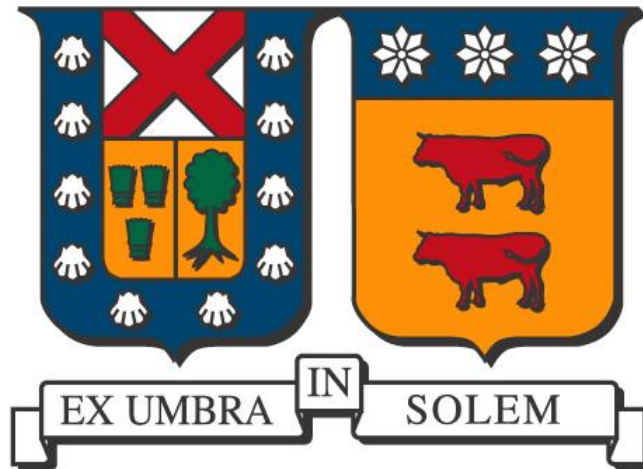


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



*“Integración de modelos de una central de
concentración solar”*

Daniel Álamo Ulloa

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL
MECÁNICO

Profesor Guía: PhD Rodrigo Barraza
Correferente: Mag. Ing. Faustino Correa

Mayo 2021

Agradecimientos y dedicatoria

Agradezco a mis padres, Cecilia y Alex, quienes me han permitido estudiar con las mejores condiciones en un país donde aún no es un derecho de todos, que me han alentado y apoyado con entusiasmo y cariño para cumplir cada una de mis metas personales. Además, quiero agradecer a mi hermano Manuel, quién ha sido un ejemplo de vida desde mis primeros pasos y quién me ha motivado a adquirir siempre nuevos conocimientos. Por supuesto, también quiero agradecer a mi familia entera que me ha entregado amor incondicional de diversas formas.

Me siento muy agradecido de mi compañera María Jesús, quién, con su enorme corazón, me ha alentado a seguir adelante en todo momento, me ha apoyado y ha confiado en mí desde un inicio, nunca ha dejado de creer en mí persona y me ha traído innumerables momentos de felicidad.

A mis compañeros del fútbol/futsal y a mis profesores de DEFIDER, quiénes me han dado razones para nunca desistir, me han ensañado a luchar con amor propio por cada objetivo que me plantee y me han llenado de buenos recuerdos universitarios.

También agradezco a todos/as mis amigos/as universitarios que me han apoyado y han estado codo a codo conmigo durante todos estos años viviendo todas las dificultades que implica estudiar en esta universidad. A mis amigos/as que, si bien no fueron compañeros de universidad, si son compañeros de vida y me han apoyado a lo largo de toda ella.

Agradezco a mis profesores guías, en especial, a Faustino quién me ha enseñado muchísimo, ha creído en mis capacidades para sacar a delante este trabajo y quién ha terminado convirtiéndose en un amigo.

Finalmente, quiero hacer una especial dedicatoria a todos los alumnos deportistas de la universidad, aquellos que, a pesar de las dificultades académicas y poco apoyo de la institución, luchan y se comprometen por sus pasiones y por convertirse en un mejor estudiante deportista.

Resumen

El presente trabajo busca llevar a cabo un algoritmo de integración entre diversos modelos computacionales. Estos modelos corresponden a: un campo de heliostato, un receptor volumétrico de aire, un almacenador térmico tipo Packed Bed, un intercambiador de placas paralelas que opera con aire- sCO_2 y un ciclo de potencia de sCO_2 . Todo esto, con tal de evaluar una planta de concentración solar de potencia que funciona con aire como fluido de trabajo.

Para llevarlo a cabo, se realizó una completa investigación acerca de las distintas tecnologías que se utilizan y estudian en las plantas de CSP hoy en día. La mayoría de este tipo de centrales opera con sales fundidas como fluido de trabajo, sin embargo, la utilización de aire puede dar paso a diversos beneficios como, por ejemplo, la posibilidad de operar ciclos de potencia Brayton de sCO_2 o ciclos combinados que entreguen mayores eficiencias a la planta.

Además, para lograr los objetivos del estudio, fue necesario validar y modelar numéricamente un almacenador térmico tipo Packed Bed y un intercambiador de calor de placas paralelas de aire- sCO_2 . Estos, a pesar de simplificar ciertos aspectos de transferencia de calor, se comportan de manera muy similar a lo estipulado por la literatura.

Por otro lado, se llevó a cabo la interoperabilidad y unión de las entradas y salidas de los diversos modelos. Para ello, se optó por realizarlo en dos pasos distintos. El primero, consiste en unir las entradas y salidas del campo de heliostatos y del receptor volumétrico mediante archivos legibles por ambos modelos en formato CSV. Para el segundo paso, se desarrolló un script de Python que integra de manera iterativa los modelos del almacenador tipo Packed Bed, el intercambiador de aire- sCO_2 y el ciclo de potencia sCO_2 con recompresión. Este script, recibe los valores de temperatura y flujo másico de aire a la salida del receptor y entrega la potencia eléctrica generada por la planta y la eficiencia térmica del ciclo.

Para estudiar el comportamiento de la planta, se simuló un día de alta y baja radiación tomando como referencia el diseño de la planta de Jülich de Alemania. Para el primer caso, se logró generar durante 13 *horas* del día y la planta alcanzó en tres ocasiones su punto de diseño de 1,5 MW_e de potencia generada y 43,7 % de eficiencia térmica en el ciclo. Además, ponderó 11,7 % de eficiencia para la planta completa. Para el segundo caso, la planta generó solo durante 6 *horas* del día y alcanzó un máximo de potencia eléctrica igual a 1,2 MW_e , una eficiencia térmica en el ciclo de 37,7 % y una eficiencia promedio de la planta igual a 16,7 %.

Finalmente, se llevaron a cabo dos estudios con tal de ver la respuesta de la planta. Se aumentó, tanto la temperatura de la turbina en el ciclo, como la temperatura de operación de la planta para comprobar el comportamiento de la eficiencia de ciclo. Esta, aumentó de manera uniforme. Y, por último, se varió únicamente la temperatura de operación de la planta hasta los 800 °C, donde se alcanzó un máximo de potencia igual a 1,65 MW_e y una cantidad de energía eléctrica diaria equivalente a 17,8 MWh .

Abstract

The following study seeks to carry out an integration algorithm between various computational models. These models are: a heliostat field, a volumetric air receiver, a Packed Bed thermal storage, a parallel plate heat exchanger that operates with air- sCO_2 and a power cycle of sCO_2 . All this, in order to evaluate a Concentrated Solar Power Plant that works with air as heat transfer fluid.

To do this, a complete investigation was conducted on the various technologies that are used and studied in CSP plants today. Most of these types of plants operate with molten salts as the heat transfer fluid, however, the use of air can give way to several benefits, such as the possibility of operating Brayton power cycles of sCO_2 or combined cycles that deliver greater efficiencies to the plant.

Furthermore, to achieve the objectives of the study, it was necessary to develop and validate a numerical model of a Packed Bed thermal storage and an air- sCO_2 parallel plate heat exchanger. Which, despite neglecting certain aspects of heat transfer, behave very similar to what is stipulated in the literature.

On the other hand, the interoperability and joint of the inputs and outputs of the diverse models were carried out. For this, it was decided to do it in two different steps. The first consists of joining the inputs and outputs of the heliostat field and the volumetric receiver using CSV files readable by both models. For the second step, an iterative Python script was developed that integrates the models of Packed Bed thermal storage, the air- sCO_2 heat exchanger and the sCO_2 power cycle with recompression. This script receives the air temperature and air mass flow values at the receiver outlet and delivers the electrical power generated by the plant and the thermal efficiency of the cycle.

To study the behavior of the plant, a day of high and low radiation was simulated, taking as a reference the design of the Jülich plant in Germany. For the first case, it was possible to generate during 13 hours of a day and where the plant reached three times its design point of $1,5 MW_e$ of generated power and 43,7 % of thermal efficiency in the cycle. In addition, the plant averaged 11,7 % of efficiency. For the second one, the plant generated only 6 hours of a day and reached a maximum electrical power equal to $1,2 MW_e$, a thermal efficiency in the cycle of 37,7 % and an average efficiency of the plant equal to 16,7 %.

Finally, two studies were carried out in order to see the response of the plant. In the first one, both the turbine temperature and the plant operation temperature were increased to check the behavior of the cycle efficiency. This efficiency increased uniformly. In the second one, just the operating temperature of the plant was varied up to $800\text{ }^\circ\text{C}$, where a maximum generated power reached $1,65 MW_e$ and the amount of daily electrical energy generated reached $17,8 MWh$.

Glosario

A : Área (m^2)
 C_p : Calor específico ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
 CO_2 : Dióxido de carbono
 CSP : Concentrated Solar Power
 CSV : Comma Separated Value
 D : Diámetro (m)
 DHI : Diffuse Horizontal Irradiation
 DNI : Direct Normal Irradiation
 $d\dot{q}$: Elemento diferencial de flujo de calor sobre unidad de área ($W\ m^{-2}$)
 dt : Elemento diferencial de tiempo (s)
 dx : Elemento diferencial de espacio (m)
 e : Espesor (m)
 fr : Coeficiente de fricción (adimensional)
 GHI : Global Horizontal Irradiation
 h : Coeficiente de convección ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
 $\bar{h}$: Coeficiente convectivo promedio ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
 HTF : Heat Transfer Fluid
 i : Entalpía específica ($J\ kg^{-1}$)
 I : Irradiación (W)
 IDC : Intercambiador de calor
 k : Conductividad térmica ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
 KNO_3 : Nitrato de sodio
 L : Largo (m)
 $\dot{m}$: Flujo másico ($kg\ s^{-1}$)
 $NaNO_3$: Nitrato de potasio
 Nu : Nusselt (adimensional)
 $\overline{Nu}$: Nusselt Promedio (adimensional)
 P : Presión (Pa)
Packed – bed: Almacenador de lecho compacto
 Per : Perímetro (m)
 Pr : Prandtl (adimensional)
 Q : Calor (J)
 $\dot{Q}$: Flujo de calor (W)
 $\dot{q}$: Flujo de calor sobre unidad de área ($W\ m^{-2}$)
 R : Resistencia térmica ($K\ W^{-1}$)
 Re : Reynolds (adimensional)
 sCO_2 : Dióxido de carbono en estado supercrítico
 T : Temperatura (K)
 t : Tiempo (s)
 TES : Thermal Energy Storage
 TMY : Typical Meteorological Year
 u : Velocidad ($m\ s^{-1}$)
 UA : Unidades de transferencia de área ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)

V : Volumen (m^3)
 w : Ancho(m)
 z^* : Ratio de altura de medición y altura del almacenador (*adimensional*)

Símbolos griegos

α : Relación alto y ancho para sección cuadrada (*adimensional*)
 ε : Fracción vacío (*adimensional*)
 η : Eficiencia (*adimensional*)
 ρ : Densidad ($kg\ m^{-3}$)
 ν : Viscosidad Cinemática ($m^2\ s^{-1}$)

Sub-índices

ale: Aleta
alu: Aluminio
amb: Ambiente
c: Carga
caliente: Caliente
conv: Convección
CP: Ciclo de Potencia
d: Descarga
ducto: Ducto
e: Eléctrico
ent: Entrada
eq: Equivalente
f: Fluido
frío: Frío
h: Hidráulico
ope: Operación
P: Presión constante
pla: Placa
prec: Precalentamiento
q: Flujo de calor constante
rec: Recibidor
s: Sólido
sal: Salida
sCO₂, c: Dióxido de carbono supercrítico caliente
sCO₂, f: Dióxido de carbono supercrítico frío
T: Temperatura constante
tran: Transversal
transf: Transferencia
turb: Turbina

Índice General

1.	Introducción.....	12
1.1	Objetivo General.....	13
1.1.1.	Objetivos específicos.....	13
2.	Estado del Arte.....	15
2.1.	Tecnología de centrales de receptor central.....	15
2.1.1.	Campo de Heliostatos.....	16
2.1.2.	Recibidores Solares.....	17
2.1.3.	Fluido de Trabajo.....	19
2.1.4.	Sistema de Almacenamiento.....	20
2.1.5.	Ciclo de Potencia.....	22
2.2.	Softwares y Modelaciones.....	25
3.	Modelos Numéricos.....	28
3.1.	Sistema de almacenamiento.....	29
3.1.1.	Planteamiento.....	30
3.1.2.	Resolución.....	31
3.1.3.	Parámetros importantes.....	32
3.1.4.	Dimensionamiento.....	32
3.1.5.	Validación.....	33
3.2.	Intercambiador de Calor.....	34
3.2.1.	Planteamiento.....	35
3.2.2.	Resolución.....	36
3.2.3.	Parámetros importantes.....	38
3.2.4.	Dimensionamiento.....	40
3.2.5.	Validación.....	40
4.	Interoperabilidad e integración de modelos computacionales.....	42
4.1.	Campo de Heliostatos.....	42
4.2.	Recibidor volumétrico.....	43
4.3.	Adaptación del almacenador tipo Packed Bed.....	45
4.4.	Adaptación Intercambiador de placas paralelas aire- sCO_2	46
4.5.	Ciclo de Potencia de sCO_2	47

