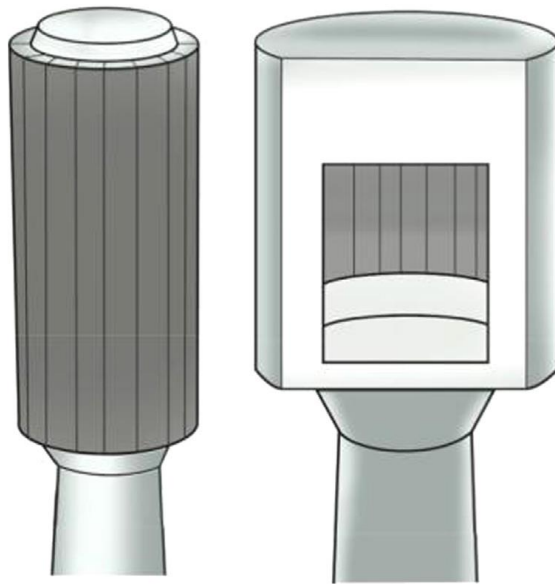


Figura 5: esquema de receptor tubular (izquierda) y receptor de cavidad (derecha) [6].

3.3. Receptores de partículas sólidas

Los receptores de partículas sólidas fueron propuestos y ensayados con el objetivo de incrementar la temperatura de salida del receptor sobre los 1000 [°C] los cuales poseen como característica innata el almacenamiento térmico con partículas sólidas. Partículas cerámicas como arena caen por el receptor y son irradiadas directamente por la luz solar, una vez irradiadas las partículas pueden ser almacenadas en un estanque aislado o utilizadas para calentar un fluido de trabajo como agua/vapor, CO₂s, o aire. Debido a que el calor es absorbido directamente en las partículas de trabajo se eliminan las limitaciones existentes a las centrales de receptores tubulares, por ejemplo, el estrés térmico resultante de las altas temperaturas [11].

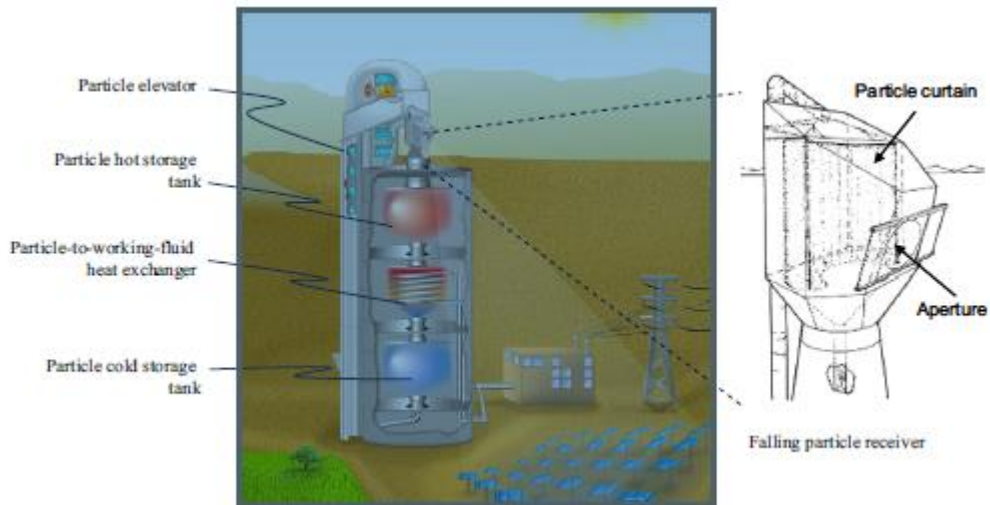


Figura 6: receptor de partículas sólidas con sistema integrado de partículas sólidas e intercambiador de calor [11].

Sin embargo, los estudios y análisis de laboratorio resultantes, con diseños no optimizados, sólo permitieron obtener eficiencias térmicas no mayores al 50% y el delta de temperatura entre la entrada y salida del receptor. La eficiencia térmica puede ser mejorada aumentando el radio de concentración, reduciendo las pérdidas por convección y radiación a través de la apertura del receptor y aumentando la absorptancia del material. Modelos de Dinámica de fluidos computacional para partículas sólidas

pueden ayudar a optimizar y predecir el rendimiento térmico que tendrán estos sistemas [12], [13].

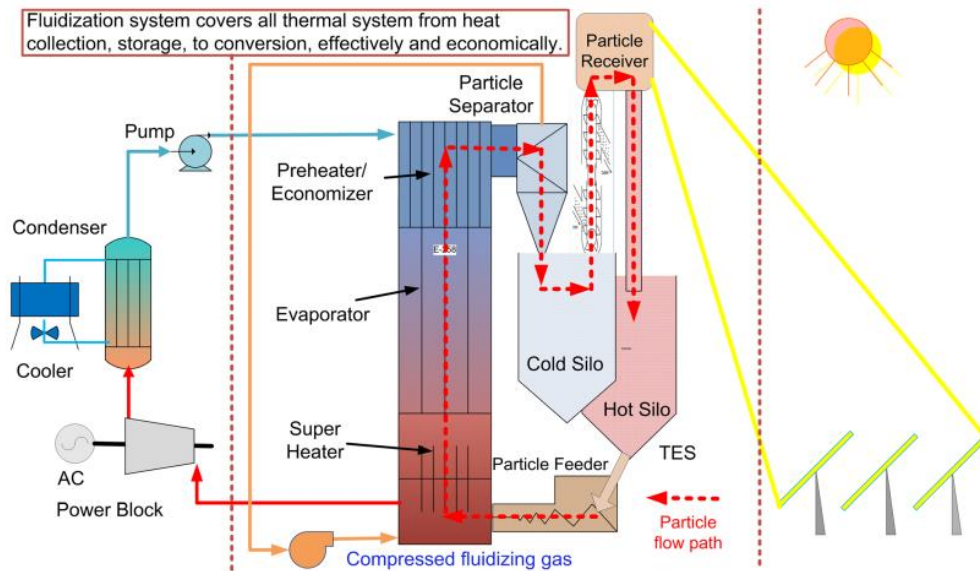


Figura 7: configuración para una planta de generación con partículas sólidas [13].

3.4. Áreas de investigación y desarrollo CSP

Existen varias aristas en el desarrollo de la energía de concentración solar, dentro de las principales y, donde se ha focalizado el estudio, encontramos oportunidades de mejora en el campo de colector solar, Receptor solar, almacenamiento térmico de la energía, bloque de potencia y en los costos de operación y mantenimiento [14].

Campo de heliostatos[15]:

- Diseños alternativos de heliostatos que utilicen menos material
- Soportes estructurales basados en materiales más baratos.
- Sistemas de control avanzados y autoalineables.

Receptor solar[14]:

- Materiales capaces de funcionar a alta temperatura confiablemente durante muchos ciclos.
- Diseño de receptores que permitan la captación solar eficaz a alta temperatura.
- Modelos para simular el rendimiento del receptor en carga parcial
- Recubrimientos para receptores.

Almacenamiento térmico[14]:

- Almacenamiento de alta temperatura y mayor estabilidad térmica, mayor densidad de almacenamiento, partículas sólidas, materiales de cambio de fase o enfoques termoquímicos.
- Aditivos con mejor capacidad térmica de los fluidos existentes.
- Sales no nitrogenadas capaces de operar a mayor temperatura.

Bloque de potencia[14]:

- Ciclos de potencia más allá del vapor supercrítico como CO_2 supercrítico o el ciclo Brayton de aire.
- Desarrollo de intercambiadores de calor metálicos o cerámicos de alta temperatura compatibles con los ciclos de potencia avanzados.
- Equipos resistentes a la corrosión (por ejemplo, tuberías, estructuras, válvulas, empaquetaduras de válvulas, bridas, conductos, sopladores, amortiguadores, aislamientos, dispositivos de medición de la presión y el caudal) que puedan funcionar con fiabilidad a temperaturas elevadas.

3.5. Desarrollo en receptores solares

Receptores más pequeños y simples resultarán en mayores eficiencias debido a la disminución del área de intercambio de calor, esto se traduce en receptores más

durables y de mayor temperatura que, a su vez, reducen las pérdidas de calor por radiación en el espectro infrarrojo.

El desarrollo en torno a los materiales se ha centrado en el almacenamiento térmico y los receptores solares [9], en operación real, los receptores solares están expuestos a altas temperaturas, shock térmicos y gradientes de temperatura de un flujo solar variable y heterogéneo. Las siguientes propiedades son esperables de los materiales con los que se construiría un receptor solar [3]:

- Comportamiento físico adecuado que maximiza la absorción del flujo solar, alta conductividad térmica favoreciendo la transferencia de calor al fluido y limitando los gradientes internos, bajo coeficiente de expansión lo que minimiza las deformaciones.
- Alta resistencia a la corrosión y oxidación.
- Resistencia a la fluencia y tenacidad a la fractura.

4. Modelo Computacional

El modelo computacional acopla la interacción producida entre el fluido de transferencia de calor, el ambiente y el receptor, el cual fue modelado en elementos finitos mediante la utilización del software FEniCS [16], [17].

La geometría estudiada corresponde a la Figura 8, esta fue generada mediante Autodesk Inventor, este receptor se encuentra inserto en una cavidad como se muestra en la Figura 9.

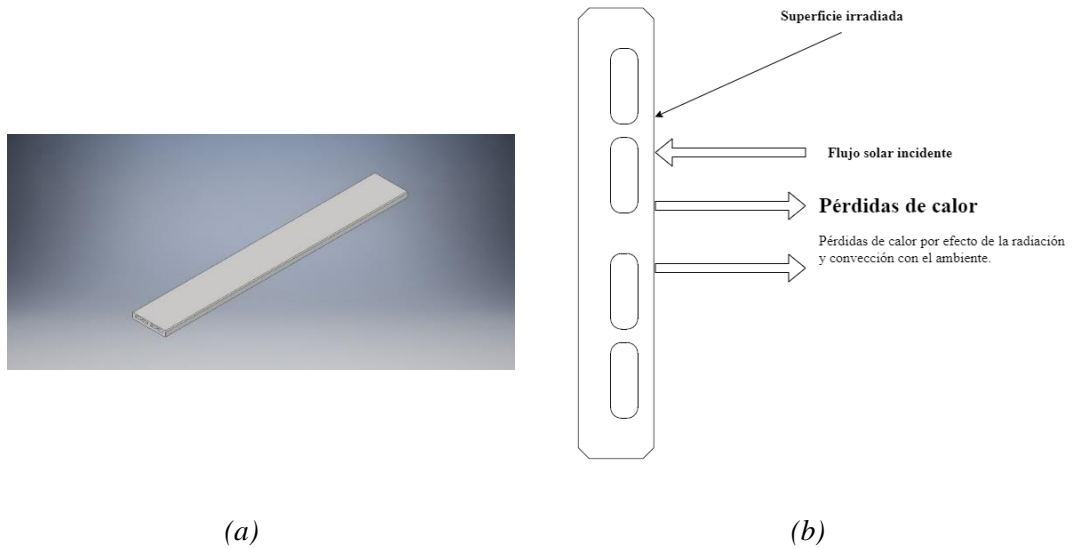


Figura 8: Vista isométrica modelo (a) y esquema mecanismos de TDC (b).

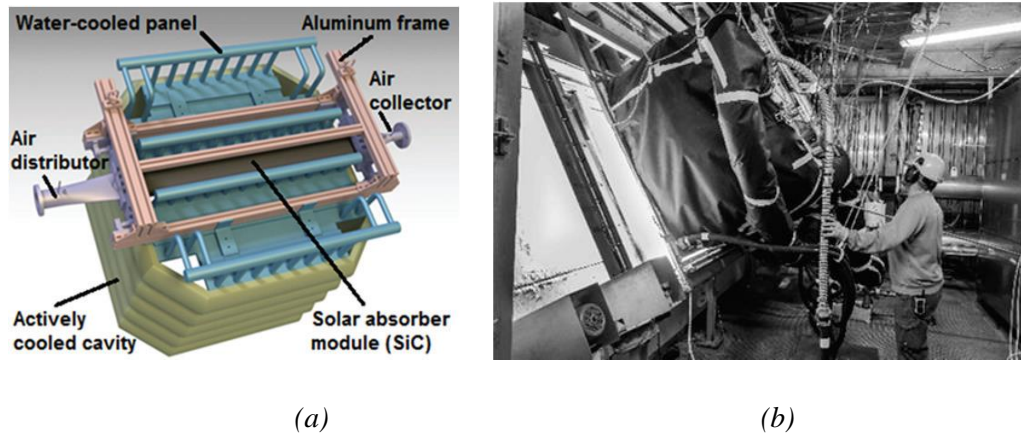


Figura 9: (a) Vista isométrica de la configuración del sistema. (b) Módulo del receptor ensayado por Leray 2017 [1].

GMSH es un software de código abierto [18], este posee un entorno visual y permite generar una malla en elementos finitos. Aquí se puede generar la geometría o puede ser entregada como archivo en formato STL. Además, permite utilizar línea de código para programar el mallado.

Para llevar a cabo este estudio se consideraron los siguientes métodos de transferencia de calor presentes dada la configuración del receptor:

- 1) En el exterior del receptor se consideró convección natural con el aire ambiental y radiación, además se desprecia las pérdidas de calor asociadas a la conducción.
- 2) En el interior de los canales se consideró convección interna forzada con el HFT y la radiación en el caso del dióxido de carbono.

4.1. Intercambio de calor con el fluido de trabajo HTF

Para modelar la TDC entre el fluido de intercambio de calor y las superficies internas de cada canal, se discretizan las superficies en elementos diferenciales en contacto con un volumen de control sobre el cual se realiza un balance de energía. La transversal de cada canal del receptor se subdividió en 8 partes correspondiente a 4 secciones curvas y a 4 secciones planas como se observa en la Figura 10.

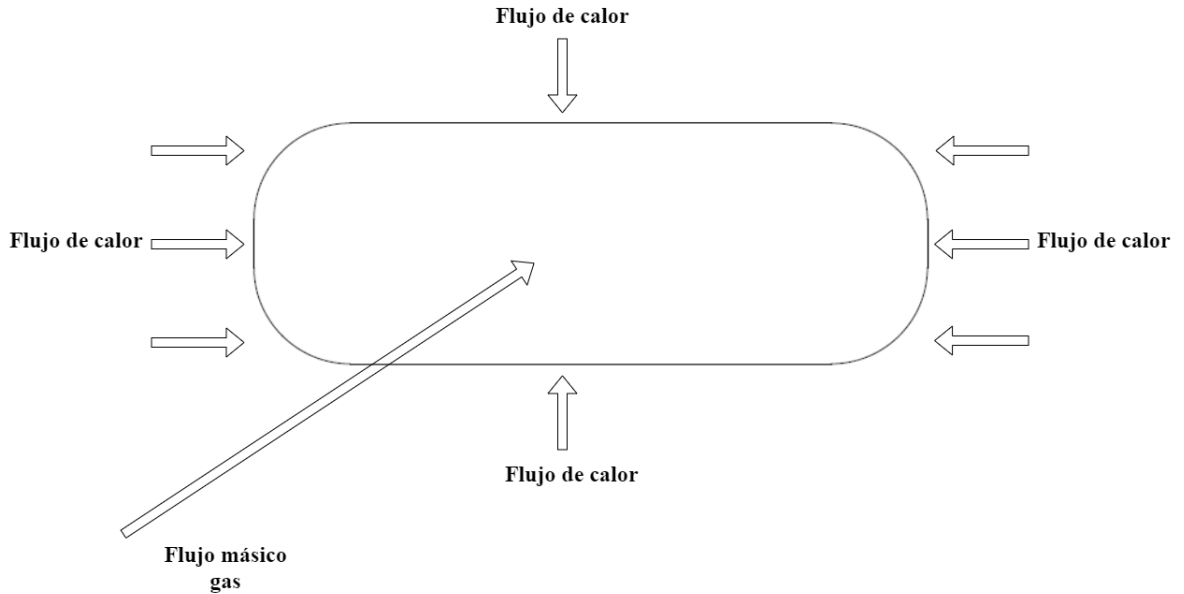


Figura 10: Esquema de subdivisión de las paredes internas de los canales del receptor, largo diferencial $L = 12$ [mm].

4.1.1. Convección interna forzada

El coeficiente de convección interna fue obtenida a través de la relación de Sieder y Tate [19] que entrega una aproximación para el número de Nusselt según la siguiente expresión:

$$u = \frac{hD_h}{k} = 0,027Re^{0,8}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (1)$$

Esta correlación es válida para $0,7 \leq Pr \leq 16700$, $Re \geq 10000$ y canales mucho más largos que su diámetro, condición que se cumple en el caso de estudio. Como la temperatura a la salida del elemento es calculada con el balance de energía se debe volver a iterar las propiedades del fluido con el promedio entre la temperatura de

entrada y salida hasta que se estabilice la solución, sin embargo, esta iteración ha mostrado que no logra tener mucha influencia en el resultado final. También, la influencia del número de secciones es insignificante cuando la cantidad es lo suficientemente grande, en este caso se utilizaron 100 secciones de 12 [mm] de ancho.

Existen otras correlaciones que permiten calcular el coeficiente de convección interna como la correlación de Dittus-Boellter [19]:

$$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n \quad (2)$$

Donde $n = 0,4$ para un flujo en calentamiento y que cumpla $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re \geq 10000$, sin embargo, el resultado al utilizar ambas ecuaciones entrega temperaturas de salida con una diferencia no mayor al 0,5% [19].

Otro aspecto que mencionar es que para este estudio no se toma en cuenta la caída de presión existente en el canal y la variación de las propiedades con esta pérdida de carga.

Gran parte de los flujos en ingeniería son turbulentos, por lo que la investigación en la dinámica de fluidos computacional está centrada en dichos flujos. La turbulencia es siempre tridimensional y transiente con gran número de escalas de movimiento. La forma más precisa de simular los flujos turbulentos es denominada simulación numérica directa (DNS por sus siglas en inglés) utilizando una malla muy fina que capture todas las escalas que están presentes en el flujo. Por lo tanto, la DNS es muy costosa desde el punto de vista computacional y, en la actualidad, sólo puede aplicarse a flujos con un número de Reynolds bajo y geometrías simples. Algunas aplicaciones, pueden resolverse mediante la aplicación del método RANS, en donde se obtienen las propiedades promedio del flujo ($u = \bar{u} + u'$) lo que conduce a una gran reducción del tiempo de simulación [20].

Otra alternativa para simular el fluido corresponde a un modelo LES, este método simula las grandes escalas y modela sólo las pequeñas escalas, estas últimas son más pequeñas que la malla y causan disipación de energía, así se obtiene más información de la turbulencia presente en el flujo [19].

Las simulaciones de flujo a través de las ecuaciones de Navier-Stokes permiten obtener campos de temperatura y otras propiedades del fluido de manera local como se observa en la Figura 11.

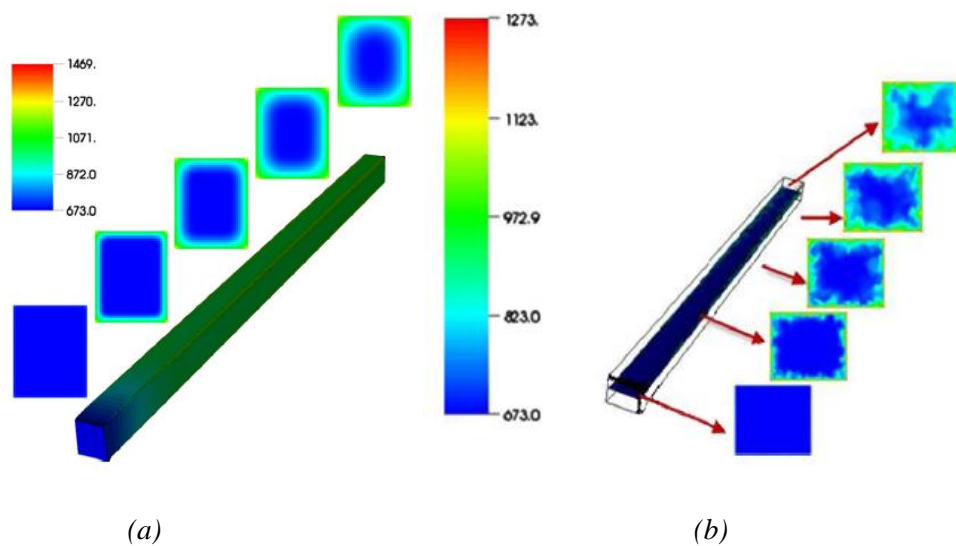


Figura 11: distribución espacial de temperatura en un canal (a) método RANS y (b) método LES [19].

4.1.2. Radiación de gases

Cuando se utiliza aire como medio de transferencia de calor, este no emite, absorbe o dispersa radiación en el espectro de temperaturas usado, esto se debe a que la composición del aire es principalmente O_2 y N_2 . La radiación de gases se presenta en moléculas asimétricas, como el H_2O , CO_2 , CO y SO_2 .

En particular para el caso del dióxido de carbono u otro gas que irradia, se debe calcular la emisividad del gas, los métodos más habituales corresponden a los gráficos de Hottel [21], [22] y las ecuaciones de Leckner [22], [23]. Dado que la ecuación de Leckner entrega un valor mediante una correlación, este es más práctico para el caso de estudio.

La correlación de la emisividad de un gas para presión parcial cero está dada por:

$$\varepsilon_0(p_a L, p = 1 [\text{bar}], T_g) = \exp \left(\sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n c_{ji} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \left(\log_{10} \frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right)^i \right) \quad (3)$$

Donde:

$$T_0 = 1000 [K], (p_a L)_0 = 1 [\text{bar} - \text{cm}]$$

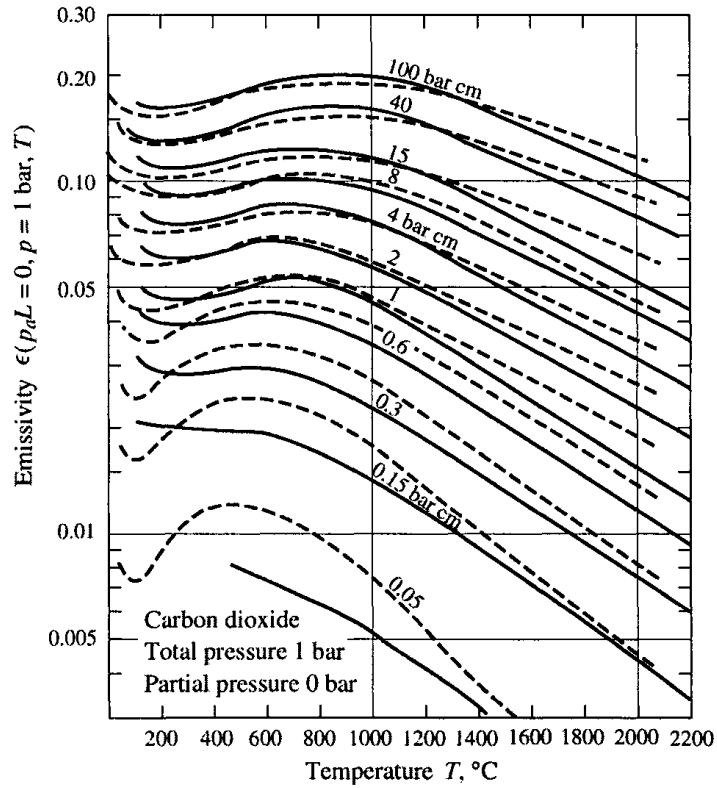


Figura 12: emisividad total del CO_2 a presión total del gas 1 bar y presión parcial 0. Hottel (líneas solidas) y Leckner (líneas segmentadas) [22].

Para llevar la emisividad del gas a condiciones diferentes a las de la ecuación (3) se debe corregir el valor mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{\varepsilon(p_a L, p, T_g)}{\varepsilon_0(p_a L, p = 1 [\text{bar}], T_g)} = 1 - \frac{(a - 1)(1 - P_E)}{a + b - 1 + P_E} \exp\left(-c \left[\log_{10} \frac{(p_a L)_m}{p_a L}\right]^2\right) \quad (4)$$

Donde P_E es la presión efectiva del gas a, b, c y $(p_a L)_m$ con parámetros dados que dependen del tipo de gas y están dados en la tabla [1].

Tabla 1: constantes para determinar la correlación de emisividad total del dióxido de carbono [22].

m, n	2,3			
c_{ij}	-3,9893	2,7669	-2,1081	0,39163
	1,271	-1,109	1,0195	-0,21897
	-0,23678	0,19731	-0,19544	0,044644
P_E	$(p + 0,28p_a)/p_0$			
$(p_a L)/(p_a L)_0$	$0,054/t^2$		$t < 0,7$	
	$0,225t^2$		$t > 0,7$	
a	$1 + 0,1/t^{1,45}$			
b	0,23			
c	1,47			
$T_0 = 1000 [K], p_0 = 1 [bar], t = T/T_0, (p_a L)_0 = 1 [bar - cm]$				

Para calcular el intercambio radiativo entre las caras internas del receptor se realizó el mismo esquema que el indicado al inicio de la sección 4.1, pero se dividió el largo del receptor en 10 secciones de largo $L = 120 [cm]$ en vez de 100 como se hizo en el caso de la convección interna forzada. Se consideró la emisividad de las paredes del receptor como $\varepsilon_{paredes} = 0,9 [1]$.

La radiación interna es integrada en el modelo como un flujo de calor sobre cada una de las N superficies definidas para el balance de energía, la geometría del canal permite obtener los factores de forma de las N superficies [24],[25]. Dicho flujo es calculado mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_i = \frac{E_{bi} - J_i}{R_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{R_{ij}} \tau_g + A_i \varepsilon_g (J_i - \sigma T_g)^4 \quad (5)$$

Donde:

$$R_i = \frac{1 - \varepsilon_i}{A_i \varepsilon_i} \quad (6)$$

$$R_{ij} = \frac{1}{A_i F_{ij}} \quad (7)$$

Además, el calor transferido al fluido de transferencia de calor se calcula como:

$$\dot{q}_{radiacion} = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_i \quad (8)$$

El cual debe ser considerado el en balance de energía de los volúmenes de control de fluido.