4.6. Integración de los modelos	48
4.7. Sistema de control.....	50
5. Resultados	54
6. Conclusiones	59
7. Referencias	61
Anexo A.....	63
Figuras	63
Anexo B.....	64
Tablas.....	64

Índice de Figuras

1.1. Representación de las plantas CSP en el mundo actualizado	12
1.2. Capacidad porcentual de las CSP en operación y en construcción	13
2.1. Ilustración de una planta termosolar con sales fundidas como HTF	16
2.2. Ilustración de una planta termosolar con sales fundidas como HTF	16
2.3. Ejemplo de configuraciones Norte/Sur y Circular para campo de heliostato.....	17
2.4. Ilustración de un receptor de cavidad	18
2.5. Ilustración de un receptor externo cilíndrico	18
2.6. Ilustración de un receptor volumétrico	19
2.7. Tanque de almacenamiento tipo Packed Bed	21
2.8. Ciclo combinado.....	23
2.9. Eficiencia termodinámica para distintos ciclos de potencia	24
2.10. Configuraciones de los ciclos sCO ₂	24
2.11. Ejemplo de modelación de planta CSP en <i>Ebsilon Professional</i>	26
3.1. Esquema de planta CSP completa a integrar	28
3.2. Ilustración del proceso de carga y descarga del tanque tipo Packed Bed.....	30
3.3. Nodos para realizar la malla del tanque tipo Packed Bed	31
3.4. Superposición resultados obtenidos para validación del almacenador.....	34
3.5. Ilustración del intercambiador de calor de placas paralelas	35
3.6. Volumen de control para el análisis del intercambiador de placas paralelas	36
3.7. Diseño del intercambiador de placas paralelas de Kragh.	40
4.1. Esquema caja negra del modelo de campo de heliostatos	43
4.2. Esquema caja negra del modelo del receptor volumétrico.....	44
4.3. Esquema caja negra del modelo del almacenador tipo Packed Bed.....	45
4.4. Esquema del mezclador al realizar la descarga de la planta.....	46
4.5. Esquema caja negra del modelo de intercambiador de calor aire-sCO ₂	47
4.6. Ilustración del ciclo Brayton de sCO ₂ desarrollado por Correa	47
4.7. Esquema caja negra del modelo del ciclo de potencia sCO ₂	48
4.8. Esquema de entradas y salidas de los modelos.....	49
4.9. Diagrama de flujo del algoritmo de integración.....	52
A.1. Ejemplo de perfil de radiación para el 15 de mayo a las 12 pm.....	63
A.2. Ejemplo de distribución de radiación para el 15 de mayo a las 12 pm	63

A.3. Potencia de salida del receptor con su regresión lineal	64
--	----

Índice de Tablas

3.1. Parámetros y propiedades del almacenador de Esence.	33
3.2. Parámetros del intercambiador de Kragh.	40
3.3. Validación del intercambiador de calor de placas paralelas.....	41
5.1. Energía eléctrica diaria generada a distintas temperaturas de operación de la planta ...	58
B.1. Tabla comparativa de receptores	64
B.2. Tabla comparativa de HTF	65
B.3. Tabla resumen de tecnologías CSP.....	65
B.4. Softwares utilizados en la literatura para modelaciones solares presentada por Pitot de la Beaujardiere.....	66
B.5. Materiales y sus propiedades térmicas presentados por Esence.	67
B.6. Correlaciones para el cálculo de coeficiente de convección presentadas por Esence. .	67
B.7. Parámetros de diseño de la planta de Jülich.....	68
B.8. Parámetros de entrada campo de heliostatos.	68
B.9. Parámetros de entrada del receptor.....	68
B.10. Parámetros de diseño del almacenador de rocas.....	69
B.11. Parámetros de diseño del intercambiador de calor	69
B.12. Parámetros de entrada del ciclo de potencia.	69
B.13. Parámetros de entrada del sistema de control para evaluar día bueno y malo de radiación y temperatura de operación de 700 °C.....	70
B.14. Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 725 °C.....	70
B.15. Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 750 °C.....	70
B.16. Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 775 °C.....	70
B.17. Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 800 °C.....	71

Capítulo 1

1. Introducción

Las grandes plantas térmicas de generación eléctrica que existen a lo largo del mundo dependen de la quema de combustibles fósiles como fuente de calor. Este tipo de centrales generan altos índices de contaminantes al medio, lo que es bastante perjudicial para la vida en nuestro planeta. A esto se le debe agregar, que estos tipos de combustibles son limitados.

En busca de eliminar y/o disminuir la generación de energía eléctrica por medio de la quema de combustibles fósiles, han surgido nuevas tecnologías limpias y sustentables. La tecnología fotovoltaica ha tomado gran fuerza, sin embargo, desde la primera aparición de las plantas de concentración solar (Concentrating Solar Power o CSP) en los años 80 en California, Estados Unidos, ésta ha crecido a pasos agigantados (1). En la *Figura 1.1*, España, Estados Unidos y China lideran el mercado de esta tecnología, sin embargo, se ha ampliado a países como Australia, India y Sudáfrica. Chile, inauguró de manera reciente la primera planta CSP en América Latina llamada Cerro Dominador, la que cuenta con una potencia instalada de 110 MW_e de energía termosolar y se complementa con una potencia instalada de 100 MW_e mediante tecnología fotovoltaica.

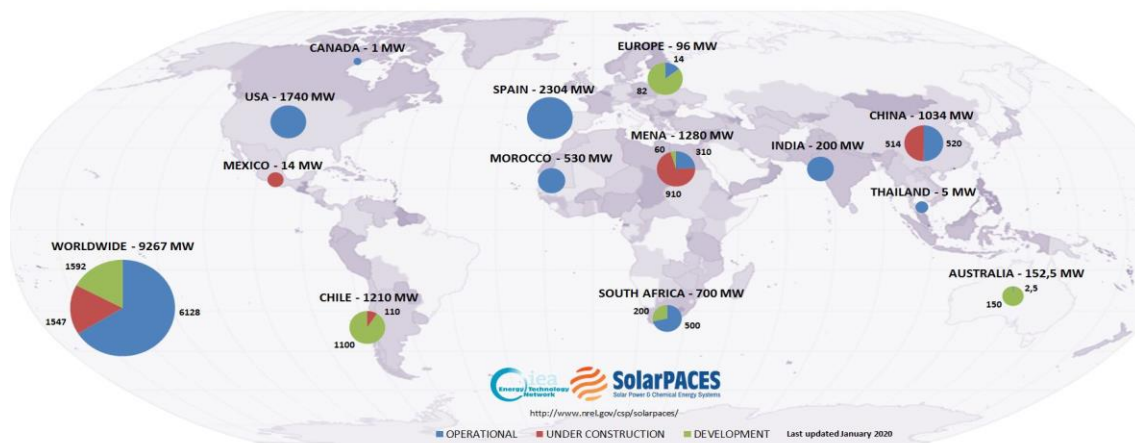


Figura 1.1: Representación de las plantas CSP en el mundo. (2)

Ahora bien, esta tecnología, concentra y almacena energía solar en forma de calor para transformarla en energía eléctrica. Al poseer un almacenamiento térmico, proporciona estabilidad, gestionabilidad y flexibilidad a la matriz energética. Por ende, es un excelente complemento de las energías renovables variables como la fotovoltaica y eólica.

En el mercado actual, existen varias tecnologías de concentración, tales como: Cilindro-Parabólico, Lineal Fresnel y de Torre o Recibidor Central. La tecnología con la mayor capacidad instalada hacia el año 2019 corresponde a la del receptor Cilindro-Parabólico, sin embargo, los concentradores de Torre han tomado gran fuerza, lo que se ve reflejado en los proyectos en construcción presentados en la zona derecha de la *Figura 1.2*. Esto se debe, a

que esta tecnología permite acoplar de mejor manera el almacenamiento térmico (Thermal Energy Storage o TES).



Figura 1.2: Capacidad porcentual de las CSP en operación (izquierda) y en construcción o desarrollo (derecha). (1)

Las plantas CSP de Receptor Central redireccionan mediante una serie de heliostatos la radiación solar incidente en el punto más alto de una torre, donde es aprovechada por el receptor que calienta el fluido de trabajo (Heat Transfer Fluid o HTF). Este calor, se puede almacenar térmicamente o ser traspasado por un intercambiador de calor al ciclo de potencia, para alimentar la red de energía eléctrica cuando se desee. Por lo tanto, los componentes básicos de estas plantas son:

- Campo de heliostatos
- Recibidor solar
- Sistema de acumulación térmica
- Intercambiador de calor
- Ciclo de potencia

Aunque la mayoría de las plantas que operan hoy en día utilizan sales fundidas como fluido de trabajo, surge la propuesta de utilizar aire como HTF. Esto, debido a que el aire puede llegar a alcanzar mayores temperaturas, lo que permite acoplar distintos tipos de ciclos de potencia e incrementar la eficiencia de la planta. Sin mencionar, que el aire es estable y muy abundante.

1.1 Objetivo General

Desarrollar un algoritmo de integración entre un campo de heliostatos, un receptor volumétrico, un dispositivo de acumulación térmica, un intercambiador de calor y un ciclo de potencia sCO_2 en una planta de concentración solar.

1.1.1. Objetivos específicos

- ❖ Estudiar el estado del arte de las plantas de concentración solar, sus tecnologías y componentes.
- ❖ Desarrollar y validar los modelos numéricos de un sistema de acumulación térmica tipo Packed Bed y de un intercambiador de calor aire- sCO_2 .

- ❖ Analizar la interoperabilidad de los distintos modelos numéricos e integrar las entradas y salidas de dichos modelos.
- ❖ Evaluar el funcionamiento de una planta CSP bajo distintas condiciones de operación.

Capítulo 2

2. Estado del Arte

2.1. Tecnología de centrales de receptor central

Existen distintos tipos de centrales de torre, una de ellas son las con generación directa de vapor, donde el fluido de trabajo corresponde a agua que se evapora y, el cual, se presuriza para almacenarlo térmicamente o se utiliza en el Ciclo Rankine para la generación de energía eléctrica. El problema con este tipo de plantas que: no es tan eficiente el almacenamiento térmico debido a altas presiones que posee el vapor sobrecalentado; el vapor se vuelve muy corrosivo a altas temperaturas, pudiendo dañar materiales de la central; y, por último, poseen alta sensibilidad al paso de nubes (1), lo que puede causar una disminución drástica en la potencia generada de la planta, dando paso a posibles daños en la turbina por la condensación del vapor previo a la etapa de expansión.

Por ello, hoy en día la mayor parte de las CSP utilizan sales fundidas como HTF (típicamente 40% de KNO_3 y 60% de $NaNO_3$), las cuales pueden alcanzar alrededor de $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ y deben mantenerse sobre su temperatura de solidificación, la que rodea los $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ (1). En la *Figura 2.1*, el sol incide en el campo de heliostatos que refleja la radiación directa hacia la punta de la torre, donde se encuentra el receptor, el cual transfiere la energía radiativa en forma de calor a las sales. Dichas sales se almacenan en el tanque caliente o, si se desea generar energía, pasan al intercambiador de calor, donde se genera vapor para comenzar el Ciclo Rankine y generar energía eléctrica para la red. Una vez transferido el calor al ciclo, las sales se dirigen al tanque de almacenamiento frío para poder pasar nuevamente al receptor a calentarse. Por otro lado, el vapor saturado a la salida de la turbina se comprime y vuelve al intercambiador de calor para generar vapor sobrecalentado una vez más, según las necesidades de la planta.

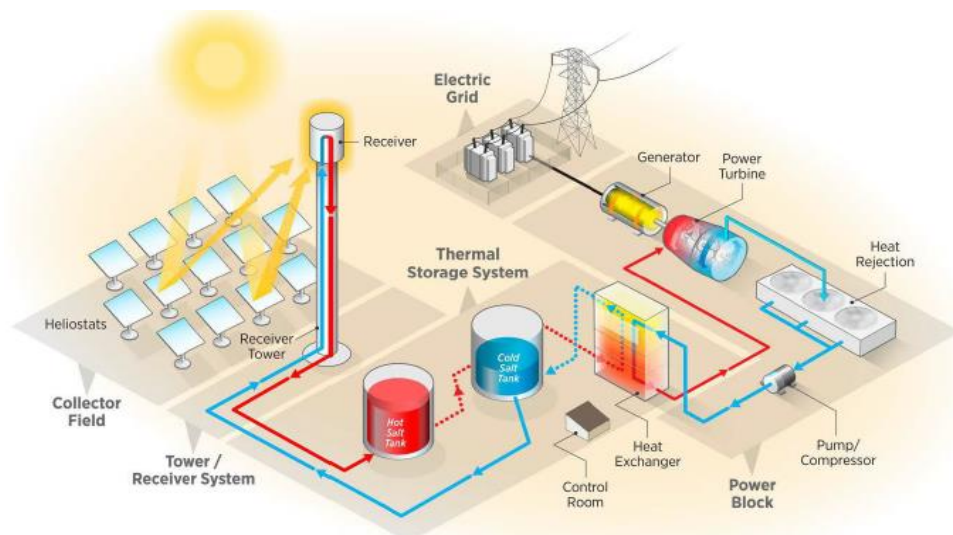


Figura 2.1: Esquema de una planta con receptor central y que opera con sales fundidas como HTF. (1)

Como se mencionó, se ha comenzado a estudiar las plantas de CSP que utilizan aire como fluido de trabajo, pues ofrecen soluciones particularmente rentables con altas eficiencias de conversión. Además, su tecnología de almacenamiento mediante materiales sólidos es sencillo de implementar y alcanza mayores temperaturas, por lo que tiene mejores perspectivas para su implementación. (3)

La planta solar de Jülich es una central experimental inaugurada el 2009, con el fin de estudiar el desarrollo que puedan tener este tipo de tecnología en un futuro cercano.

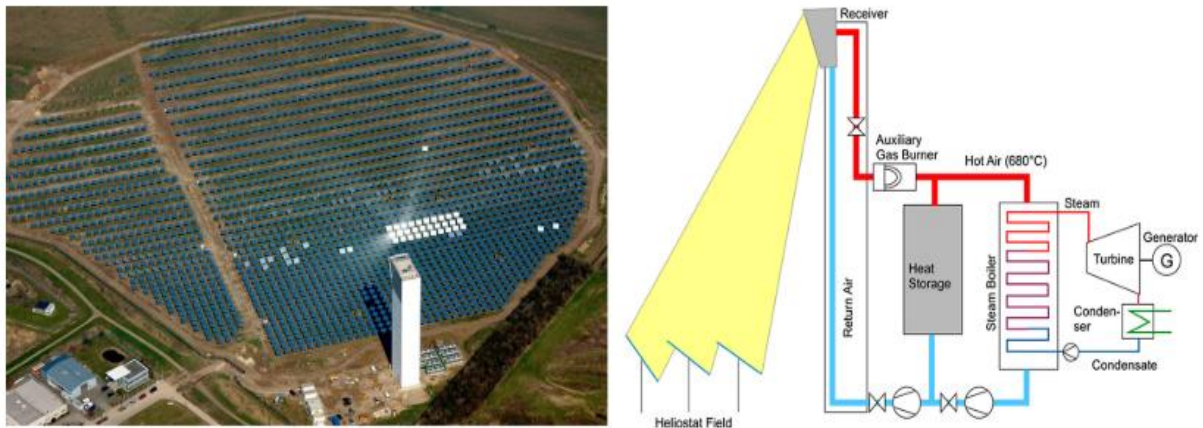


Figura 2.2: Planta de Jülich (izquierda) y layout de las plantas CSP que operan con aire y Ciclo Rankine (derecha). (3)

En este tipo de plantas, la radiación directa impacta en el campo de heliostatos y es reflejada al punto más alto de la torre. Un receptor volumétrico aprovecha esta radiación para calentar el aire, el cual transfiere su energía térmica, mediante un intercambiador de calor, al ciclo de potencia para generar energía eléctrica. A diferencia de las plantas que utilizan sales fundidas, este tipo de tecnología solo cuenta con un almacenador con material sólido, también conocido como Packed Bed. El almacenador acumula energía en el proceso de carga, donde una corriente de aire caliente atraviesa el material sólido aumentando su temperatura, y entrega energía en el proceso de descarga, donde una corriente de aire fría aumenta su entalpía al atravesar el material sólido previamente calentado en sentido opuesto.

2.1.1. Campo de Heliostatos

El punto inicial de las plantas con Receptor Central corresponde al campo de heliostatos. Este, dirige los rayos solares al receptor ubicado en la punta de la torre. Se han utilizado dos configuraciones distintas para estos campos: **configuración Circular**, donde la torre se encuentra en medio de un círculo formado por los heliostatos; o **configuración Norte o Sur** (dependiendo de la localización de la planta), donde los heliostatos se sitúan al Norte o Sur de la torre. (4)



Figura 2.3: Configuración Norte/Sur a la izquierda (plantas PS10 y PS20 en Sanlúcar la Mayor Sevilla) y Configuración circular a la derecha (Solar Two Barstow, California). (4)

Los heliostatos no son más que espejos planos formados por una sección reflectante y una estructura de soporte, generalmente en “T”. Estos deben ser ubicados de tal forma que no generen sombras entre ellos. Para ello, se busca que la torre sea lo más alta posible con tal de aprovechar al máximo la radiación reflejada.

Lo interesante de esta tecnología, es el sistema de control de dos ejes que utiliza. Este sistema garantiza el funcionamiento del heliostato, es decir: el cálculo de la posición del Sol, el cálculo del rayo reflejado, los cálculos de ángulos acimut y elevación, el cálculo de los mecanismos de accionamiento (motores, codificadores, etc.), la gestión de comunicaciones con el control central, el autodiagnóstico de errores y averías y la autoprotección y toma de decisiones ante situaciones de emergencia. Este control se puede llevar a cabo mediante un control centralizado o un sistema distribuido. (4)

En ciertas ocasiones del día, la radiación que impacta en el campo de heliostatos y que se redirige al receptor es muy elevada, por lo que puede aumentar drásticamente la temperatura en el receptor. Para evitar que los materiales y las estructuras no se vean afectadas a estas altas temperaturas, el sistema de control permite identificar estas situaciones y reducir la cantidad de radiación impactante en el receptor, generando mayores desbordes de radiación.

2.1.2. Recibidores Solares

Estos dispositivos permiten la conversión de la radiación solar concentrada en energía térmica, la cual se traduce en el aumento de entalpía de un fluido. Estos, están situados en la parte más alta de la torre y es uno de los componentes más críticos debido a las altas temperaturas a las que están sometidos y a los altos gradientes térmicos que se generan. (5)

Es fundamental que esta tecnología cuente con un buen diseño y materiales adecuados que permitan evitar la generación de grandes concentraciones de radiación que puedan dañar los distintos materiales y evitar el desbordamiento de radiación en los contornos del receptor.

En cuanto a diseños, se pueden distinguir distintos tipos de recibidores o receptores dependiendo de las tecnologías que se utilicen en la planta.

Receptores de Cavidad

Fueron los primeros en ser desarrollados. Estos receptores tienen instalados tubos con el fluido de trabajo en una cavidad con una pequeña apertura por la cual ingresa la radiación solar para ser absorbida (5). Esta geometría permite minimizar las pérdidas térmicas con el ambiente y, por ende, trabajar con mayores temperaturas. Sin embargo, limita el aprovechamiento de la radiación solar y aumenta las pérdidas por desbordamiento.

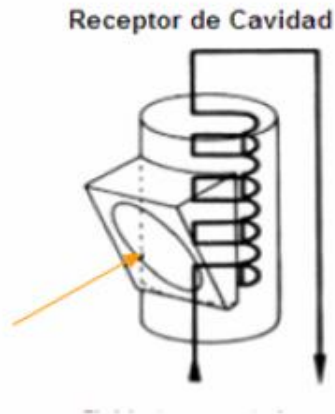


Figura 2.4: Ilustración de un receptor de cavidad común. (6)

Receptores Externos

Los receptores externos se componen de una especie de serpentín donde impacta la radiación proveniente del campo de heliostatos, la cual se aprovecha por el HTF que circula a través del serpentín. Este tipo de receptores permite aprovechar de mejor manera la radiación solar debido que la zona de absorción se encuentra fuera de la torre y no presenta aperturas por donde tengan que pasar los rayos solares. Es por esto, que aumentan las pérdidas térmicas con el ambiente. En el mercado nos podemos encontrar con receptores externos planos, semicilíndricos y cilíndricos. Este último es el más utilizado. (5)

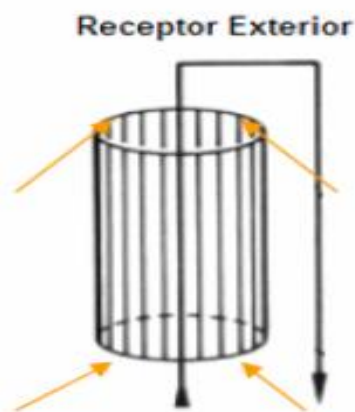


Figura 2.5: Ilustración receptor externo cilíndrico. (6)

Receptores volumétricos

Como se mencionó anteriormente, se está comenzado a aplicar aire como fluido de trabajo debido a su abundancia, estabilidad y alcance de altas temperaturas. Los receptores que trabajan con este fluido de trabajo pueden sufrir complicaciones con paneles tubulares debido a que el fluido posee bajo coeficiente de transferencia de calor. Para mejorar esta superficie de contacto se ha desarrollado los receptores volumétricos.

Esta tecnología tiene como objetivo absorber por el volumen completo del receptor la radiación solar, utilizando estructuras altamente porosas que funcionan como intercambiadores de calor por convención. (5)

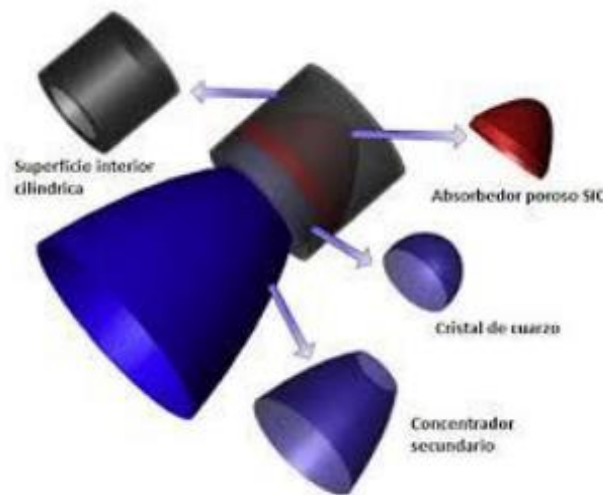


Figura 2.6: Ilustración de un receptor volumétrico. (5)

A modo de resumen, se presentan las ventajas y desventajas de este tipo de tecnología en la *Tabla B.1* del Anexo B.

2.1.3. Fluido de Trabajo

El fluido de trabajo es un elemento esencial en las plantas CSP, pues va íntimamente relacionado con el receptor, el sistema de almacenamiento y el ciclo de potencia que se utilizan en este tipo de centrales. El HTF marcará el tipo de materiales que se deben implementar, ya que definirá la temperatura de operación de la planta. A continuación, se explican los fluidos más comunes en las plantas CSP.

Sistema Agua/Vapor

El agua/vapor, es el fluido más utilizado para transportar energía en la industria. Este tipo de sistema se basa en generar vapor sobrecalentado a la salida del receptor para ser aprovechado en el Ciclo de Potencia Rankine.

El vapor sobrecalentado puede alcanzar alrededor de los 500 °C a la salida del receptor para accionar la turbina en un sistema directo, donde no se requiere un intercambiador de calor. Sin embargo, existen complicaciones con este fluido, pues en climas muy variables que no permiten alcanzar un mínimo de potencia térmica, pueden sufrir problemas de condensación

en la turbina, dañando este equipo de forma severa. Por ello, se proponen sistemas de almacenamiento que puedan transferir el calor a otro tipo de fluido (como algún aceite), pero esto conlleva grandes pérdidas térmicas. (7)

Sistema de sales fundidas

En vista de solucionar los problemas de almacenamiento al utilizar vapor de agua como HTF, surgen los sistemas de sales fundidas. Las sales fundidas poseen altos puntos de ebullición, baja viscosidad, baja presión de vapor y altas capacidades de calor volumétrico. Lo último, permite utilizar almacenamientos más pequeños y menos costosos. (8)

Normalmente, estas sales están compuestas por nitrato de sodio ($NaNO_3$) y nitrato de potasio (KNO_3), que, al salir del receptor, alcanzan alrededor de unos $550 - 560\text{ }^{\circ}\text{C}$. (8) Estas, pasan al tanque de almacenamiento caliente o a un intercambiador de calor para calentar el fluido que accionará la turbina. Las sales fundidas operan siempre a altas temperaturas, pudiendo generar vapor constante para un Ciclo Rankine, si es que así se desea.

El gran problema con este tipo de fluido es que se deben mantener al menos a una temperatura de $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ para que no se solidifiquen. Por ello, al utilizar esta tecnología, se debe contar con un tanque de almacenamiento frío, en el cual se mantienen las sales fundidas sobre su punto de solidificación. En adición, este fluido no alcanza temperaturas sobre los $560\text{ }^{\circ}\text{C}$, debido a que se vuelve altamente corrosivo e inestable pudiendo afectar las tecnologías de la planta CSP.

Sistema aire

Este fluido, en un principio, no se recomienda por la baja conductividad térmica que presenta, sin embargo, posee grandes ventajas frente a otras tecnologías. Primero que todo, el aire puede alcanzar altas temperaturas (sobre los $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$) lo que podría dar paso a utilizar otros ciclos de potencia que puedan mejorar la eficiencia de la planta. Por otro lado, el aire es bastante estable, es poco reactivo con otras materias, muy abundante y poco costoso.