4.2. Intercambio de calor con el ambiente

Como se observa en la Figura 9 el receptor solar se encuentra en una cavidad, se considera que el receptor se encuentra aislado térmicamente en la parte trasera y laterales, por lo que las pérdidas de calor en el receptor están dadas por la convección y radiación con el ambiente.

4.2.1. Convección natural

Clausing [26],[27] propone un valor para el número de Nusselt en receptores de cavidad que poseen un ángulo de inclinación ϕ según la Figura 13 o Z_w (ángulo complementario) que está dada por:

$$Nu = 0.082Ra^{\frac{1}{3}} \left[-0,9 + 2,4 \left(\frac{T_w}{T_\infty} \right) - 0,5 \left(\frac{T_w}{T_\infty} \right)^2 \right] \kappa(Z_w) \quad (9)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \kappa(Z_w) &= 1, 0 \leq Z_w \leq 135 \text{ deg} \\ \kappa(Z_w) &= \frac{2}{3} \left[1 + \left(\frac{\sin(Z_w)}{\sqrt{2}} \right) \right], Z_w > 135 \text{ deg} \end{aligned} \quad (10)$$

Además, para valores de $(T_w/T_\infty) > 2,6$ se recomienda usar un valor igual a 2 hasta que la región de datos se encuentre disponible.

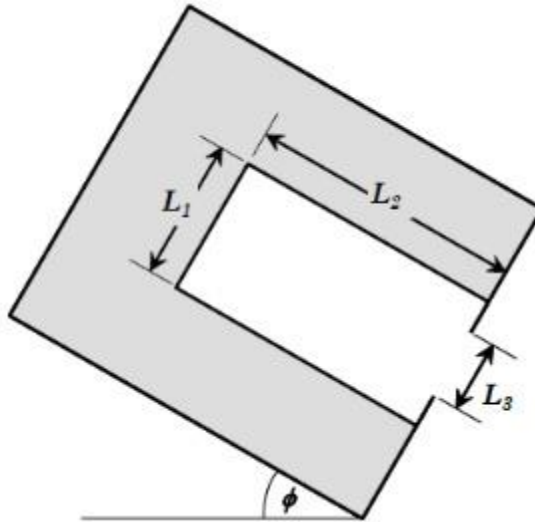


Figura 13: esquema de receptor de cavidad para cálculo de pérdidas por convección [26].

Finalmente, típicamente se puede obtener el coeficiente de convección natural mediante la ecuación:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (11)$$

4.2.2. Radiación con el ambiente

Para la radiación con el ambiente se utilizó un modelo de radiación de cuerpo negro-gris, donde hay 4 superficies (cavidad del receptor), el ambiente y el receptor [28].

$$\frac{E_{bi} - J_i}{R_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{R_{ij}} \quad (12)$$

Donde:

$$E_{bi} = \sigma T_i^4 \quad (13)$$

$$R_i = \frac{1 - \varepsilon_i}{A_i \varepsilon_i} \quad (14)$$

$$R_{ij} = \frac{1}{A_i F_{12}} \quad (15)$$

En el caso de una superficie de $\varepsilon = 1$, se debe realizar el balance de energía sobre la superficie:

$$0 = \sum_j^0 J_j - J_i \quad (16)$$

En el caso del receptor, se consideró la emisividad de este como $\varepsilon = 0,13$ [3], y las superficies restantes de la cavidad como 1.

4.3. Distribución de la densidad de flujo solar

La distribución de la densidad de flujo es la cantidad de radiación incidente por metro cuadrado en función de la posición [kW/m^2]. Existen diferentes tipos de distribuciones, Solar Facilities Simulation Tools (SOLFAST) es un software que permite obtener una distribución de flujo dado un tipo de distribución.

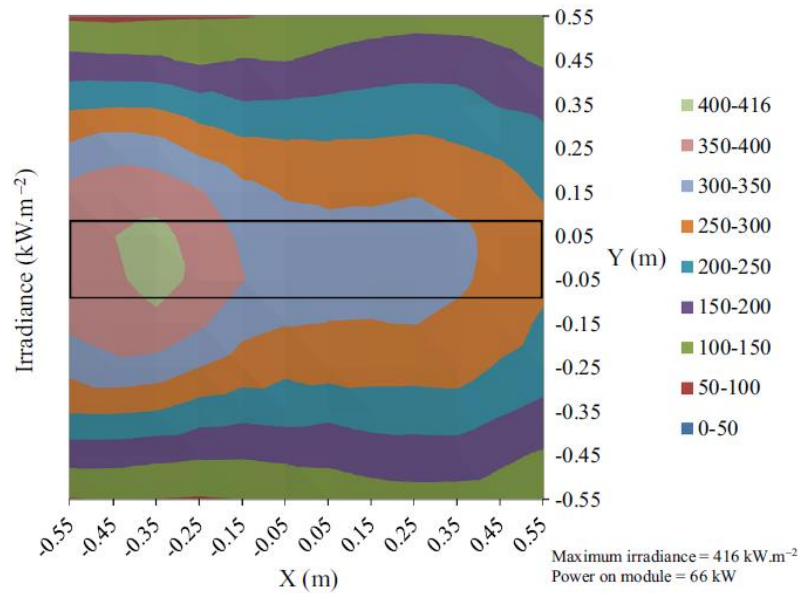


Figura 14: Densidad de flujo “descending” [kW/m^2] visto desde el frente del panel [29].

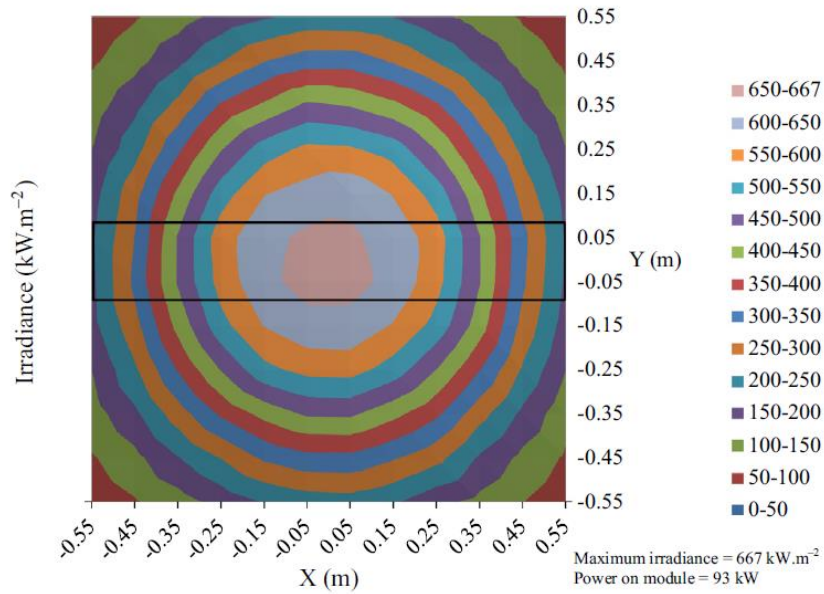


Figura 15: Densidad de flujo Gaussiana [kW/m^2] visto desde el frente del panel [29].

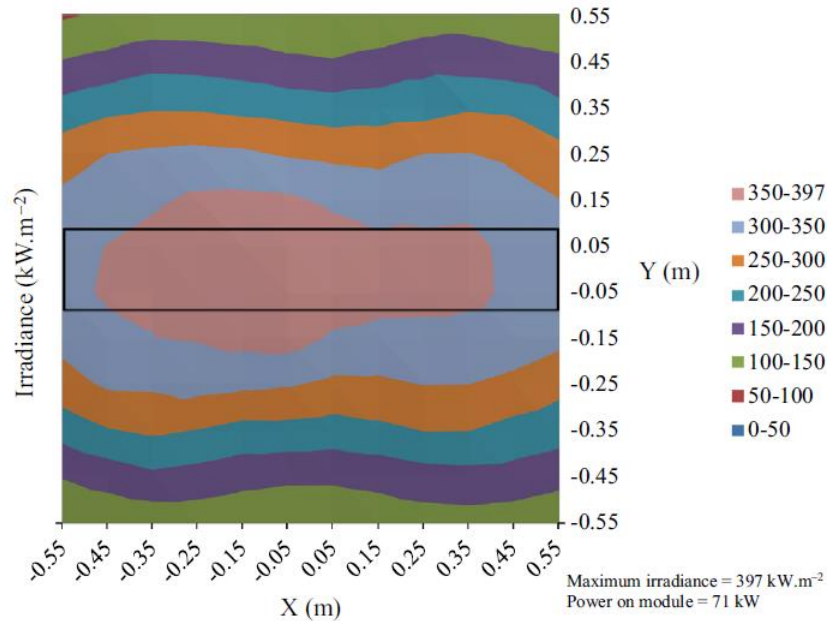


Figura 16: Densidad de flujo "flat" [kW/m^2] visto desde el frente del panel [29].

Para el caso de estudio, se utiliza una distribución uniforme como aproximación del flujo incidente que es similar a la distribución de tipo plana o flat de la Figura 16, el modelo realizado permite establecer como parámetro de entrada la distribución de flujo

solar sobre el receptor, pero el no acceso a la información hace necesario estimarlo como la potencia incidente sobre el área de la cavidad.

4.4. Método de los elementos finitos

4.4.1. Formulación variacional

La parte estructural se centra en alimentar un modelo de elementos finitos que calcula un campo de temperaturas para el receptor en estado estacionario [16], [17].

La ecuación de estado que resuelve el campo de temperaturas del modelo para el receptor es:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \kappa \nabla^2 u = \dot{q} \text{ en } \Omega \quad (17)$$

Ya que el caso estudiado es estacionario y no existe generación se tiene:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad y \quad \dot{q} = 0 \quad (18)$$

Un modelo en elementos finito requiere de varias condiciones de contorno para poder entregar, en este caso, un campo de temperaturas. Las condiciones de contorno utilizadas corresponden a la condición de Robin para la convección interna forzada y convección natural ecuación (20) y Neuman para la radiación interna, con el ambiente y el flujo incidente de calor ecuación (19).

$$\kappa \nabla T \cdot n + q = 0 \text{ en } \partial\Omega_i \quad (19)$$

$$\kappa \nabla T \cdot n + \alpha(h_{convectivo} - T) = 0 \text{ en } \partial\Omega_j \quad (20)$$

Finalmente, la formulación variacional se obtiene integrando la ecuación (17) por el producto punto de la función de prueba v sobre el dominio Ω :

$$F = \int_{\Omega} \kappa \nabla T \cdot \nabla v \, dx + \sum_i \int_{\partial\Omega_i} g v \, ds_i + \sum_j \int_{\partial\Omega_j} h_j (T_j - T) v \, ds_j = 0 \quad (21)$$

Las ecuaciones que gobiernan la elasticidad lineal en un cuerpo de dominio Ω pueden ser escritas como se presentan en las siguientes ecuaciones. La ecuación (23), que refiere al tensor de esfuerzo posee un término que corresponde al esfuerzo producto de la dilatación térmica.

$$-\nabla \cdot \sigma = f \text{ en } \Omega \quad (22)$$

$$\sigma = \lambda \text{tr}(\varepsilon) I + 2\mu \varepsilon - \frac{\alpha E \Delta T I}{1 - 2\nu} \quad (23)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} (\nabla u + (\nabla u)^T) \quad (24)$$

Combinando la ecuación (28) y (29) se obtiene:

$$\sigma = \lambda(\nabla \cdot u)I + \mu(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{\alpha E \Delta T I}{1 - 2\nu} \quad (25)$$

La formulación variacional se obtiene al integrar la ecuación (22) por el producto punto de la función de prueba v sobre el dominio Ω :

$$- \int_{\Omega} (\nabla \cdot \sigma) \cdot v \, dx = \int_{\Omega} f \cdot v \, dx \quad (26)$$

Integrando por partes el lado izquierdo de la ecuación (32) y realizando un trabajo matemático se obtiene:

$$\int_{\Omega} \sigma : \nabla u \, dx = \int_{\Omega} f \cdot v \, dx + \int_{\partial\Omega_T} M \cdot v \, ds \quad (27)$$

Donde M es el estado de esfuerzos principales sobre un dominio $\partial\Omega_T$.

Respecto a la condición de contorno, se debe establecer una condición de no desplazamiento en el eje axial del receptor y solo en dicho eje para evitar que aparezca una concentración de esfuerzos producto de la existencia de dilatación térmica del receptor.

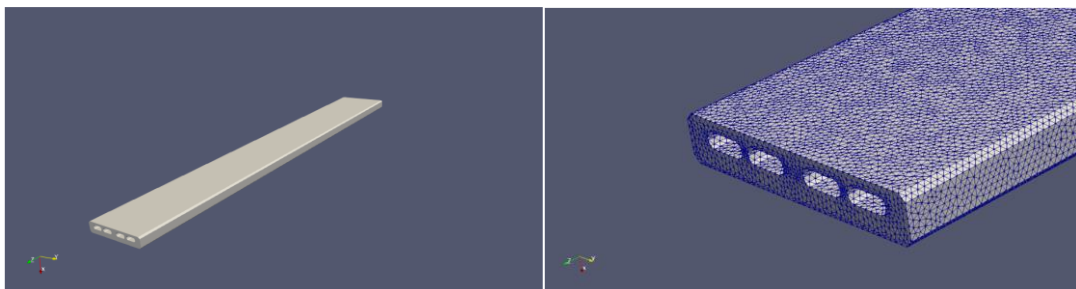
4.4.2. Software de resolución FEniCS

FEniCS es una plataforma para la resolución de ecuaciones diferenciales parciales de código abierto. Permite traducir los modelos en un código de elementos finitos. FEniCS utiliza la interfaz de Python y C++. Además, posee la facilidad de poder ejecutarse en equipos de mediano y alto rendimiento. Lamentablemente, este software no se encuentra disponible en Windows, pero puede ser instalado mediante la distribución de Ubuntu.