Para poder almacenar la energía térmica del aire, se debe contar con un almacenamiento térmico que soporte dichas temperaturas. Las sales fundidas no permiten soportar tales temperaturas por lo que se ha comenzado a aplicar un sistema de almacenamiento de materiales sólidos o mejor conocido como Packed Bed.

Se presenta un resumen de las características de cada fluido en la *Tabla B.2* del Anexo B.

2.1.4. Sistema de Almacenamiento

Cuando hablamos de almacenamiento térmico, encontramos tres maneras de poder llevarse a cabo.

Por calor sensible

Almacenamiento térmico en una sola fase, donde la temperatura del material varía con la cantidad de energía almacenada. Se pueden utilizar medios líquidos (agua, aceite, sal

fundida) y sólidos (roca, metal, cerámicos). Este método requiere un buen aislamiento para mantener un gradiente de temperatura para almacenar el calor. (9)

Por calor latente

Este almacenamiento térmico se logra utilizando materiales con cambio de fase, aprovechando el calor latente (específico). Son tentativos por su alta densidad de almacenamiento de energía, pero a altas temperaturas se vuelven poco eficientes. (9)

Termoquímico

Se basa en el almacenamiento de energía mediante el uso de reacciones químicas endotérmicas reversibles. Algunas de las reacciones utilizadas son el reformado de metano, disociación del amoníaco y disociación de algunos sólidos. (10)

Debido a que se busca trabajar a altas temperaturas y a las complicaciones asociadas al alto nivel de tecnología y consideraciones que presenta el almacenamiento por calor latente y termoquímico, sin mencionar, sus altos costos, es que se ha optado por trabajar primordialmente con el almacenamiento por calor sensible en las centrales de potencia que utilizan sales fundidas o aire.

Material Sólido

Si bien las sales fundidas son una gran alternativa para el almacenamiento térmico, cada vez toma más fuerza utilizar un material sólido como medio de almacenamiento. Este material permite abaratar costos y aumentar la temperatura de operación. En la actualidad, esta alternativa no se ha aplicado en gran medida, más bien, se encuentra en estudio. El sistema que más se ha trabajado es el de lecho compacto o Packed Bed, que no es más que un tanque cilíndrico (en la mayoría de los casos) con material sólido en su interior, como se muestra en la *Figura 2.7*.



Figura 2.7: Tanque de almacenamiento tipo Packed Bed (11)

En este tipo de sistema, el material sólido se encuentra débilmente compactado y el fluido de transferencia de calor circula a través de él. Este método posee dos etapas: el proceso de carga, donde el HTF, previamente calentado en el receptor, entrega la energía en forma de calor al material sólido para ser almacenado; y el proceso de descarga, donde el HTF proveniente del tanque frío, aumenta su entalpía gracias al calor almacenado por el material sólido, con tal de accionar el ciclo de potencia. (11)

Materiales como cemento y otros cerámicos han sido investigado para poder implementarse en esta tecnología. Se recomienda también materiales como rocas, metales, cementos, arena o ladrillos y, se está estudiando, la factibilidad de agregar aditivos de grafito o cobre al cemento o rocas para aumentar su conductividad. (11)

2.1.5. Ciclo de Potencia

En los ciclos de potencia, la energía en forma de calor recuperada en el receptor es convertida en energía eléctrica mediante el accionamiento de una turbina y un generador. La eficiencia de conversión dependerá de ciclo termodinámico a utilizar y los distintos componentes que se utilizan en la planta. Los más conocidos y simples, son el ciclo de vapor Rankine y ciclo de gas Brayton.

En la actualidad, la mayoría de las centrales térmicas con receptor central utilizan generación de vapor, por lo que se hace referencia al ciclo Rankine para la conversión de energía. Dependiendo del tipo de HTF que se utilice (sales fundidas o agua/vapor) existirá un generador de vapor o no. Generalmente este tipo de plantas utiliza sales fundidas, por lo que nos encontraríamos con un ciclo Rankine convencional. (1)

Sin embargo, como se ha venido mencionando, los sistemas con aire como fluido de trabajo han tomado fuerza y gran potencial debido a la posibilidad de aumentar la temperatura de operación del ciclo. En este tipo de tecnología, predomina el ciclo Brayton, ya que generar vapor mediante aire es complejo debido a sus malas propiedades de transferencia de calor, las cuales generan grandes pérdidas térmicas. Además, el aire previamente calentado y presurizado, se puede utilizar directamente en este ciclo. (7)

Un tercer ciclo que se utiliza bastante en centrales de generación de energía es el ciclo combinado.

Ciclo Combinado

Como se puede inferir, este tipo de tecnología combina el Ciclo Brayton de gas con el Ciclo Rankine de vapor. El calor aprovechado por el receptor calienta aire, el cual va a parar a la turbina de gas para generar energía en una primera instancia. Luego, el calor del aire que sale de la turbina de gas es aprovechado en un intercambiador de calor para generar vapor sobrecalentado y operar una turbina en una segunda instancia. De esta manera, el calor que no se pudo aprovechar en la primera etapa, es utilizado en la segunda, mediante el Ciclo Rankine como se muestra en la *Figura 2.8*. Esto permite aumentar la eficiencia del ciclo.

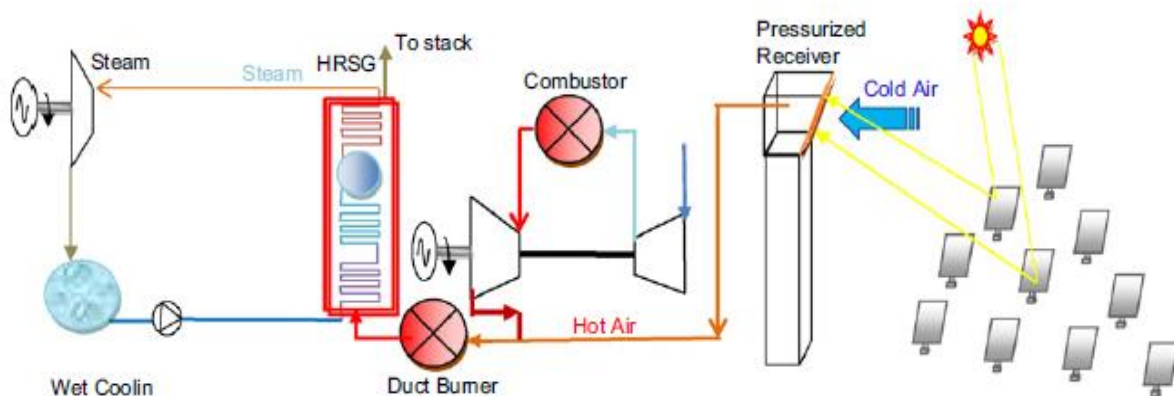


Figura 2.8: Ciclo combinado. (12)

En busca de mejorar el rendimiento de los ciclos ya existentes, nace la propuesta de utilizar un Ciclo Brayton de CO_2 en estado supercrítico como ciclo de potencia para este tipo de plantas. Este trabajo involucra este ciclo por lo que veremos sus características y beneficios.

Ciclo supercrítico de CO_2

Feher (13) explica que los ciclos de potencia que utilizan ciertos gases sobre su punto crítico como el CO_2 , NH_3 , C_6F_6 , entre otros, pueden alcanzar mayores eficiencias debido a que se disminuye el trabajo en el compresor y la mayor cantidad de calor extraída del ciclo se puede reutilizar en un proceso de regeneración. Además, plantea que el CO_2 es la mejor opción debido a su estabilidad, abundancia y que posee baja presión crítica.

El CO_2 alcanza su estado crítico a una temperatura cercana de $30,98\text{ }^{\circ}C$ y a una presión aproximada de $7,377\text{ MPa}$. Bajo estas condiciones, es un gas denso que se comporta casi como una sustancia incompresible, permitiendo que el compresor requiera menos trabajo que en los ciclos Brayton normales. Además, es menos corrosivo que el vapor en las mismas temperaturas, por lo que se pueden utilizar temperaturas mayores en la entrada de la turbina, aumentando la potencia de salida, y de igual forma, la eficiencia ciclo. Bajo estas condiciones, el sCO_2 permite trabajar con equipos (compresores y turbinas) de menor diámetro, por ende, menos costosos. (14)

Se ha estudiado (ver Figura 2.9) que este tipo de ciclo puede alcanzar 50 % de eficiencia para un rango de temperatura de $500 - 800\text{ }^{\circ}C$, superando hasta en un 10 % la eficiencia de un Ciclo Rankine Convencional. Si bien, el ciclo combinado lo puede superar y alcanzar hasta un 60 % de eficiencia, se necesita sobre los $800\text{ }^{\circ}C$ para lograrlo. Por ende, este ciclo es bastante eficiente a no tan alta temperatura. (15)

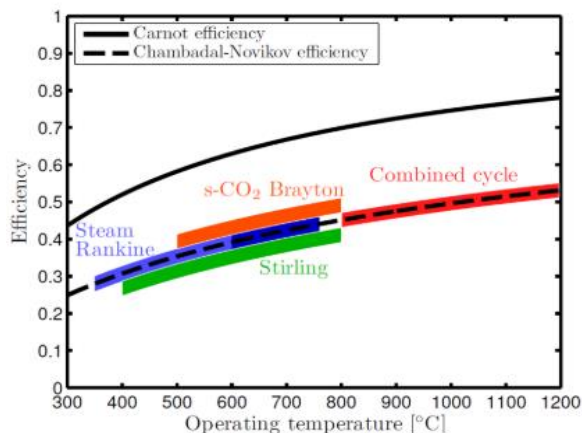


Figura 2.9: Comparación de eficiencia termodinámica para distintos ciclos de potencia. (15)

Piñas (1) plantea tres configuraciones distintas estudiadas para los ciclos de sCO_2 : una simple, de recompresión y de enfriamiento parcial (mostradas de izquierda a derecha en la Figura 2.10).

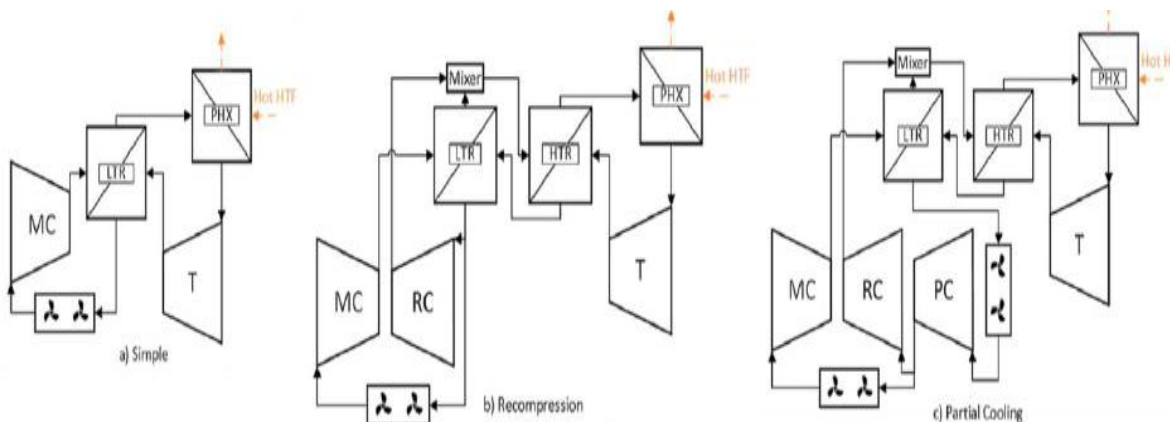


Figura 2.10: Ilustraciones de distintas configuraciones de los ciclos sCO_2 . (1)

El ciclo simple lo conforma un compresor (MC), un recuperador (LTR), un intercambiador de calor (PHX), una turbina (T) y un enfriador. El calor absorbido por HTF del receptor de la planta CSP entrega su energía en el intercambiador de calor al dióxido de carbono supercrítico, el cual se expande en la turbina. Luego, el gas caliente a la salida de la turbina pasa por el recuperador para precalentar el sCO_2 antes de la entrada al intercambiador. Hecho esto, el gas se enfría y queda en condiciones de volver a comprimirse para iniciar el ciclo nuevamente. (1)

Pasando al ciclo de recompresión, este añade al ciclo simple un compresor (RC) aguas arriba del condensador o enfriador y un recuperador, por lo que tendremos uno a temperatura alta (HTR) y uno de baja temperatura (LTR). Además, se añade una cámara de mezclado (Mixer) donde se junta el flujo del LTR con el del recompresor (RC). Todo esto con el fin de aprovechar al máximo el calor del ciclo y aumentar su eficiencia. (1)

Por último, el ciclo de enfriamiento parcial agrega un enfriador junto a un compresor (PC) a la salida del recuperador de baja temperatura (LTR). Esto se hace para alcanzar mayores presiones en el ciclo y, así, obtener una mayor densidad energética disminuyendo la recuperación requerida por el ciclo. (1)

Para mejorar el proceso de captación de información, se presenta una tabla resumen con las tecnologías CSP con receptor central en la *Tabla B.3* del Anexo B.