FEniCS permite plantear el problema de elementos finitos desde su forma matemática, es decir, la formulación variacional. Esto es ventajoso ya que permite realizar análisis detallados de las condiciones de contorno y el fenómeno que se quiere estudiar sin gastar recursos en la formulación de matrices que resuelven la malla de elementos finitos.

Otra ventaja, es que FEniCS permite acoplarse con otros Softwares como GMSH que están especializados en la generación de mallas para elementos finitos. FEniCS posee funciones para generar mallas, sin embargo, estas son muy básicas y se acotan a geometrías regulares.

Es conocido que el gradiente calculado directamente a partir de la solución del método de los elementos finitos carece de continuidad en los límites de los elementos, y su precisión es un orden inferior a la solución correspondiente. La superconvergencia es un fenómeno en el análisis de elementos finitos, en la que la tasa de convergencia de la solución aproximada en un lugar concreto es mayor que la tasa óptima medida globalmente contra las interpolaciones polinómicas. La investigación sobre la recuperación del gradiente superconvergente se ha convertido en el proceso estándar del análisis de elementos finitos [30], sin embargo, la implementación del cálculo del gradiente en los puntos superconvergentes de la malla no ha sido realizada en FEniCS Project, haciendo que el error se propague a través del gradiente y, en el caso del elasticidad lineal, al cálculo del tensor de esfuerzos.



(a)

(b)

Figura 17: Vista isométrica del receptor (a) y mallado en Paraview (b).

4.5. Integración del modelo

El modelo fue creado mediante la integración de ecuaciones analíticas para la transferencia de calor con el fluido de intercambio de calor, el ambiente y un modelo en elementos finitos en estado estacionario con la malla de la Figura 17.

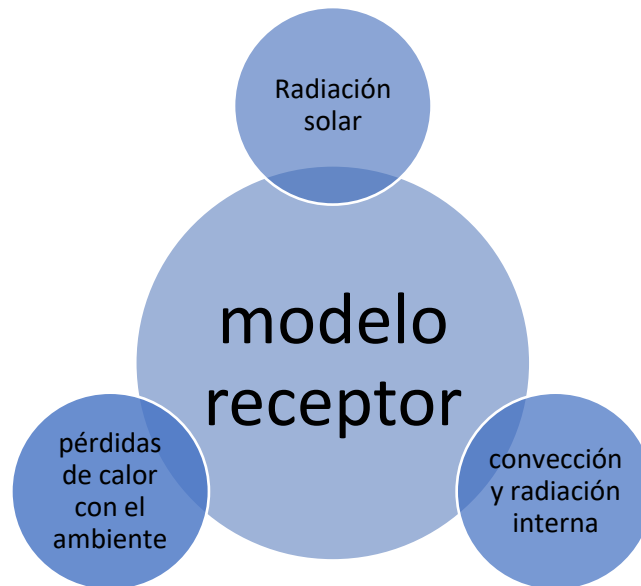


Figura 18: interacción de la simulación en elementos finitos y modelos analíticos para la transferencia de calor el ambiente y fluido de intercambio de calor.

El método de elementos finitos entrega un campo de temperatura a partir de condiciones varias condiciones de contorno. Los parámetros de entrada que son datos conocidos para el modelo y se observan en la tabla [2].

Tabla 2: parámetros de entrada para el modelo computacional.

Parámetro de entrada	Unidad
Flujo solar incidente	$[W/m^2]$
Flujo másico de gas	$[kg/s]$
Presión de gas	$[Pa]$
Temperatura entrada gas	$[K]$
Temperatura Ambiente	$[K]$
Tipo de gas	$[-]$

Cada flujo de calor sobre el receptor está asociado a un fenómeno de transferencia de calor y a una condición de contorno en particular, para el caso de las caras exteriores de calor, se pueden agrupar en 4: (1) flujo de radiación incidente sobre el receptor (Neuman), (2) pérdidas de calor por radiación (Neuman), (3) pérdidas de calor por convección (Robin) y (4) paredes aisladas (Neuman) como se muestra en la Figura 19.

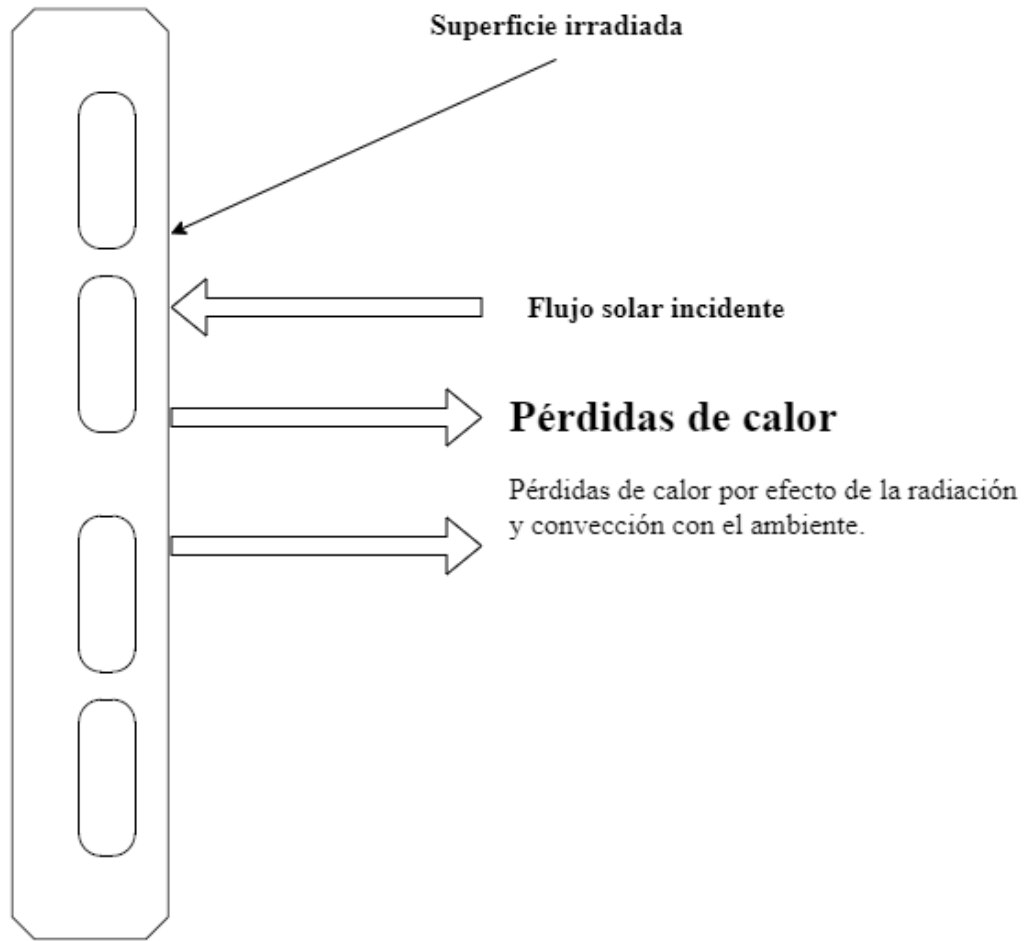


Figura 19: Esquema de transferencia de calor exterior del receptor.

Donde, las respectivas pérdidas de calor están estimadas según lo presentado en la sección 4.2, las ecuaciones que describen el fenómeno son:

$$(1) \kappa \nabla T \cdot n + q_{\text{incidente}} = 0 \text{ en } \partial\Omega_1 \quad (28)$$

$$(2) \kappa \nabla T \cdot n + q_{\text{pérdidas}} = 0 \text{ en } \partial\Omega_1 \quad (29)$$

$$(3) \kappa \nabla T \cdot n + h(T_{\text{ambiente}} - T) = 0 \text{ en } \partial\Omega_1 \quad (30)$$

$$(4) \kappa \nabla T \cdot n = 0 \text{ en } \partial\Omega_{\text{aisladas}} \quad (31)$$

El flujo de calor asociado a las pérdidas por radiación y el coeficiente convectivo son función de la posición a lo largo del receptor.

En el caso del flujo en los canales interiores, aquí se tiene presente: (1) convección interna forzada y (2) flujo de calor por radiación como se muestra en la Figura 20

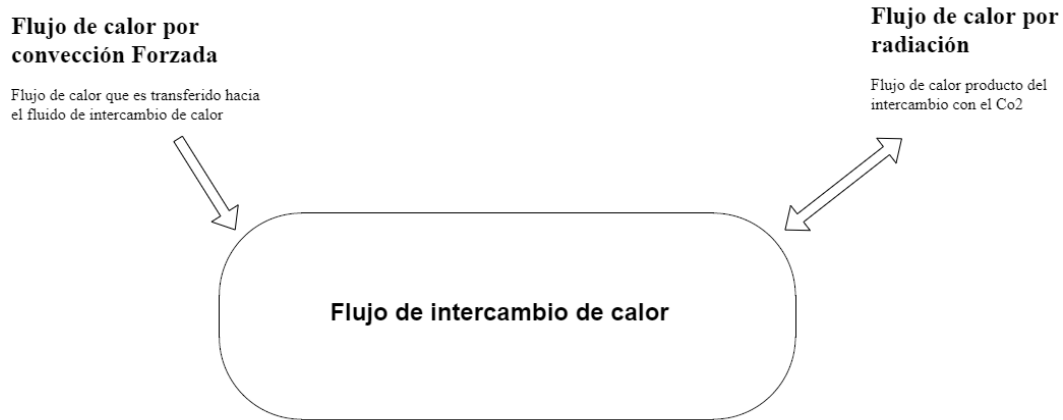


Figura 20: esquema de transferencia de calor al interior de los canales.

Donde, la transferencia de calor está dada según lo presentado en la sección 4.1:

$$(5) \kappa \nabla T \cdot n + h_{\text{forzado}}(T_{\text{Fluido}} - T) = 0 \text{ en } \partial\Omega_j \quad (32)$$

$$(6) \kappa \nabla T \cdot n + q_{\text{radiación}} = 0 \text{ en } \partial\Omega_j \quad (33)$$

Donde, j corresponde a las superficies interiores de cada canal y h es función de la posición a lo largo de cada canal. La ecuación (33) requiere como valor la temperatura

del fluido, pero, esta a su vez es calculada a través del balance de energía sobre el volumen de control definido en la figura 8. El balance está dado por:

$$\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = \sum A_i h(T_s - \Delta T_m) + \dot{q}_{radiación} \quad (34)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (35)$$

Al tratarse de un modelo en estado estacionario son requeridas 2 condiciones para poder obtener una solución, un calor de entrada dado por la condición (1) y un calor de salida dado por (5). Por lo tanto, se debe seguir un esquema iterativo donde en el primer paso, se debe suponer una temperatura de flujo y coeficiente de convección para que exista un retiro de calor y obtener el campo de temperaturas del receptor, el cual, alimentará los modelos analíticos que calculan los flujos de calor, como se muestra en la Figura 21.

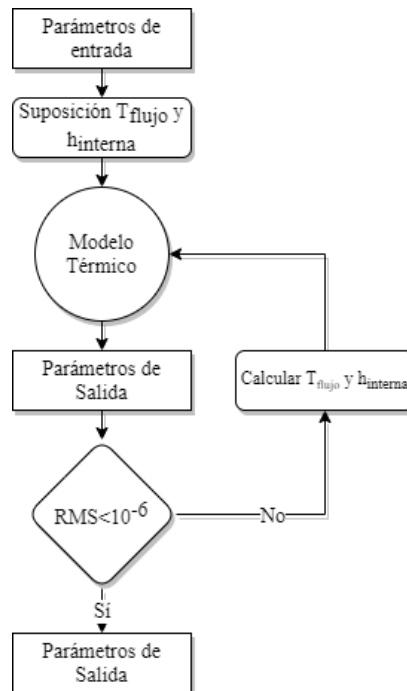


Figura 21: Esquema iterativo seguido en el modelo.

Una vez resuelto el modelo, los parámetros que se pueden obtener son los presentados en la tabla [3].

Tabla 3: parámetros de salida modelo computacional.

Parámetro de salida	Unidad	Descripción
Campo de temperaturas del receptor	[K]	Temperatura de cada uno de los nodos de la malla en elementos finitos
Temperatura del flujo	[K]	Temperatura del flujo de gas que atraviesa cada canal en función de la posición (Z), eje axial del receptor
$h_{interno}$	$\left[\frac{W}{m^2K} \right]$	Coefficiente de convección interna forzada para cada canal en función de la posición (Z), eje axial del receptor.
$h_{natural}$	$\left[\frac{W}{m^2K} \right]$	Coefficiente de convección natural por las pérdidas con el ambiente en función de la posición (Z), eje axial del receptor.
$q_{radiación}$	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$	Perdidas de calor por radiación con el ambiente del receptor, en función de la posición (Z), eje axial

4.6. Propiedades físicas y termodinámicas

La conductividad térmica es la propiedad física de un material para conducir el calor, esta propiedad, en el caso de los sólidos, es función de la temperatura. El módulo que se ensayó en Leray [1] fue construido por BOOSTEC-MERSEN®, posee una alta absorptividad $\alpha = 0,85 [-]$ en el espectro de radiación solar, y una conductividad térmica de $K = 45 [W/m^2K]$ a $1000 [^{\circ}C]$.

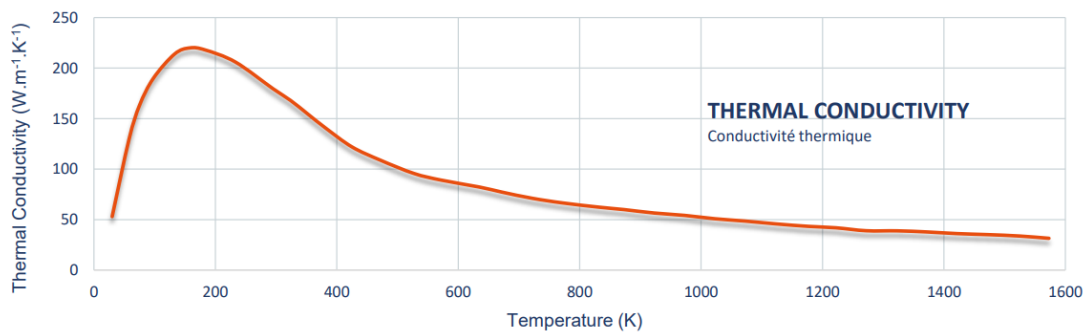


Figura 22: Conductividad térmica del carburo de silicio en función de la temperatura, BOOSTEC®

En el caso de las propiedades del fluido de transferencia de calor y el ambiente, estas fueron obtenidas a través de la librería CoolProp [31].

5. Validación

El modelo térmico estacionario del receptor fue validado utilizando los resultados presentados en Leray [1] los cuales se presentan en la tabla [4], se realizaron 10 ensayos, en los cuales, el autor menciona que los resultados obtenidos de los ensayos 1-4 son inexactos por problemas técnicos [1].

Para realizar el experimento se establecían las condiciones operacionales y se apuntaban los heliostatos al receptor con un perfil de tipo rampa, cuando alcanzaban régimen estacionario se grababan las mediciones y una imagen del receptor para validar el perfil de flujo de calor. Los parámetros operacionales son 4 independientes entre sí: la potencia solar térmica, la temperatura de entrada del aire, el flujo másico y la presión del aire.

Tabla 4: Resumen de los resultados obtenidos por Leray. *Los ensayos del 1 al 4 son inexactos debido a problemas técnicos [1].

Parameter	Unit	Run 1	Run 2	Run 3	Run 4	Run 5	Run 6	Run 7	Run 8	Run 9	Run 10
Solar irradiance	W/m ²	938,0	930,0	956,0	961,0	957,0	1016,0	1009,0	1002,0	971,0	996,0
Solar power (*)	kW	(21,0)	(59,0)	(78,0)	(96,0)	82,0	128,0	119,0	109,0	160,0	258,0
Solar power	W/m ²	14583,3	40972,2	54166,7	66666,7	56944,4	88888,9	82638,9	75694,4	111111,1	179166,7
Air pressure	bar	5,1	5,1	5,1	5,2	5,4	5,1	5,2	5,1	5,4	4,0
Air mass flowrate	g/s	84,8	83,3	82,9	83,4	90,8	88,4	89,2	87,0	91,2	77,5
Pressure loss	mbar	185,8	232,9	263,7	291,0	279,3	334,7	337,6	340,7	364,2	476,8
Inlet air temp.	°C	17,6	21,6	25,3	30,7	94,7	109,7	196,8	285,3	112,2	344,2
Outlet air temp.	°C	52,0	106,3	143,0	177,0	195,9	289,3	345,2	397,0	297,9	650,2
DT air	°C	34,4	84,7	117,7	146,3	101,2	179,6	148,4	111,7	185,7	306,0
Max back temp.	°C	82,7	194,7	261,9	304,7	281,7	415,0	441,4	443,0	453,7	840,5

Se realizó 10 simulaciones en el modelo, obteniendo como parámetros de comparación la temperatura del aire de salida y la máxima temperatura en el reverso del receptor, estos datos se pueden observar en la Figura 23 y la Figura 24.

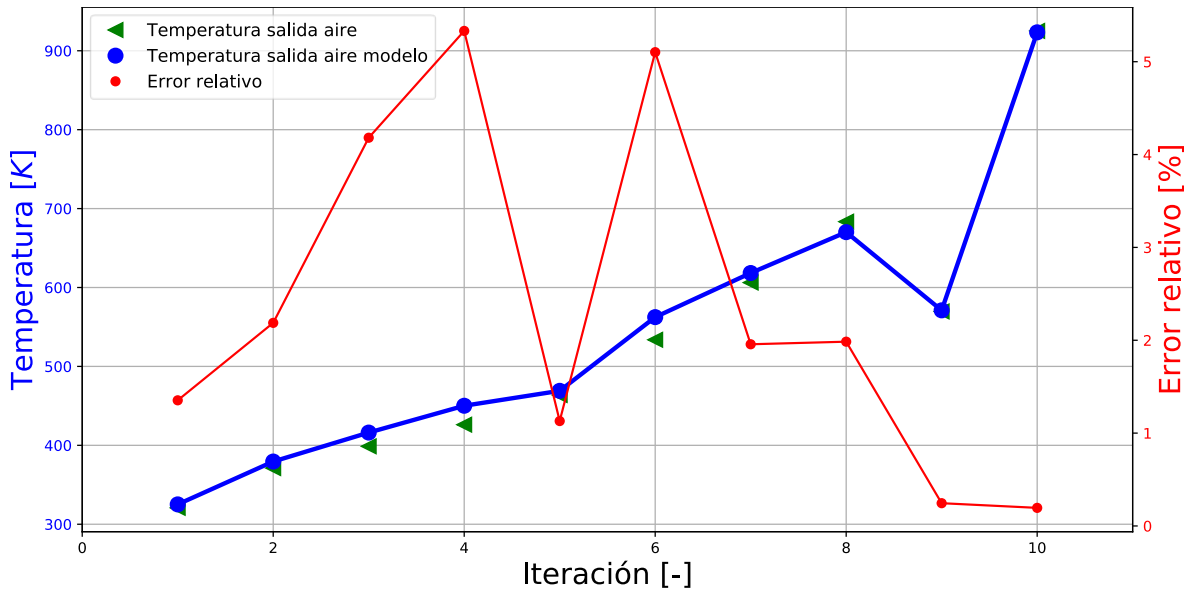


Figura 23: Validación de la temperatura de salida del aire en el receptor.

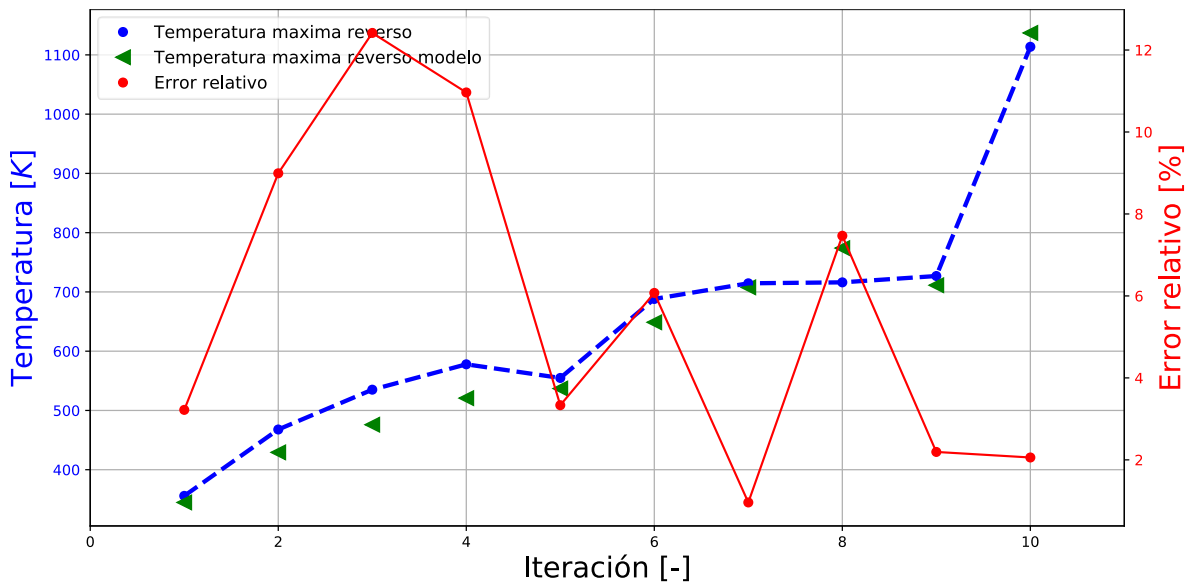


Figura 24: Validación de la máxima temperatura en la cara trasera del receptor.

Respecto a la Figura 23 y la Figura 24 los valores obtenidos en el modelo tienen un error porcentual menor al 6% y 13% respectivamente con respecto al valor obtenido en el ensayo. En donde, los mayores errores están en las primeras iteraciones donde los valores de radiación incidente en la cavidad fueron inexactos.

En Leray [1] se entrega solo la imagen del receptor en el ensayo 10, por lo que para alimentar el modelo se utilizó una distribución uniforme que correspondía a la potencia incidente en la cavidad entregada en la tabla [4] dividido en el área de ésta. En consecuencia, existe un error asociado a dicho valor de entrada.

6. Análisis y Resultados

Una vez validado el modelo con los datos obtenidos desde Leray [1] se procede a intercambiar el fluido de trabajo a dióxido de carbono. Se toma como referencia la simulación N°10 de la tabla 4.

La ecuación de Lecker entrega una estimación que depende de la presión total y parcial del gas, la temperatura del gas y el largo característico. Las últimas dos variables representan una complicación en el modelo, seccionar el volumen de gas para cálculos efectivos de radiación implica que se debe considerar la interacción entre los volúmenes de control. El comportamiento físico es que el gas eleve su temperatura a medida que avanza por el canal, hecho que para efectos del cálculo de radiación se despreció. Respecto al largo característico se consideró como el largo del canal total, coherente al hecho de considerar un solo volumen de gas por canal.

En primera instancia, se calcula la emisividad del dióxido de carbono en función de la temperatura y el largo característico, $L = 120 [cm]$ considerando el gas como un solo volumen de control y $L = 12 [cm]$ considerando el gas como 10 volúmenes de control al igual que las secciones divididas en el largo para el cálculo de radiación.

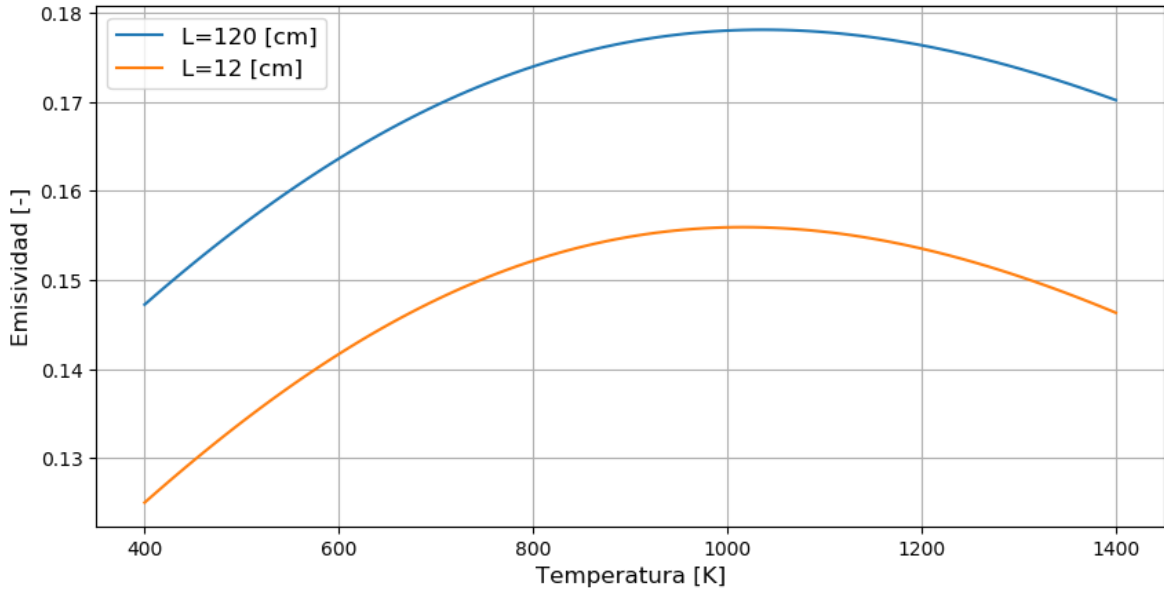


Figura 25: variación de la emisividad del CO₂ para la iteración N°10 de la tabla 4

Para evaluar la sensibilidad del modelo a la emisividad del dióxido de carbono se calcula la temperatura de salida variando 2 parámetros: el largo característico y la temperatura de la ecuación (3) y (4). Obteniendo la Figura 26.