2.2. Softwares y Modelaciones

Como se ha presentado en los objetivos del trabajo, este caso de estudio busca acoplar distintos modelos para simular una planta CSP que funciona con aire como fluido de trabajo. Dichos modelos, se desarrollan en diversos lenguajes, por ello, es indispensable conocer estos lenguajes y softwares.

Python

Es un lenguaje el cual posee un propósito general, es decir, permite crear todo tipo de programas y llevar a cabo múltiples modelaciones. Su sencillez, amplia gama de librerías, rápida ejecución, claridad en su sintaxis, compatibilidad multiplataformas y su costo cero, entre otros, lo convierten en una herramienta muy poderosa y utilizada a la hora de programar.

Lenguaje C

Al igual que *Python*, es un lenguaje de propósito general, sin embargo, posee una alta curva de aprendizaje. Presenta grandes ventajas tales como su estructuración, control sobre el ordenador, independencia del hardware y amplia gama de bibliotecas, datos, operadores y variables. Se recomienda a la hora de programar sistemas operativos, no así, para programar aplicaciones, pues puede presentar ciertos errores de compilación.

Matlab

Es un sistema de cómputo que posee su propio lenguaje (*lenguaje M*), el cual tiene como principal objetivo resolver problemas científicos e ingenieriles. Se caracteriza por resolver problemas matemáticos matricialmente, poseer gráficas integradas que facilitan la visualización de datos, contener una amplia biblioteca de herramientas y por tener compatibilidad de integrar con otros lenguajes.

Estos tres softwares y lenguajes fueron utilizados para ciertos modelos (que se especificarán más adelante) a integrar durante este trabajo, por lo que es importante conocerlos en mayor detalle. Por otro lado, al momento de revisar la literatura, se encontró un software poderoso y que se utiliza bastante también a la hora de modelar ciclos termodinámicos como lo es *Ebsilon Professional*.

Ebsilon Professional

Es un sistema de simulación para ciclos termodinámicos que nos permite planificar, diseñar y optimizar plantas térmicas y solares. Presenta una disposición bastante didáctica (*ver Figura 2.11*) y posee una amplia cantidad de componentes los cuales se pueden unir dentro

del programa y, además, permite crear componentes que sean necesarios y que no incluya el sistema de modelación. (16) Por otro lado, se pueden calcular casos de carga, impactos de contaminación y factores ambientales de la planta o ciclo. Como se observa en la *Tabla B.4.* del Anexo B, es bastante utilizado para simular los componentes de una planta solar.

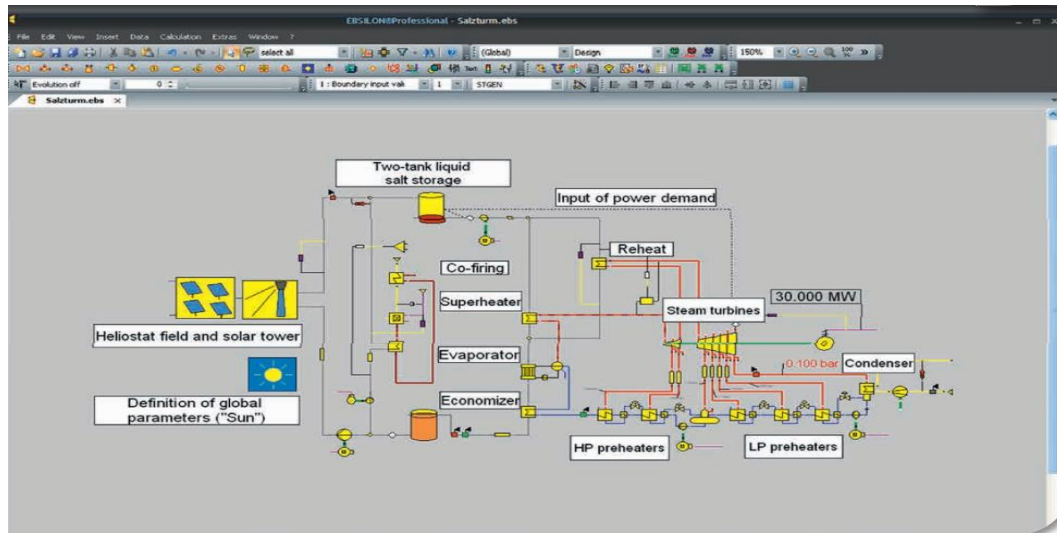


Figura 2.11: Ejemplo de la integración de una planta CSP desarrollada en *Ebsilon Professional*. (16)

Toma (17) utiliza *Ebsilon Professional* para realizar un estudio acerca de estrategias de control para un sistema directo de almacenamiento térmico de dos tanques en una planta CSP de torre que opera con sales fundidas y un ciclo de potencia de sCO_2 con recompresión. La autora modela en condiciones estacionarias el comportamiento de la planta discretizado en horas del día para diferentes periodos del año. Además, plantea dos casos de estudio: en condiciones fuera de diseño, simula la planta a lo largo de un día de 24 hrs considerando la carga y descarga del almacenador térmico; y, por otro lado, en condiciones fuera de diseño, estudia el comportamiento de la planta con un sistema directo de sCO_2 en el receptor. Como conclusión para el primer caso, el ciclo descrito alcanza mayores eficiencias térmicas que un ciclo Rankine convencional, sin embargo, no se aprovecha de la mejor manera debido a las limitaciones de temperatura que poseen las sales fundidas. Además, al considerar el calentamiento directo del sCO_2 en el receptor, aumenta la eficiencia térmica y solar-eléctrica, pero imposibilita la continua generación de electricidad en la planta durante el día.

Otro trabajo interesante plantea Wang (18), quién realiza un análisis termodinámico y optimización de una planta CSP integrada con un ciclo Brayton de sCO_2 . El autor modela e integra un campo de heliostatos, un receptor de torre que opera con sales fundidas, un sistema de almacenamiento térmico de sales y el ciclo Brayton de sCO_2 con recompresión. Mediante un análisis paramétrico, analiza el comportamiento de algunos parámetros termodinámicos claves (temperatura máxima de las sales, presión máxima del ciclo, entre otros) y, en adición, desarrolla un algoritmo para optimizarlos en función de la eficiencia de exergía. De manera similar que Toma (17), el autor concluye que la aplicación de un ciclo sCO_2 con recompresión mejora la eficiencia térmica y de exergía, sin embargo, la

temperatura máxima de las sales ($565\text{ }^{\circ}\text{C}$) es una constante limitación para alcanzar aún mayores eficiencias.

Según lo revisado en la literatura, existe diversas opciones tanto, para diseñar y trabajar con centrales CSP de torre, como para poder llevar a cabo su modelación. La mayoría de estas centrales funcionan con sales fundidas y ciclos de vapor, sin embargo, existen varios trabajos los cuales concluyen que acoplar un ciclo de $s\text{CO}_2$ con recompresión daría múltiples beneficios, como mejorar la eficiencia térmica del ciclo y la eficiencia de la planta. Sin embargo, este ciclo no es del todo aprovechado pues el límite de temperatura que alcanzan las sales fundidas no es el adecuado. Por ello, este estudio busca evaluar el funcionamiento de una planta CSP que opera con aire como HTF integrando modelos computacionales de un campo de heliostatos, un receptor volumétrico, un almacenador tipo Packed Bed, un intercambiador de calor aire- $s\text{CO}_2$ y un ciclo de potencia de $s\text{CO}_2$ de recompresión.

Capítulo 3

3. Modelos Numéricos

A lo largo del trabajo, se busca simular una CSP con receptor central. Inicialmente, se cuenta con tres modelos numéricos que fueron desarrollados por otros autores (Campo de Heliostatos (19), Recibidor Volumétrico de aire (20) y Ciclo Brayton de Potencia de sCO_2 (14)). Para poder simular la planta completa (ver *Figura 3.1*), es necesario contar con un sistema de almacenamiento térmico y con un mecanismo que transfiera el calor del aire al sCO_2 del ciclo. Debido a esto, en este trabajo se desarrolla un almacenador térmico tipo Packed Bed y un intercambiador de calor aire- sCO_2 . Los modelos desarrollados por Urrutia y Correa se encuentran en *lenguaje C*, el modelo desarrollado por DIMEC en *Matlab* y, los desarrollados en este trabajo, se encuentran en *Python*.

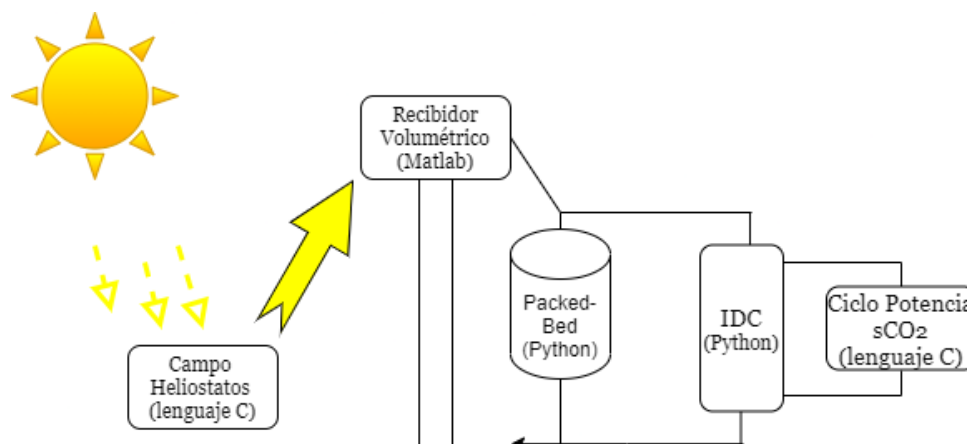


Figura 3.1: Esquema de planta CSP completa a integrar.

Es importante destacar ciertas limitaciones de los modelos al momento de ser entregados para el acoplamiento. Una de ellas, se presenta en el campo de heliostatos. En un inicio, el código entregaba un perfil de radiación en formato CSV para cierta hora de un día del año previamente especificado. Como en este trabajo se necesitaba realizar una evaluación anual del receptor, se necesitaban perfiles de radiación para ciertas horas de todos los días del año. Por lo que, para obtenerlos uno por cada hora de todos los días del año, se necesita muchísimo tiempo.

En el caso del receptor volumétrico, se busca únicamente calentar aire para utilizarlo en un proceso industrial y no para ser acoplada a una planta de concentración solar, por lo que busca optimizar una temperatura objetivo del aire por sobre una potencia objetivo de generación. Esto puede traer problemas al considerar flujos máscicos de aire caliente a la salida del receptor más bajos de los que se pueden llegar a requerir para una planta CSP.

Por otro lado, el ciclo Brayton de sCO_2 fue diseñado para encontrar su punto de diseño conociendo la potencia de salida de la planta, la temperatura de entrada a la turbina y las

presiones de trabajo. Con este punto de diseño como referencia y recibiendo el calor aportado por una fuente externa y condiciones ambientales, el código entrega valores de potencia generada y eficiencia térmica del ciclo mediante la utilización de polinomios. Como la fuente se considera externa al ciclo y en nuestro caso se conocen los parámetros de transferencia de calor en la fuente, es necesario modelar un dispositivo capaz de transferir el calor al sCO_2 del ciclo de potencia para que éste sea integrado. Al llevar a cabo esa modelación, se aprecia que al utilizar los polinomios y considerar la fuente de calor externa al ciclo, la temperatura del sCO_2 ya calentado por la fuente es siempre igual a la temperatura de diseño de la turbina, pues el código regula el flujo másico del sCO_2 para que esto ocurra. Esto claramente es una limitación, pues en ocasiones el sCO_2 calentado por la fuente no alcanzará o superará la temperatura de diseño de la turbina.

Debido a que se desea simular una central térmica que utilice aire como HTF y que el receptor volumétrico tiene como finalidad calentar aire para utilizarlo en algún proceso, se escogió un sistema de almacenamiento tipo Packed Bed para ser acoplado a la central. Además, para aprovechar la energía térmica del aire en el ciclo de potencia de sCO_2 , se desarrolló un intercambiador de placas paralelas de aire- sCO_2 que cuenta con aletas.

En este capítulo, se desarrollan y validan los modelos numéricos del almacenador tipo Packed Bed e Intercambiador de placas paralelas que opera con aire- sCO_2 .

3.1. Sistema de almacenamiento

El sistema de almacenamiento térmico modelado consiste en un tanque cilíndrico que contiene rocas esféricas homogéneas capaces de almacenar la energía térmica para abastecer a la central cuando sea necesario. Estas rocas son calentadas en el proceso de carga por la corriente caliente de aire que viene desde el receptor y, por otro lado, son enfriadas por la corriente fría de aire que viene desde el intercambiador de calor del ciclo de potencia cuando se lleva a cabo la descarga del sistema. Tal como se muestra en la *Figura 3.2*, las corrientes calientes y frías son en sentido contrario.