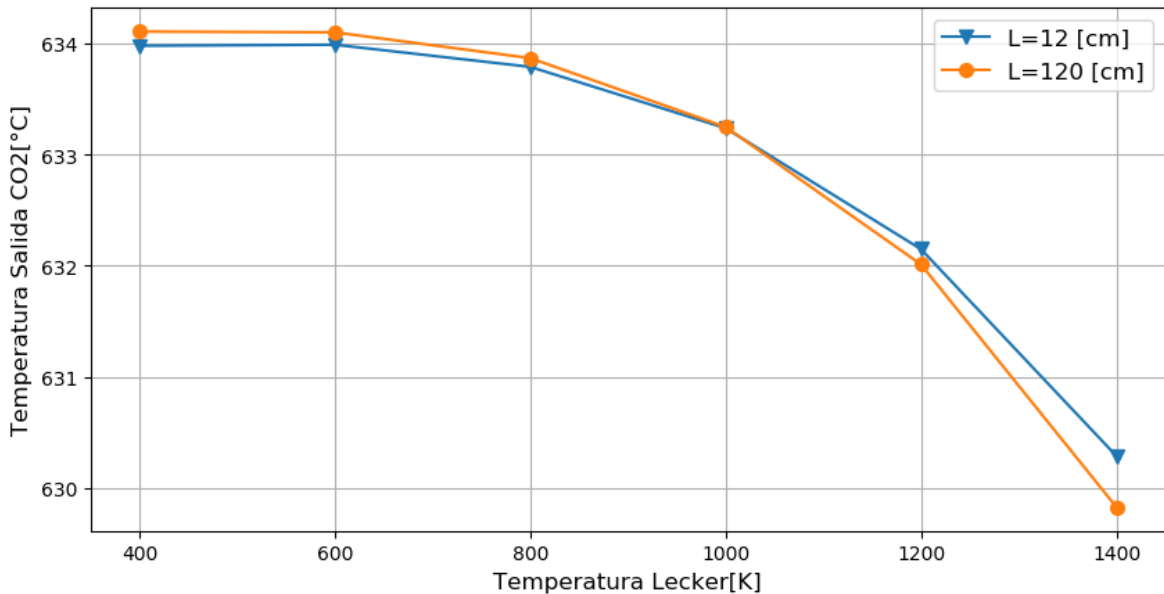


Figura 26: Variación de la temperatura de salida del gas en función de la temperatura en la ecuación de Lecker.

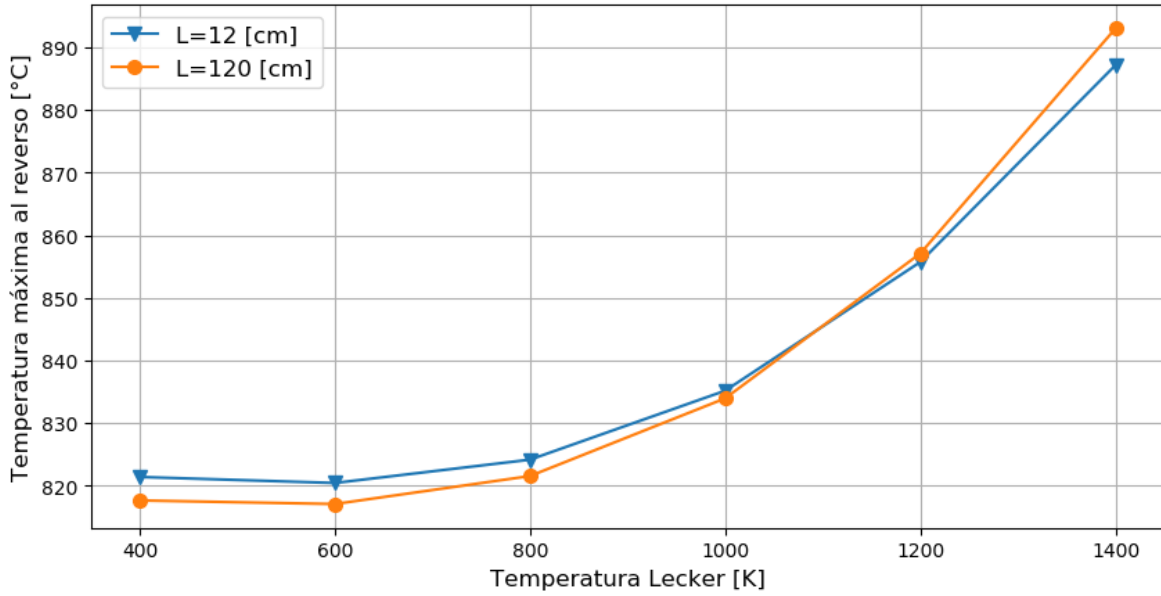


Figura 27: Variación de la temperatura máxima en el reverso del receptor en función de la temperatura de la ecuación de Lecker.

Según se observa en las Figura 26 y Figura 27 la temperatura de salida del gas se mantiene casi constante entre los 400 K y 1000 K. Es decir, variar el valor de temperatura de gas que ingresa a las ecuaciones (3) y (4) no influye de manera significativa en la temperatura de salida del gas en el receptor y en la temperatura máxima de la parte trasera del receptor. Como se detalla en el apartado 4 la temperatura del modelo de radiación para el dióxido de carbono se alimenta con la misma que se calcula la emisividad del gas, por lo que ingresar temperaturas en la ecuación de (3) y (4) mayores a la temperatura de salida del gas es físicamente incorrecto.

Se considera cómo valor de entrada a la ecuación (3) y (4) el promedio entre la temperatura de entrada y salida del gas, este promedio cambia en cada iteración según el esquema de la Figura 21, además se considera el largo característico como 120 cm que corresponden al total del canal.

En la tabla 5 se observa los cambios en la temperatura de salida del gas y temperatura máxima al reverso del receptor al cambiar el fluido de trabajo.

Tabla 5: Comparación resultado modelo utilizando aire y CO2.

Parámetro	Unidad	Modelo Aire	Modelo CO2
Temperatura salida del aire	°C	652,00	633,94
Temperatura máxima del reverso	°C	863,90	820,16

También, se grafica el coeficiente de convección y la temperatura del gas en función de la posición. Respecto a la Figura 28 se observa que a medida que aumenta la temperatura de los flujos mejoran el coeficiente de convección.

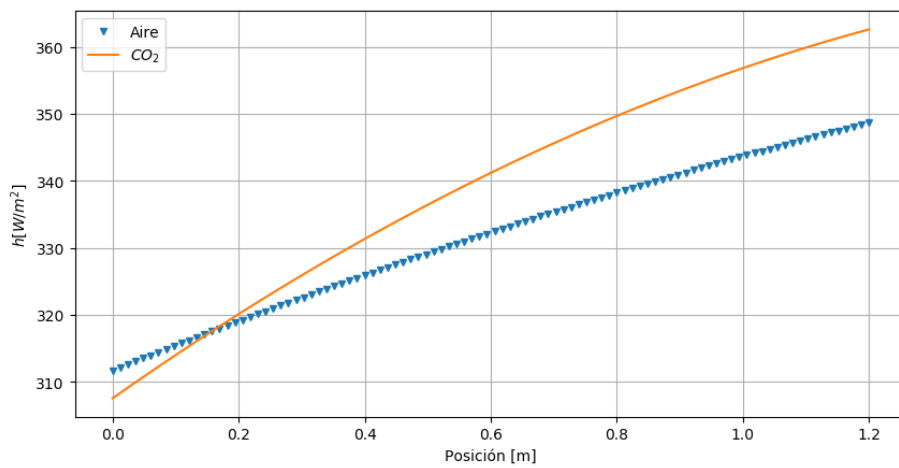


Figura 28: Coeficiente de convección modelo computacional utilizando Aire y CO₂

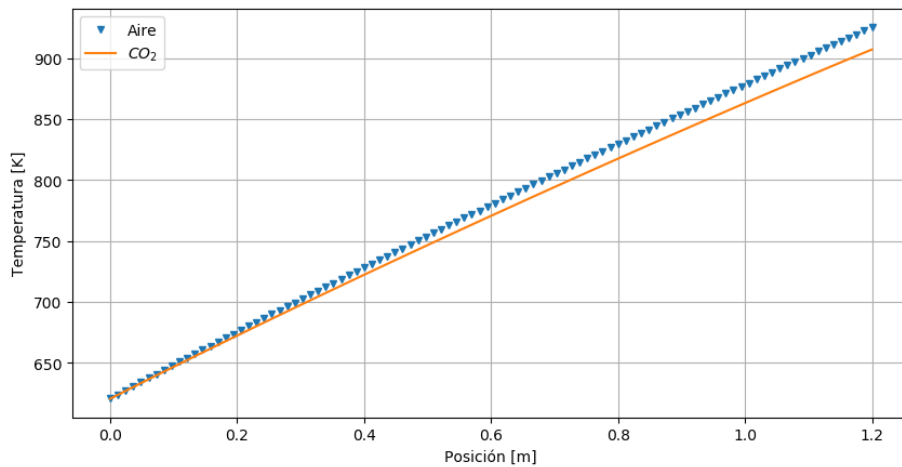
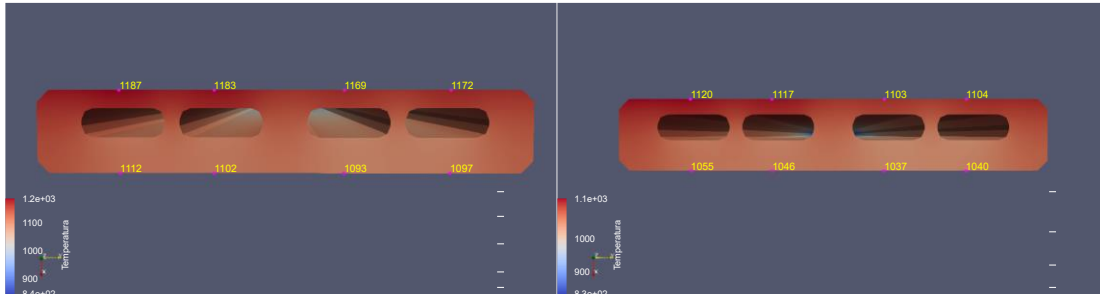


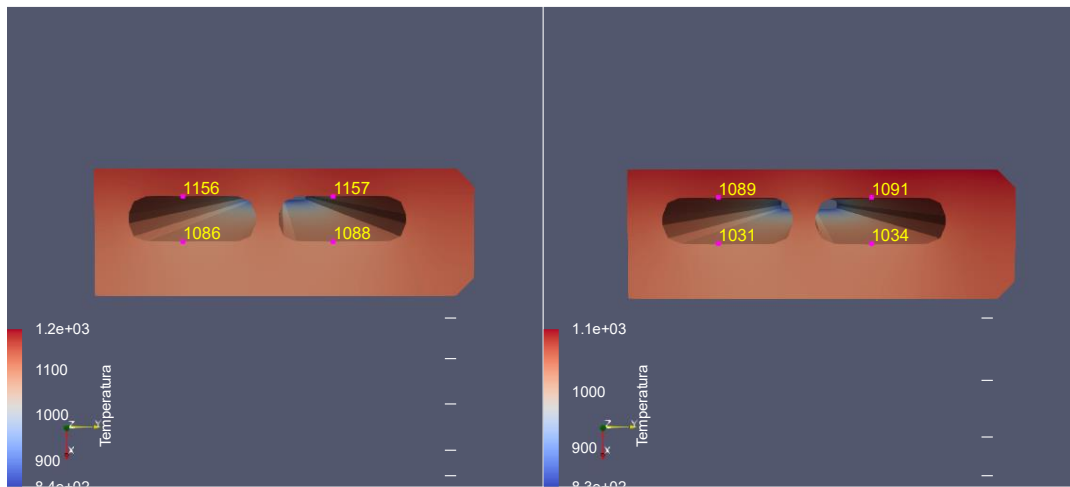
Figura 29: Temperatura del gas en función de la posición del modelo computacional con Aire y CO₂



a)

b)

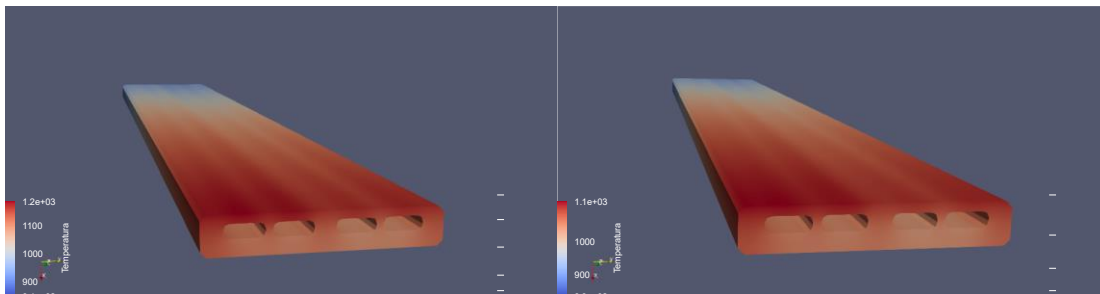
Figura 30: Vista frontal zona más caliente receptor y temperatura de nodos. a) Modelo con aire, b) modelo con CO_2



a)

b)

Figura 31: Vista frontal en corte receptor, zona nodos más calientes y fríos. a) Modelo con aire, b) modelo con CO_2



a)

b)

Figura 32 Vista Isométrica receptor, campo de temperaturas. a) Modelo con aire, b) modelo con CO_2

El trabajo de Faustino correa [32] muestra un ciclo que trabaja con dióxido de carbono supercrítico, aquí las presiones de trabajo van desde 8 MPa a 25 MPa y el fluido de transferencia de calor abandona el receptor solar para entrar a la turbina con una temperatura de 700 °C.

Ya que el receptor inicialmente ensayado opera con aire a condiciones de presión diferente, se calculan los valores de la temperatura de salida con CO_2 variando 3 variables de entrada del modelo: Presión de trabajo, Temperatura de entrada al receptor y flujo másico y manteniendo las demás variables mostradas en la prueba 10 de la tabla 4. Además, se varia la potencia de entrada desde 1 a 1,5 el inicial.

Los resultados son comparados con el desempeño de aire, obteniendo el siguiente resultado.

$$diferencia \% = \frac{\Delta h_{CO_2} - \Delta h_{Aire}}{\Delta h_{Aire}} \quad (36)$$

Obteniendo los siguientes resultados.

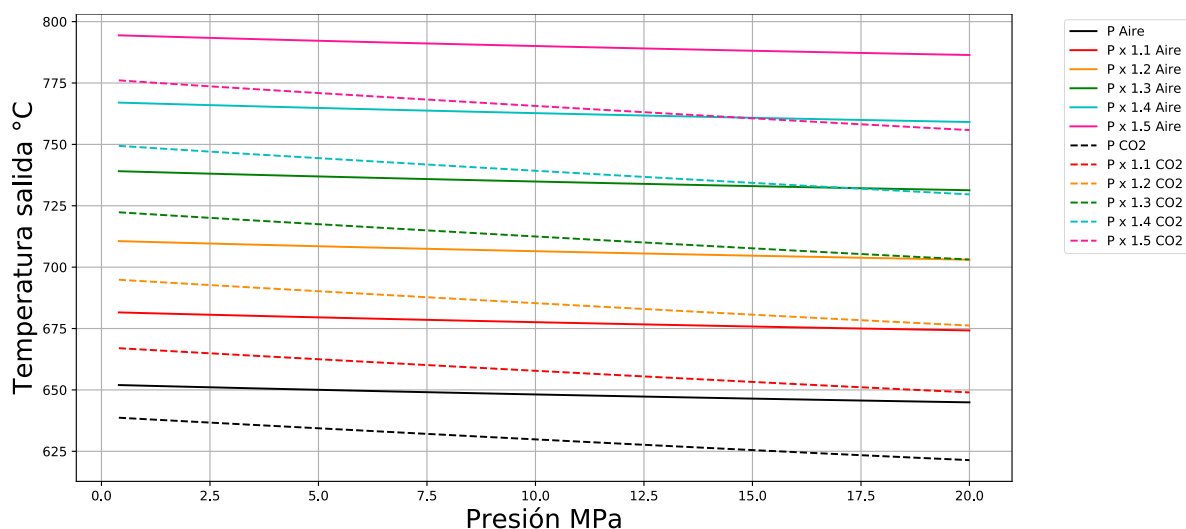


Figura 33: temperatura de salida del fluido de transferencia de calor en función de la presión de trabajo. Con línea segmentada el CO_2 y con línea continua el aire. $P= 258,0 \text{ kW}$.

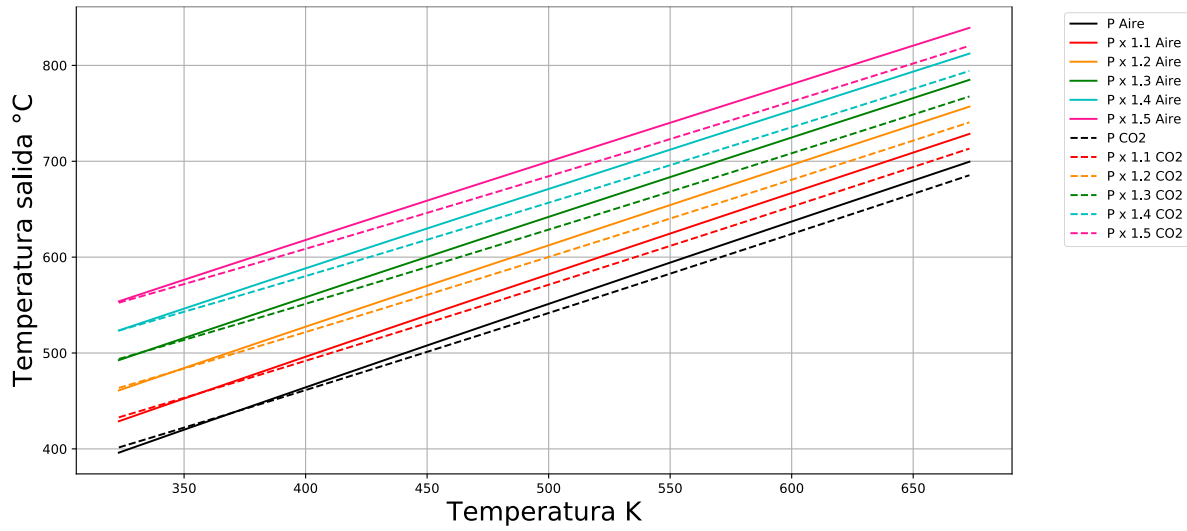


Figura 34: temperatura de salida del fluido de transferencia de calor en función de la temperatura de entrada. Con línea segmentada el CO₂ y con línea continua el aire. P = 258,0 kW.

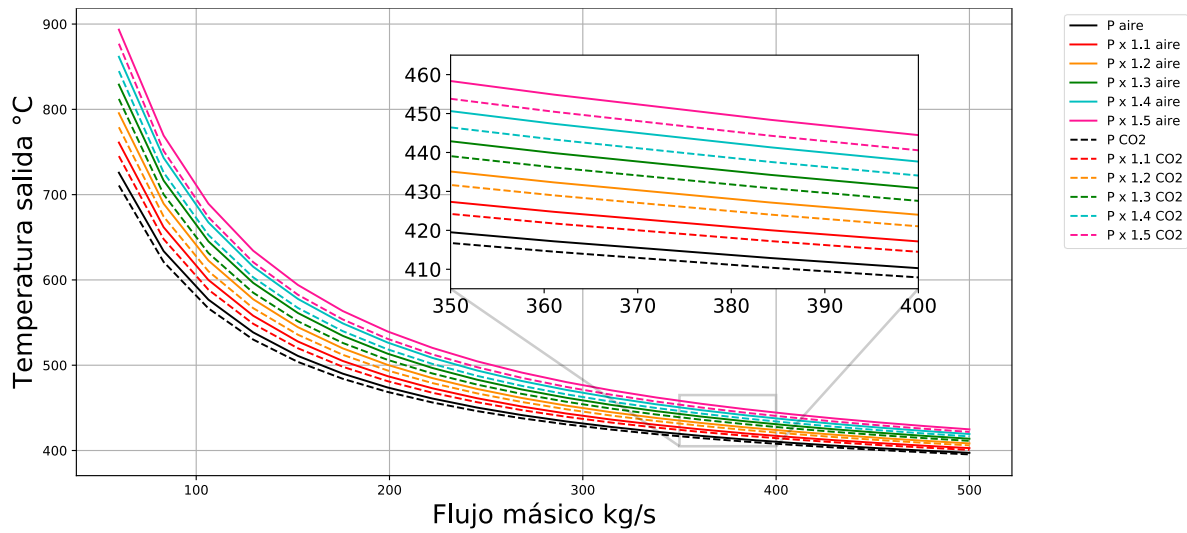


Figura 35: temperatura de salida del fluido de transferencia de calor en función del flujo másico. Con línea segmentada el CO₂ y con línea continua el aire. P=258,0 kW.

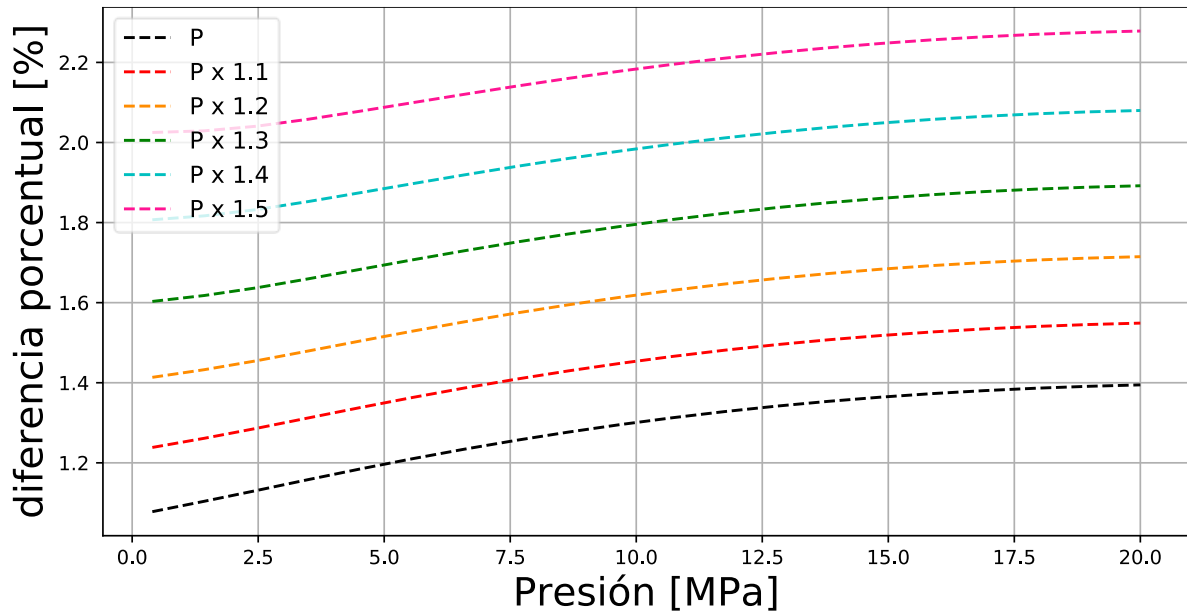


Figura 36: diferencia porcentual entre temperatura de aire y dióxido de carbono en función de la presión de trabajo, $P = 258,0 \text{ kW}$.

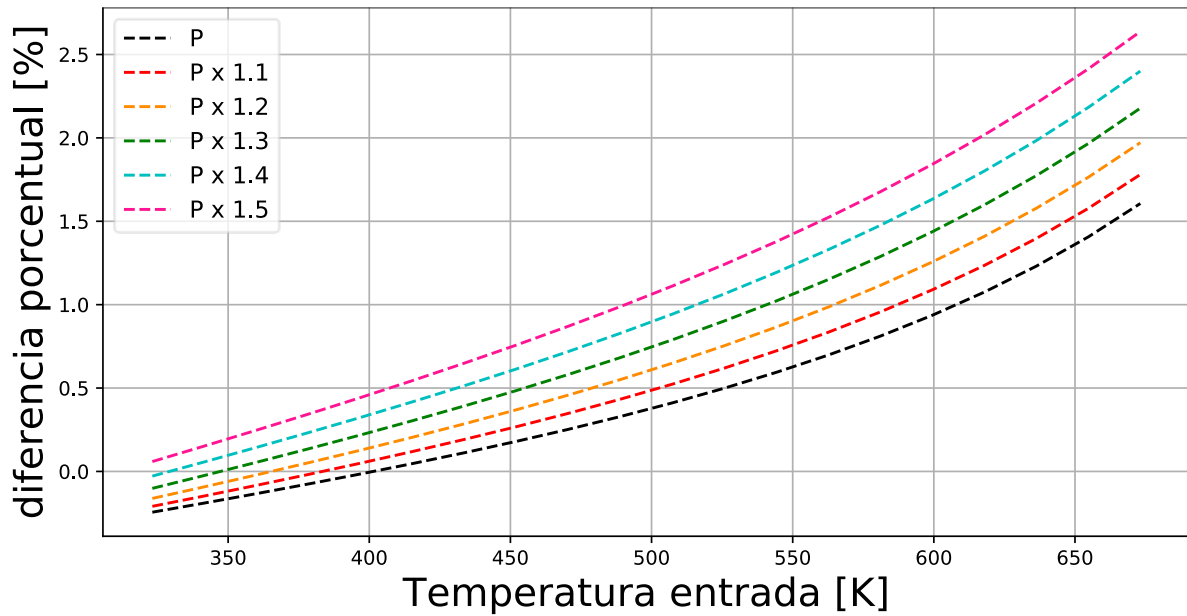


Figura 37: diferencia porcentual entre temperatura de aire y dióxido de carbono en función de la temperatura de entrada, $P = 258,0 \text{ kW}$.