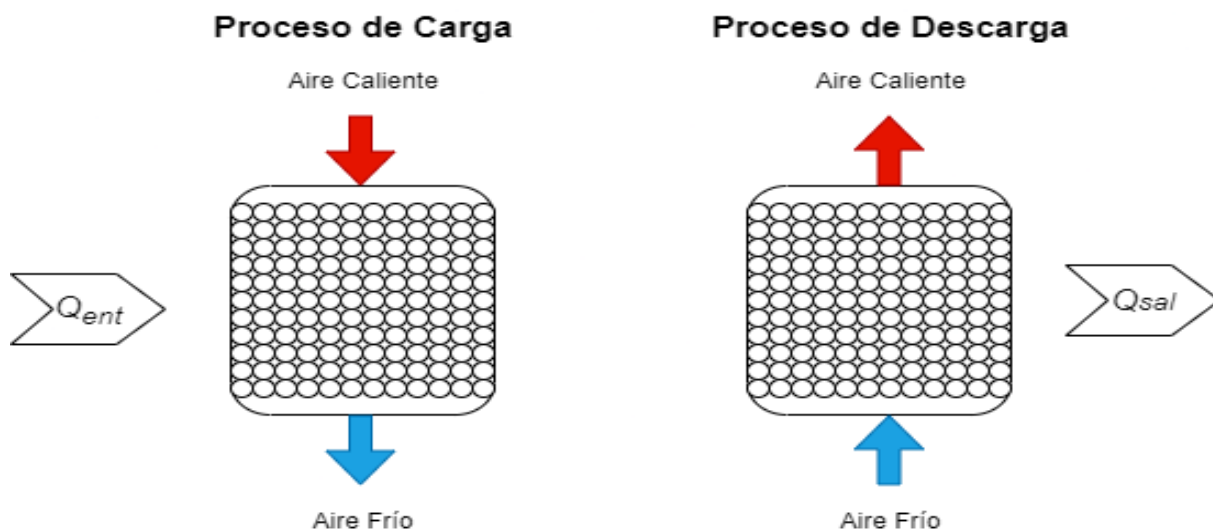


Figura 3.2: Ilustración del proceso de carga y descarga del tanque de almacenamiento tipo Packed Bed.

El modelo del almacenador no considera pérdidas térmicas con el ambiente y para llevarse a cabo, se basó en el modelo planteado por Schumman (21). Se modeló de manera transciente en el tiempo, discretizando en tiempo y espacio. Se debe conocer la temperatura de la roca inicial para poder funcionar y en términos de transferencia de calor, desprecia la resistencia de conducción entre las rocas, la difusión térmica, el gradiente de temperatura al interior del tanque y las variaciones de volumen del fluido y del sólido. Además, considera las propiedades térmicas del fluido dependientes de su temperatura y las del sólido independiente de su temperatura.

3.1.1. Planteamiento

Para llevar a cabo la modelación del sistema, se calcula por separado el proceso de carga y de descarga. Para ambos, se estima que la cantidad de energía transferida entre el fluido y el sólido por convección es igual a la cantidad a la variación de energía interna del sólido y, además, equivale al cambio de entalpía del fluido. Durante la carga, el fluido traspasa energía al sólido y, en la descarga, el sólido la entrega al fluido. El flujo de aire es inverso para los respectivos procesos. Por lo tanto, las ecuaciones de transferencia de calor al interior del almacenador quedan expresadas de la siguiente manera:

$$h_{conv} \cdot A_{conv} \cdot (T_f - T_s) \cdot t = \rho_s \cdot cp_s \cdot V_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (3.1.1)$$

$$\dot{m} \cdot cp_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial t} \cdot t = h_{conv} \cdot A_{conv} \cdot (T_f - T_s) \cdot t \quad (3.1.2)$$

Donde, h_{conv} y A_{conv} son el coeficiente y el área de convección respectivamente; T_f y T_s son la temperatura del fluido y del sólido; ρ_s , cp_s y V_s son la densidad, el calor específico y el volumen del sólido; y cp_f es el calor específico del fluido. Notar que, el flujo másico $\dot{m}$ y el tiempo t , están asociados al proceso de carga o de descarga.

Como ha sido mencionado, se debe conocer la temperatura inicial de la roca. Por lo tanto, a la hora del día en que se lleva a cabo la primera carga o descarga del sistema, se utiliza tal temperatura inicial de la roca para llevarse a cabo y el modelo guarda la temperatura de la roca al finalizar el proceso. Esta temperatura se requerirá para el próximo proceso que se lleve a cabo. Además, las temperaturas de entrada del fluido tanto para la carga ($T_{f,ent,c}$), como para la de la descarga ($T_{f,ent,d}$), se deben conocer.

$$T_{f,ent,c} = T_{f,caliente} \quad (3.1.3)$$

$$T_{f,ent,d} = T_{f,frio} \quad (3.1.4)$$

Finalmente, se procede a calcular el calor transferido para el proceso de carga y descarga, de manera:

$$Q = \int_{t=0}^t \dot{m} \cdot cp_f \cdot (\Delta T) dt \quad (3.1.5)$$

3.1.2. Resolución

Para resolver el sistema, se discretiza en tiempo y espacio del tanque. Además, para resolver las ecuaciones diferenciales en el tiempo (3.1.1) y (3.1.2), se aplican diferencias finitas. Es importante mencionar, que ambas ecuaciones describen la transferencia de calor para un solo proceso, por lo tanto, tendremos 4 ecuaciones con 4 incógnitas, que vendrían siendo las temperaturas del sólido y del fluido para la carga y descarga del sistema. Se subdivide el tanque y cada subdivisión o nodo tiene asociado 4 temperaturas como se muestra en la *Figura 3.3*. Las temperaturas del fluido de entrada y salida al nodo se encuentran en el eje horizontal, mientras que las temperaturas del sólido, en el eje vertical. Para calcular la temperatura del sólido y del fluido dentro del nodo, se ponderan ambas temperaturas respectivas.

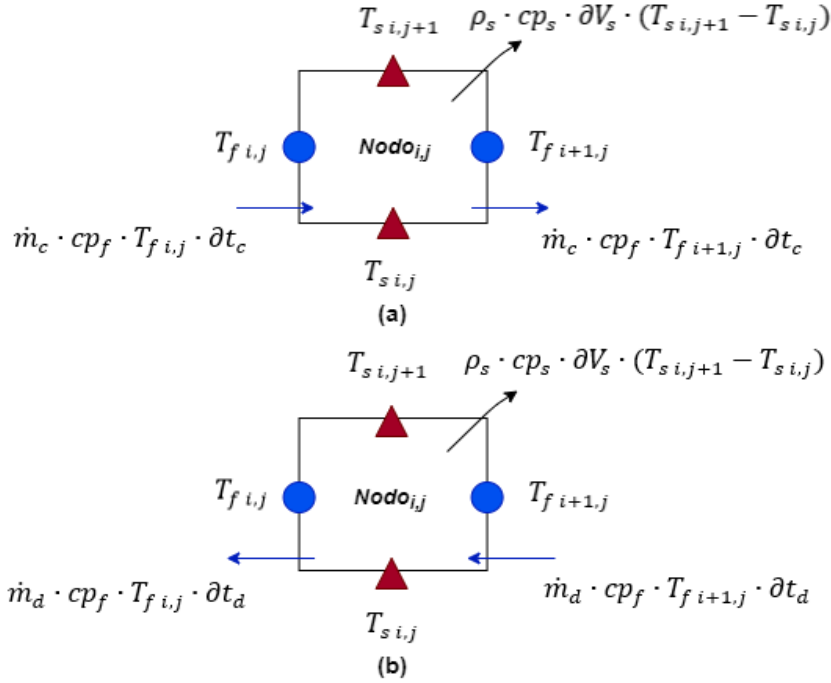


Figura 3.3: Nodo para la carga del sistema (a) y para la descarga (b).

De esta manera las ecuaciones discretizadas se expresan de la forma:

- Carga

$$h_{conv} \cdot \partial A_{conv} \cdot \left(\frac{T_{f i,j} + T_{f i+1,j}}{2} - \frac{T_{s i,j} + T_{s i,j+1}}{2} \right) \cdot \partial t_c = \rho_s \cdot cp_s \cdot \partial V_s \cdot (T_{s i,j+1} - T_{s i,j}) \quad (3.1.6)$$

$$\dot{m}_c \cdot cp_f \cdot (T_{f i,j} - T_{f i+1,j}) \cdot \partial t_c = h_{conv} \cdot \partial A_{conv} \cdot \left(\frac{T_{f i,j} + T_{f i+1,j}}{2} - \frac{T_{s i,j} + T_{s i,j+1}}{2} \right) \cdot \partial t_c \quad (3.1.7)$$

- Descarga

$$h_{conv} \cdot \partial A_{conv} \cdot \left(\frac{T_{s i,j} + T_{s i,j+1}}{2} - \frac{T_{f i,j} + T_{f i+1,j}}{2} \right) \cdot \partial t_d = \rho_s \cdot cp_s \cdot \partial V_s \cdot (T_{s i,j} - T_{s i,j+1}) \quad (3.1.8)$$

$$\dot{m}_d \cdot cp_f \cdot (T_{f i+1,j} - T_{f i,j}) \cdot \partial t_d = h_{conv} \cdot \partial A_{conv} \cdot \left(\frac{T_{s i,j} + T_{s i,j+1}}{2} - \frac{T_{f i,j} + T_{f i+1,j}}{2} \right) \cdot \partial t_d \quad (3.1.9)$$

Con las temperaturas resueltas, se puede calcular el calor transferido para cada proceso.

- Carga

$$Q_c = \sum_{j=1}^N \dot{m}_c \cdot cp_f \cdot (T_{f,ent,c} - T_{f,sal,c}) \cdot \partial t_c \quad (3.1.10)$$

- Descarga

$$Q_d = \sum_{j=1}^N \dot{m}_d \cdot cp_f \cdot (T_{f,ent,d} - T_{f,sal,d}) \cdot \partial t_c \quad (3.1.11)$$

3.1.3. Parámetros importantes

A la hora de llevar a cabo la modelación del almacenador, existen algunos parámetros fundamentales de conocer como los son: las propiedades físicas y térmicas del sólido y del fluido; el diámetro, la fracción de vacío y la velocidad del fluido a la entrada del almacenador; y, el coeficiente de convección al interior del tanque.

Esence (22) describe distintos modelos existentes en la literatura y los principales fluidos y materiales sólidos que se utilizan en este tipo de almacenador. Las propiedades del fluido son extraídas de la librería *CoolProp* de Python. Además, Esence (22) describe las propiedades térmicas de las rocas que son utilizadas para llevar a cabo el modelo del almacenador, las que se presentan en *Tabla B.5* del Anexo B. Por otro lado, la *Tabla B.6.* del Anexo B, muestra las distintas relaciones que se han utilizado en modelaciones similares para calcular el coeficiente de convección entre el fluido y el sólido al interior del almacenador. En el modelo del almacenador desarrollado, se optó por utilizar lo planteado por *Gunn* (23), el cual considera rocas esféricas uniformes y un valor de Reynolds menor a 10^5 para calcular el número de Nusselt de la forma:

$$Nu = (7 - 10\varepsilon + 5\varepsilon^2) \cdot (1 + 0,7Re^{0,2}Pr^{1/3}) + (1,33 - 2,4\varepsilon + 1,2\varepsilon^2) \cdot Re^{0,7}Pr^{1/3} \quad (3.1.12)$$

Donde, Nu es el número de Nusselt; ε la fracción de vacío; Re el número de Reynolds; y Pr el número de Prandtl.

3.1.4. Dimensionamiento

El dimensionamiento del almacenador tipo Packed Bed se llevó a cabo de una manera sencilla en base al modelo desarrollado. Primero, se debe fijar una potencia nominal térmica objetivo y la cantidad de horas de almacenamiento que se desee (en vista al tipo de central que se requiera simular). Con esto, se calcula la cantidad de energía que debe acumular el tanque. Luego, se tiene que contar con el rango de operación de la planta a simular y elegir el material sólido del almacenador. Mediante la ecuación (3.1.13), se procede a calcular el volumen del sólido necesario para almacenar tal energía.

$$Capacidad\ ener\acute{g}ica\ del\ tanque[J] = \rho_s \cdot cp_s \cdot V_s \cdot \Delta T_{ope} \quad (3.1.13)$$

Donde, ρ_s , cp_s y V_s corresponden a la densidad, calor específico y el volumen del sólido respectivamente; y, ΔT_{ope} es la variación de temperatura de operación de la planta. Como medio de seguridad y en vista que el modelo desprecia pérdidas con el medio, entre otras cosas, se multiplica el volumen del sólido por un factor de seguridad de 1.25. Posterior a esto, se fija una fracción de vacío (según literatura va de 0.3 a 0.4 generalmente), con la que se calcula el volumen del tanque completo, y con él, se fijan las dimensiones del tanque (diámetro y altura).