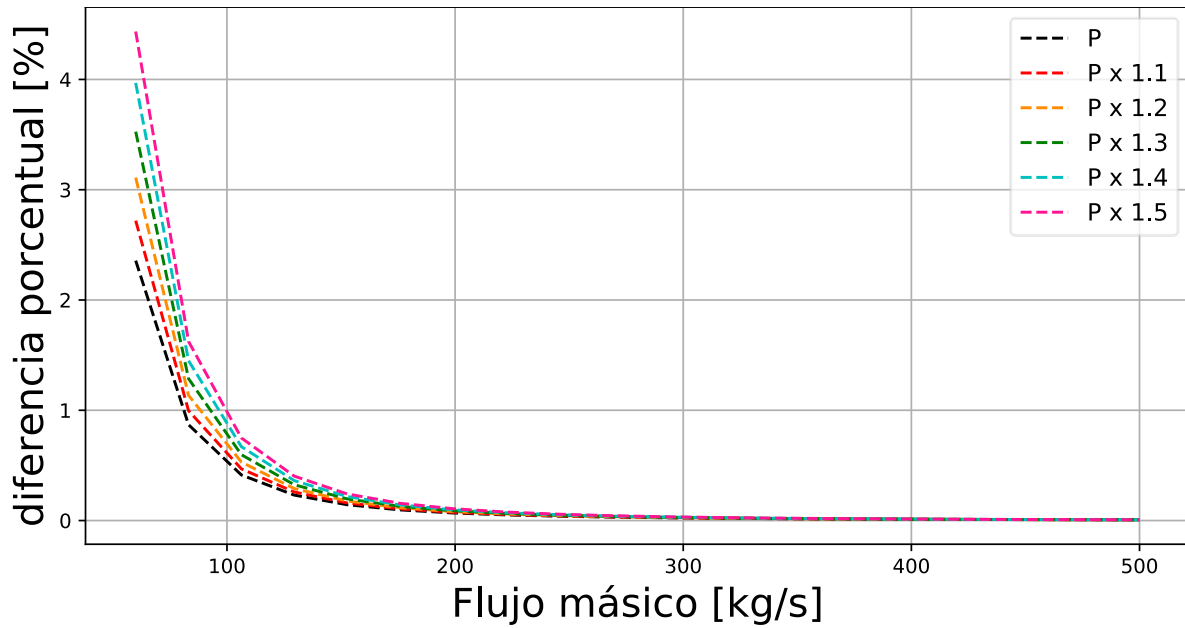


Figura 38: diferencia porcentual entre temperatura de aire y dióxido de carbono en función del flujo másico, $P = 258,0 \text{ kW}$.

Las figuras 31,32 y 33 muestran la variación en la temperatura de salida del gas en función de la presión, temperatura de entrada y flujo másico. Aquí se aprecia que una de las variables que más diferencian la temperatura de salida de ambos de fluido es la presión y el menos significativo es el flujo másico.

Se grafica el cambio de entalpia de cada uno de los resultados obteniendo los gráficos de las figuras 34,35 y 36. Donde se aprecia que el trabajar con dióxido de carbono o aire como fluido de transferencia de calor no representa un cambio significativo en el desempeño del receptor.

7. Conclusiones

En este trabajo de titulación se desarrolló un modelo computacional que integra la interacción del ambiente y un fluido de transferencia de calor con un modelo de un receptor en elementos finitos como condiciones de contorno. El modelo recibe como parámetros de entrada: temperatura, flujo másico, flujo solar y presión. Además, permite variar el fluido de trabajo de uno no irradiante a uno irradiante.

Se estudió el estado del arte reveló que existe una tendencia al uso de ciclos más eficientes como el de dióxido de carbono super críticos, esto requiere alcanzar temperaturas mayores a 1000 °C en la cara irradiada del receptor. Los requerimientos de mayor temperatura se traducen en materiales que puedan soportar dichas condiciones, en ese sentido, el carburo de silicio destaca por su alta conductividad térmica y buen comportamiento térmico frente ambientes severos.

Se desarrolló un modelo térmico, que incorporó 3 elementos: el módulo o receptor solar, la interacción con el ambiente y la interacción con un fluido de transferencia de calor.

Respecto al módulo, este se simuló en elementos finitos, esta simulación permite obtener el campo de temperaturas en todo el dominio y así los gradientes térmicos, así, deja abierto para poder obtener un modelo de esfuerzo.

El modelo fue validado mediante los datos expuestos en Leray, donde se compararon 10 ensayos realizados en la central de Themis, obteniendo errores para la temperatura de salida de un 6% máximo y para la máxima temperatura en la parte trasera de un 13%.

Se simuló el receptor en diferentes condiciones de operación para CO₂ y se comparó con el aire, donde, no se obtuvieron diferencias significativas en su desempeño. Sin embargo, dado que los receptores tubulares han demostrado soportar de mejor manera las altas presiones su uso como HTF se vuelve atractivo, lo que requiere en una siguiente etapa, el estudio del comportamiento del receptor frente a los esfuerzos térmicos.

8. Trabajos futuros

Como se menciona en la sección 3, existe una serie de áreas que se estudian en torno a un receptor solar, dichas áreas pueden ser:

- Estudiar los esfuerzos térmicos del receptor solar y modelos de falla para materiales cerámicos.
- Formular el estado transiente del receptor y acoplarlo con un modelo de esfuerzos permitiendo ver los picos que pueden aparecer al existir perturbaciones en el flujo solar como una nube.
- Analizar el impacto de los ciclos térmicos en el receptor.
- Estudiar el desempeño del dióxido de carbono en profundidad mediante el acoplamiento de un modelo de CFD con el de FEM.
- Analizar el cambio de la potencia térmica para una misma temperatura de salida del gas en el receptor en función de otras variables de entrada del modelo.

9. Referencias

- [1] C. Leray *et al.*, “Design and proof of concept of an innovative very high temperature ceramic solar absorber”, *AIP Conf. Proc.*, vol. 1850, n° 1, p. 030032, jun. 2017, doi: 10.1063/1.4984375.
- [2] P. W. Heller, Ed., *The performance of concentrated solar power (CSP) systems: analysis, measurement and assessment*. Cambridge, MA: Woodhead Publishing, an imprint of Elsevier, 2017.
- [3] Y. Lalau *et al.*, “Ceramics for concentrated solar power (CSP): From thermophysical properties to solar absorbers”, 2020, pp. 89–127. doi: 10.1016/B978-0-08-102726-4.00003-X.
- [4] P. Dutta, “High temperature solar receiver and thermal storage systems”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 124, pp. 624–632, sep. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.06.028.
- [5] Y.-L. He *et al.*, “Perspective of concentrating solar power”, *Energy*, vol. 198, p. 117373, may 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117373.
- [6] C. K. Ho y B. D. Iverson, “Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 29, pp. 835–846, ene. 2014, doi: 10.1016/j.rser.2013.08.099.
- [7] M. Sedighi, R. V. Padilla, R. A. Taylor, M. Lake, I. Izadgoshasb, y A. Rose, “High-temperature, point-focus, pressurised gas-phase solar receivers: A comprehensive review”, *Energy Convers. Manag.*, vol. 185, pp. 678–717, abr. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.02.020.
- [8] J. M. Chavez y C. Chaza, “Testing of a porous ceramic absorber for a volumetric air receiver”, *Sol. Energy Mater.*, vol. 24, n° 1–4, pp. 172–181, dic. 1991, doi: 10.1016/0165-1633(91)90057-R.
- [9] C. S. Turchi, Z. Ma, T. Neises, y M. Wagner, “Thermodynamic Study of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles for High Performance Concentrating Solar Power Systems”, en *ASME 2012 6th International Conference on Energy Sustainability, Parts A and B*, San Diego, California, USA, jul. 2012, pp. 375–383. doi: 10.1115/ES2012-91179.
- [10] V. Narayanan, B. M. Fronk, T. L’Estrange, y E. Rasouli, “Supercritical Carbon Dioxide Solar Thermal Power Generation—Overview of the Technology and Microchannel Receiver Development”, en *Advances in Solar Energy Research*, H. Tyagi, A. K. Agarwal, P. R. Chakraborty, y S. Powar, Eds. Singapore: Springer Singapore, 2019, pp. 333–355. doi: 10.1007/978-981-13-3302-6_11.
- [11] C. K. Ho, “A review of high-temperature particle receivers for concentrating solar power”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 958–969, oct. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.04.103.
- [12] C. K. Ho, “Advances in central receivers for concentrating solar applications”, *Sol. Energy*, vol. 152, pp. 38–56, ago. 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.03.048.
- [13] Z. Ma, G. Glatzmaier, y M. Mehos, “Fluidized Bed Technology for Concentrating Solar Power With Thermal Energy Storage”, *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 136, n° 3, p. 031014, ago. 2014, doi: 10.1115/1.4027262.
- [14] T. Mancini, J. Gary, G. Kolb, y C. Ho, “Power Tower Technology Roadmap and cost reduction plan.”, SAND2011-2419, 1011644, abr. 2011. doi: 10.2172/1011644.
- [15] S. Jones *et al.*, “Heliostat cost reduction study.”, SAND2007-3293, 912923, jun. 2007. doi: 10.2172/912923.

- [16] A. Logg, K.-A. Mardal, y G. Wells, Eds., *Automated Solution of Differential Equations by the Finite Element Method*, vol. 84. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012. doi: 10.1007/978-3-642-23099-8.
- [17] M. Alnæs *et al.*, “The FEniCS Project Version 1.5”, *Arch. Numer. Softw.*, vol. 3, n° 100, Art. n° 100, dic. 2015, doi: 10.11588/ans.2015.100.20553.
- [18] C. Geuzaine y J.-F. Remacle, “Gmsh: A 3-D Finite Element Mesh Generator with Built-in Pre- and Post-Processing Facilities”, *Int. J. Numer. Methods Eng.*, vol. 79, pp. 1309–1331, sep. 2009, doi: 10.1002/nme.2579.
- [19] X. Daguenet-Frick, A. Toutant, F. Bataille, y G. Olalde, “Numerical investigation of a ceramic high-temperature pressurized-air solar receiver”, *Sol. Energy*, vol. 90, pp. 164–178, abr. 2013, doi: 10.1016/j.solener.2013.01.006.
- [20] Y. Zhiyin, “Large-eddy simulation: Past, present and the future”, *Chin. J. Aeronaut.*, vol. 28, n° 1, pp. 11–24, feb. 2015, doi: 10.1016/j.cja.2014.12.007.
- [21] H. C. Hottel, “Heat Transmission by Radiation from Non-Luminous Gases I”, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 19, n° 8, pp. 888–894, ago. 1927, doi: 10.1021/ie50212a012.
- [22] M. F. Modest, “RADIATIVE HEAT TRANSFER”, p. 845.
- [23] B. Leckner, “Spectral and total emissivity of water vapor and carbon dioxide”, *Combust. Flame*, vol. 19, n° 1, pp. 33–48, ago. 1972, doi: 10.1016/S0010-2180(72)80084-1.
- [24] H. Leuenberger y R. A. Person, “Compilation of Radiation Shape Factors for Cylindrical Assemblies”, ELECTRO METALLURGICAL CO NIAGARA FALLS NY, ene. 1954. Accedido: nov. 03, 2021. [En línea]. Disponible en: <https://apps.dtic.mil/sti/citations/ADA284447>
- [25] E. C. S. S. Secretariat, “ECSS-E-HB-31-01 Part 1A – Thermal design handbook – Part 1: View factors (5 December 2011) | European Cooperation for Space Standardization”. <https://ecss.nl/hbstms/ecss-e-hb-31-01-part-1a-thermal-design-handbook-part-1-view-factors-5-december-2011/> (accedido nov. 03, 2021).
- [26] A. M. Clausing, “Convective Losses From Cavity Solar Receivers—Comparisons Between Analytical Predictions and Experimental Results”, *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 105, n° 1, pp. 29–33, feb. 1983, doi: 10.1115/1.3266342.
- [27] J. Samanes, J. Garcia-Barberena, y F. Zaversky, “Modeling Solar Cavity Receivers: A Review and Comparison of Natural Convection Heat Loss Correlations”, *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 543–552, may 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.063.
- [28] T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, y A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [29] J. Capeillère, A. Toutant, G. Olalde, y A. Boubault, “Thermomechanical behavior of a plate ceramic solar receiver irradiated by concentrated sunlight”, *Sol. Energy*, vol. 110, pp. 174–187, nov. 2014, doi: 10.1016/j.solener.2014.08.039.
- [30] S. Ding, G. Shao, Y. Huang, y H. Shi, “The superconvergence gradient recovery method for linear finite element method with polygons”, *Int. J. Numer. Methods Eng.*, vol. 122, n° 16, pp. 4154–4171, ago. 2021, doi: 10.1002/nme.6698.
- [31] I. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, y V. Lemort, “Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp”, *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, pp. 2498–2508, feb. 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [32] F. Correa, “MODELACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE CICLOS BRAYTON DE RECOMPRESIÓN CON CO₂ EN ESTADO CUASI-ESTACIONARIO PARA

DIFERENTES CONDICIONES AMBIENTALES Y DE OPERACIÓN”, abr. 2019,
Accedido: nov. 03, 2021. [En línea]. Disponible en:
<https://repositorio.usm.cl/handle/11673/49015>