3.1.5. Validación

Para llevar a cabo la validación del modelo desarrollado, se procedió a simular el almacenador granular realizado experimentalmente por Esence (24). Este, tiene las siguientes características:

Tabla 3.1: Propiedades físicas y parámetros de simulación para almacenador granular desarrollado por Esence (24)

Parámetro	Unidad	Valor
Temperatura de entrada del fluido caliente	$^{\circ}C$	800
Temperatura de entrada del fluido frío	$^{\circ}C$	80
Flujo másico	$kg\ s^{-1}$	0,6
Altura Tanque	m	3
Área transversal	m^2	1,1881
Fracción de vacío	—	0,37
Material	—	Basalto
Densidad Sólido	$kg\ m^{-3}$	2950
Cp Sólido	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	1093
Cp Fluido	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	1186

Cabe destacar que los Cp del sólido y del fluido en el modelo de Esence (24) varía según la temperatura de la forma:

$$1.3193 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^3 - 2.3594 \cdot 10^{-3} \cdot T_s^2 + 1.5697 \cdot T_s + 747.166 \quad (3.1.14)$$

$$-2.0832 \cdot 10^{-7} \cdot T_f^3 + 4.9188 \cdot 10^{-4} \cdot T_f^2 - 0.093549 \cdot T_f + 1078.41532 \quad (3.1.15)$$

Donde, T_s es la temperatura del sólido en $^{\circ}C$ y T_f la temperatura del fluido en $^{\circ}K$. Al comparar ambos modelos se aprecia una clara similitud en el comportamiento de la temperatura del sólido respecto al tiempo de carga y de descarga. En la *Figura 3.4*, se grafican tres temperaturas del sólido a distintas alturas del tanque guiándose por lo presentado en el documento de Esence (24)

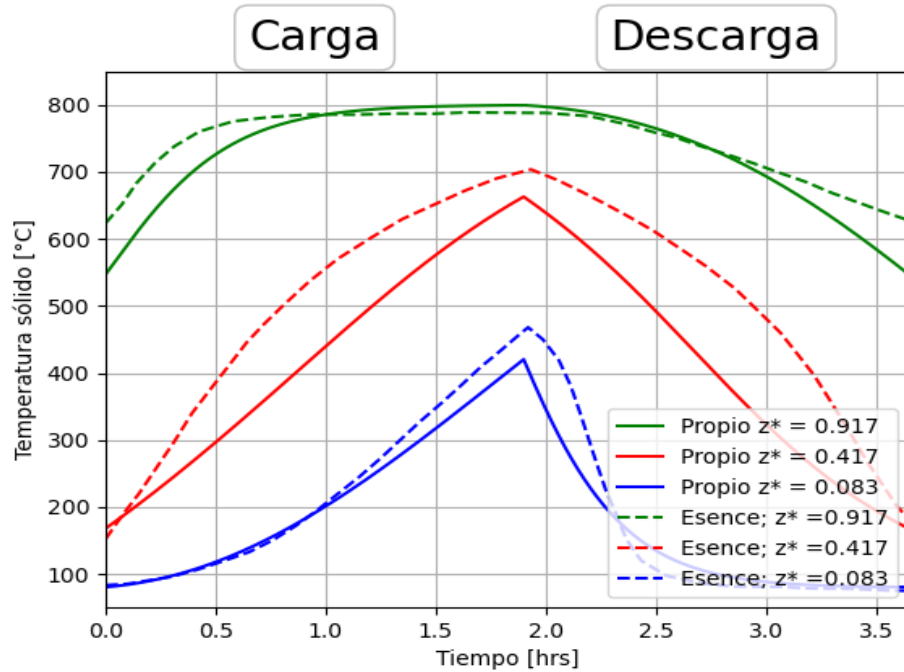


Figura 3.4: Superposición de los resultados obtenidos por el modelo propio y el desarrollado por Esence (24). z^* corresponde a la altura de la medición versus la altura del tanque.

Se aprecia que al comienzo de la carga del almacenador de Esence (24), el sólido le cuesta ganar temperatura en el tiempo. Durante el proceso de descarga, se observa que en el modelo desarrollado decae más rápido la temperatura del sólido. Esto se atribuye a que el modelo de Esence (24) al considerar la dispersión del calor, la conducción de calor entre el sólido y el gradiente de temperatura, hacen más lenta la transferencia de calor al interior del almacenador granular. Además, al superponer ambos gráficos, se aprecia la similitud de comportamiento entre ambos modelos y se observa mayores errores en la curva central de la Figura 3.4. Es importante recalcar, que el modelo de Esence (24) toma varias mediciones experimentales y realiza un ponderado de ellas, las que corresponden a las líneas segmentas en la Figura 3.4. Esto, afecta en la precisión de datos y la comparación de modelos.

3.2. Intercambiador de Calor

Para desarrollar el modelo del intercambiador de calor aire- sCO_2 , se escogió un intercambiador de calor de placas paralelas que puede funcionar con flujo paralelo o a contraflujo. Se escogió este intercambiador debido a que es compacto, con alta eficiencia y sencillo de modelar. El modelo tiene como objetivo calentar sCO_2 mediante aire para ser utilizado por el ciclo de potencia. Como el aire no presenta buenas propiedades de transferencia de calor, se le añadió aletas a la sección por donde pasa el fluido caliente, lo que permitirá aumentar el área de transferencia de calor y, por ende, la efectividad del intercambiador.

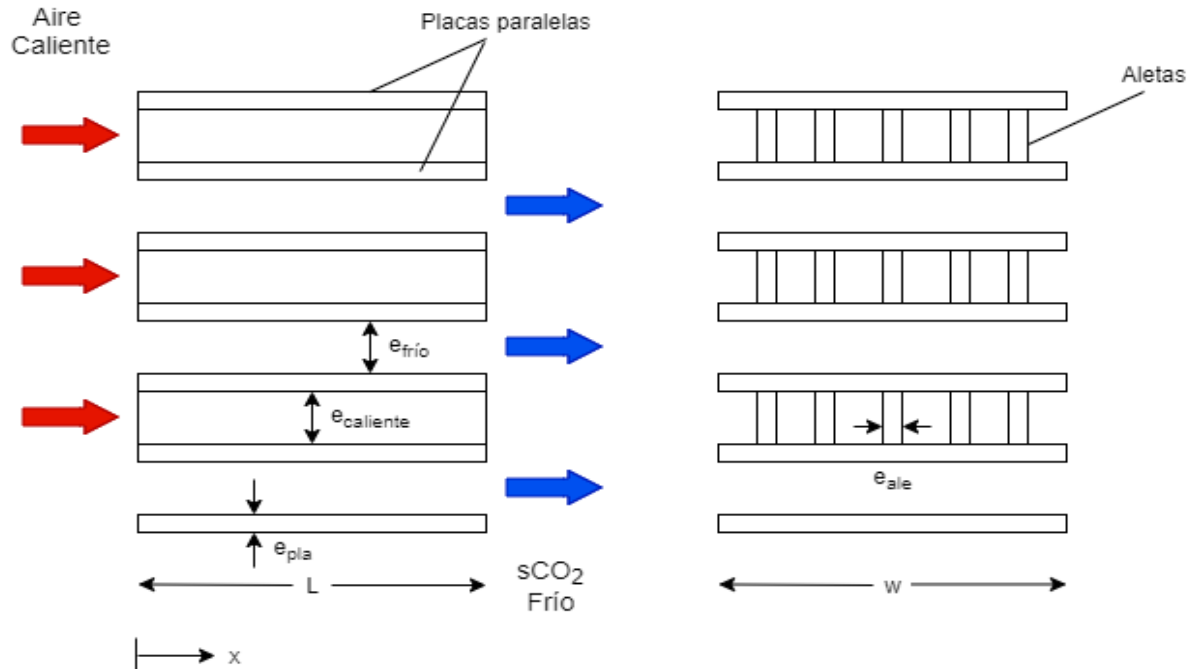


Figura 3.5: Vista lateral y frontal del intercambiador de calor a flujo paralelo de placas paralelas con sus respectivas aletas en las secciones calientes.

Para desarrollar este modelo, se basó en el ejemplo 8.6 del libro *Heat Trasnfer* (25) y se tomarán diversas consideraciones. Primero que todo, es un modelo estacionario en el tiempo y unidimensional en el espacio. Como se mencionó previamente, el modelo es adaptable para que funcione con flujo paralelo o a contraflujo. Además, no presenta pérdidas térmicas con el ambiente, desprecia la caída de presión en su interior y se considera que los fluidos se encuentran a presión ambiental al interior del intercambiador. Las placas y aletas son de aluminio y sus conductividades son independientes de la temperatura. Mientras que las propiedades térmicas de los fluidos son dependientes de la temperatura y se obtienen de la biblioteca “*CoolProp*” de Python. Los flujos se consideran totalmente desarrollados, sin una etapa de transición y donde el límite entre flujo laminar y turbulento equivale a un Reynolds de 3000.

3.2.1. Planteamiento

Para llevar a cabo la modelación del intercambiador de calor, se establece un volumen de control que contiene la mitad de la sección por donde circula la corriente caliente, una placa y la mitad de la sección por donde circula la corriente fría, (ver Figura 3.6). Durante el planteamiento del problema, obviaremos la presencia de las aletas. Estas, serán incorporadas más adelante cuando analicemos la resistencia térmica del modelo.

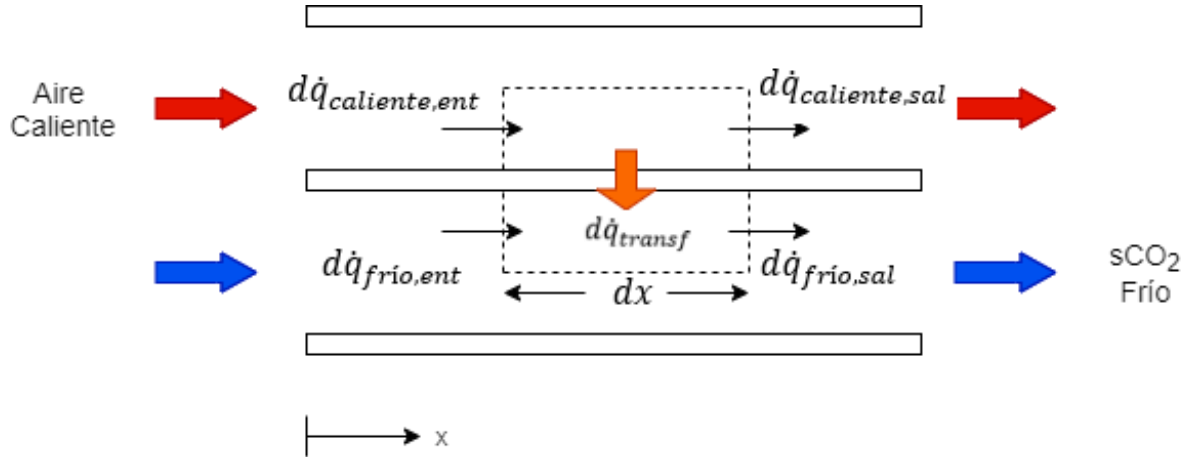


Figura 3.6: Volumen de control planteado para el desarrollo de problema.

En la Figura 3.6, $d\dot{q}_{caliente,ent}$ y $d\dot{q}_{caliente,sal}$ corresponden a los flujos de calor de entrada y salida del volumen de control de la corriente caliente; $d\dot{q}_{frío,ent}$ y $d\dot{q}_{frío,sal}$ los flujos de calor de entrada y salida de la corriente fría; $d\dot{q}_{transf}$ el flujo de calor de transferencia al fluido frío; y dx un elemento diferencial en el espacio.

Mediante un balance de energía en el volumen de control, se pretende calcular de manera analítica la variación de temperatura en el elemento diferencial.

3.2.2. Resolución

Como se comentó anteriormente, se procede a realizar un balance de energía en el volumen de control. Para la sección caliente, se tiene:

$$d\dot{q}_{caliente,ent} = d\dot{q}_{caliente,sal} + d\dot{q}_{transf} \quad (3.2.1)$$

Donde, $d\dot{q}_{caliente,ent}$ y $d\dot{q}_{caliente,sal}$ son los flujos de calor de entrada y salida del volumen de control en la zona caliente; y $d\dot{q}_{transf}$ es el flujo de calor que se transfiere de la zona caliente a la zona fría. De igual forma, para la sección fría se tiene:

$$d\dot{q}_{frío,ent} = d\dot{q}_{frío,sal} - d\dot{q}_{transf} \quad (3.2.2)$$

Donde, $d\dot{q}_{frío,ent}$ y $d\dot{q}_{frío,sal}$ son los flujos de calor de entrada y salida del volumen de control en la zona fría; y $d\dot{q}_{transf}$ es el flujo de calor que se transfiere de la zona caliente a la zona fría. Al considerar la mitad de la sección por donde pasa el fluido, los flujos de calor quedan expresados de la forma:

$$d\dot{q}_{caliente,ent} = \frac{\dot{m}_{caliente}}{2} \cdot i_{caliente} \quad (3.2.3)$$

$$d\dot{q}_{caliente,sal} = \frac{\dot{m}_{caliente}}{2} \cdot i_{caliente} + \frac{\dot{m}_{caliente}}{2} \cdot \frac{di_{caliente}}{dx} \cdot dx \quad (3.2.4)$$

Donde, $i_{caliente}$ y $\dot{m}_{caliente}$ corresponden a la entalpía específica y el flujo másico de la corriente caliente respectivamente. Al reemplazar los dos términos anteriores en (3.2.1), resulta la siguiente ecuación:

$$0 = \frac{\dot{m}_{caliente}}{2} \cdot \frac{di_{caliente}}{dx} \cdot dx + d\dot{q}_{transf} \quad (3.2.5)$$

Por otro parte, la derivada de la entalpía se puede expresar:

$$\frac{di_{caliente}}{dx} = \left(\frac{di_{caliente}}{dT}\right)_p \cdot \frac{dT_{caliente}}{dx} + \left(\frac{di_{caliente}}{dP}\right)_T \cdot \frac{dP_{caliente}}{dx} \quad (3.2.6)$$

Según las consideraciones del modelo, la caída de presión es despreciable pues no se espera que sea significativa y, el primer término del lado derecho de la ecuación, corresponde al calor específico del fluido caliente a cierta temperatura y presión, $cp_{caliente}$. Así, al reemplazar (3.2.6) en (3.2.5), se obtiene:

$$0 = \frac{\dot{m}_{caliente}}{2} \cdot cp_{caliente} \cdot \frac{dT_{caliente}}{dx} + d\dot{q}_{transf} \quad (3.2.7)$$

En adición, el flujo de calor transferido al fluido frío se puede expresar como la diferencia de temperatura entre la corriente caliente y la fría dividido por la resistencia térmica equivalente.

$$d\dot{q}_{transf} = \frac{(T_{caliente} - T_{fría})}{R_{eq}} \quad (3.2.8)$$

Donde, $T_{caliente}$ y $T_{fría}$ corresponden a la temperatura de la corriente caliente y fría respectivamente; y R_{eq} la resistencia térmica equivalente. Para poder expresar la resistencia térmica del modelo, debemos considerar la convección forzada al interior de la zona caliente y fría, la conducción a través de la placa y las aletas que fueron incluidas en la zona donde transita la corriente caliente. Por lo tanto, la resistencia equivalente resulta:

$$R_{eq} = \frac{1}{h_{caliente} \cdot dx \cdot (w + \eta_{ale} \cdot A_{ale}/L)} + \frac{1}{k_{alu} \cdot w \cdot dx} + \frac{1}{h_{frío} \cdot w \cdot dx} \quad (3.2.9)$$

Donde, $h_{caliente}$ y $h_{frío}$ son los coeficientes de convección para la zona caliente y fría respectivamente, η_{ale} la eficiencia de la aleta, A_{ale} el área de la aleta, k_{alu} la conductividad del aluminio, w el ancho intercambiador y L su largo.

Para obtener la eficiencia de las aletas y sus áreas, se tomó como referencia las *aletas rectangulares rectas* de la Tabla 3-3 del libro *Heat and Mass Transfer*. (26)

Finalmente, el gradiente de temperatura para la sección caliente del intercambiador queda expresado como:

$$\frac{dT_{caliente}}{dx} = - \frac{2 \cdot (T_{caliente} - T_{frío})}{\dot{m}_{caliente} \cdot cp_{caliente} \cdot R_{eq}} \quad (3.2.10)$$

Si realizamos el mismo análisis para la sección fría, el gradiente de temperatura resulta:

$$\frac{dT_{frío}}{dx} = \begin{cases} \frac{2 \cdot (T_{caliente} - T_{frío})}{\dot{m}_{frío} \cdot cp_{frío} \cdot Re_q}, & \text{para flujo paralelo} \\ -\frac{2 \cdot (T_{caliente} - T_{frío})}{\dot{m}_{frío} \cdot cp_{frío} \cdot Re_q}, & \text{a contraflujo} \end{cases} \quad (3.2.11)$$

3.2.3. Parámetros importantes

Es importante recalcar que, para utilizar el modelo del intercambiador de calor, tanto para flujo paralelo o contraflujo, debemos conocer las temperaturas de entradas de los fluidos. Sin embargo, para el modelo a contraflujo se debe utilizar un valor semilla de la temperatura de salida del fluido frío (sCO_2) e ir iterando hasta que el valor de la temperatura de entrada de la corriente fría calculada sea similar a la conocida.

Por otro parte, el modelo calcula los coeficientes convectivos promedios y locales para la sección caliente y la fría al interior del intercambiador de calor.

- Coeficientes convectivos promedios

Para un flujo laminar, se comparan resultados obtenidos a partir de la *Tabla 8-1* del *Heat Mass Transfer* (26), la cual entrega valores del número de Nusselt en función de relación de lados de la sección rectangular por donde circulan los fluidos, con los entregados por Shah. (27)

$$\overline{Nu}_T = 7,541(1 - 2,610 \cdot \alpha + 4,970 \cdot \alpha^2 - 5,119 \cdot \alpha^3 + 2,702 \cdot \alpha^4 - 0,548 \cdot \alpha^5) \quad (3.2.12)$$

$$\overline{Nu}_q = 8,235(1 - 2,042 \cdot \alpha + 3,085 \cdot \alpha^2 - 2,477 \cdot \alpha^3 + 1,058 \cdot \alpha^4 - 0,186 \cdot \alpha^5) \quad (3.2.13)$$

Donde, α es la relación entre el alto de la sección y su ancho, $\overline{Nu}_T$ es el número de Nusselt promedio considerando una temperatura constante de la placa y $\overline{Nu}_q$ es considerando un flujo constante de calor. Estos valores corresponden al límite inferior y superior, respectivamente que puede tener el valor del número de Nusselt promedio. Para el modelo, se optó finalmente por las ecuaciones propuestas por Shah (27).

Por otra parte, para un flujo turbulento, se consideró la ecuación de Gnielinski 8-71 presentada en *Heat Mass Transfer* (26), que relaciona el número de Nusselt en función del coeficiente de fricción.

$$Nu_{fr} = \frac{(f_r/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f_r/8)^{0,5} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.2.14)$$

$$\text{con } 3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6 \text{ y } 0,5 < Pr \leq 2000$$

Donde, Re es el número de Reynolds (3.2.15) que utiliza el diámetro hidráulico (3.2.16), la velocidad del flujo (3.2.17) y la viscosidad cinemática, obtenida de *CoolProp*; Pr es el número de Prandtl calculado por la librería de *CoolProp*; y fr es el coeficiente de fricción del ducto considerando una rugosidad igual a 0 (3.2.18).

$$Re = \frac{D_h \cdot u}{\nu} \quad (3.2.15)$$

$$D_h = \frac{4 A_{tran,ducto}}{Per_{ducto}} \quad (3.2.16)$$

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{tran,ducto}} \quad (3.2.17)$$

$$fr = \frac{1}{(0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^2} \quad (3.2.18)$$

$$\text{Con } 3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$$

Obtenido Nu_{fr} , el número de Nusselt promedio se calcula mediante lo planteado por Kakac (28)

$$\overline{Nu} \approx Nu_{fr} \cdot \left(1 + \left(\frac{x}{D_h}\right)^{-0,7}\right) \quad (3.2.19)$$

Finalmente, al calcular los Nusselt promedio a temperatura de placa constante y transferencia de calor constante, el coeficiente convectivo promedio para el caso laminar o turbulento resulta:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{D_h} \quad (3.2.20)$$

Donde, k_f es la conductividad del fluido a cierta presión y temperatura.

- Coeficientes Convectivos locales

Una vez obtenidos los coeficientes promedios y según lo plantea Nellis (25), se divide el largo del intercambiador en n subdivisiones y se ponderan los coeficientes antes y después de la subdivisión que queremos calcular. De esta forma, resulta:

$$h_i = \frac{\bar{h}_{i+1} \cdot (\Delta x + 0,01 \cdot \Delta x) - \bar{h}_{i-1} \cdot (\Delta x - 0,01 \cdot \Delta x)}{2 \cdot (0,01 \cdot \Delta x)} \quad (3.2.21)$$

Donde Δx es el largo del intercambiador de calor dividido en la cantidad de subdivisiones, i hace referencia a la subdivisión. Este cálculo también es posible llevarlo a cabo mediante la función *DuckFlow_local* del software EES.

De esta forma, contamos con los coeficientes locales de convección considerando temperatura constante de la placa y calor transferido constante a lo largo del intercambiador. El modelo utiliza la ponderación de ambos valores.

3.2.4. Dimensionamiento

Para el dimensionamiento del intercambiador de calor se mantuvieron los espesores de la sección caliente, fría y del plato utilizada por Nellis. (25)

Además, se deben obtener los valores nominales del ciclo de potencia de sCO_2 , llámese el flujo másico a la entrada del sCO_2 y el calor necesario que debe ingresar al ciclo para generar la potencia eléctrica de diseño de la planta. Fijando el primer valor, se fue variando el ancho, largo y par de placas del intercambiador, hasta que el calor transferido por el modelo sea similar al que debe ingresar al ciclo de potencia.

3.2.5. Validación

Para la validación del modelo, se compararon las temperaturas de los fluidos de mediciones experimentales del diseño de Kragh (29) presentado en la *Figura 3.7* y *Tabla 3.2*, con las de modelo a mismas condiciones. Se debe recalcar que para la validación se utilizó a contraflujo el modelo.

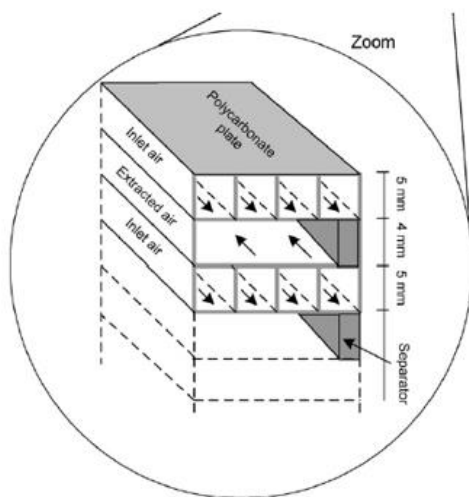


Figura 3.7: Diseño del intercambiador de calor de placas paralelas de Kragh (29).

Tabla 3.2: Parámetros de diseño del intercambiador de Kragh (29)

Parámetro	Unidad	Valor
Tipo de flujo IDC	—	A contraflujo
Temperatura de entrada del fluido caliente	$^{\circ}C$	23
Temperatura entrada del fluido frío	$^{\circ}C$	8,6
Velocidad del flujo	$m\ s^{-1}$	1,74
Largo IDC	mm	86
Ancho del IDC	m	0.55

Alto sección caliente	<i>mm</i>	5
Alto sección fría	<i>mm</i>	4
Número de platos	<i>Unidades</i>	10
Espesor de platos	<i>mm</i>	0,5
Material IDC	–	<i>Polycarbonato</i>
Número de aletas	<i>Unidades</i>	55
Espesor de aletas	<i>m</i>	15 % <i>del ancho del IDC</i>

Al realizar una simulación en base a lo anterior, se comparan las temperaturas de salida del fluido caliente y el de entrada del fluido frío.

Tabla 3.3: Comparación de valores de temperatura de entrada de la corriente fría y de salida de la corriente caliente.

Dato	Unidad	Modelo Propio	Medición de Kragh
Temperatura salida fluido caliente	°C	20,8	19
Temperatura salida fluido frío	°C	11	11,2

Debido a que el modelo no presenta pérdidas con el medio, se observa una leve sobreestimación de la temperatura de salida del fluido caliente respecto a lo que mide Kragh (29). Por otro lado, la temperatura de salida del fluido frío es muy similar. Este pequeño desfase se puede producir por las simplificaciones que adopta el modelo desarrollado, como, por ejemplo, la no consideración de la caída de presión y el hecho de que en todo momento se considera una presión ambiental de los fluidos al interior del intercambiador.

De acuerdo a lo presentado en el capítulo tres, se logra modelar y validar un almacenador térmico tipo Packed Bed y un intercambiador de calor de placas paralelas que opera con aire- sCO_2 . Si bien, son modelos relativamente sencillos en comparación a los presentados por la literatura, pues desprecian ciertos comportamientos térmicos, responden de manera muy similar a ellos y se pueden utilizar en modelamientos térmicos y solares.

Capítulo 4

4. Interoperabilidad e integración de modelos computacionales

Para poder llevar a cabo la interoperabilidad e integración de los distintos modelos de la planta CSP, es necesario conocer a cabalidad los modelos computacionales participantes. Los modelos de acumulación térmica tipo Packed Bed e intercambiador de calor de placas paralelas fueron presentados y explicados en el capítulo tres, sin embargo, es necesario explicar su acoplamiento al resto de los modelos computacionales.

En este capítulo, explicaremos: el modelo del campo de heliostatos, el receptor volumétrico de aire y el ciclo de potencia de sCO_2 ya listos para ser integrados; el acoplamiento de los modelos numéricos desarrollados en este trabajo; y, el sistema de control que se desarrolló para llevar a cabo la integración de la planta CSP completa.

4.1. Campo de Heliostatos

En busca de mitigar las perturbaciones generadas por nubes sobre una planta de concentración solar, Urrutia (19) propone una forma de cuantificar la controlabilidad de un helióstato e incluirla en el proceso de diseño y optimización del campo de helióstatos, la cual se testea aplicando una estrategia de enfoque para distribuir de mejor manera el flujo de calor en el receptor.

El autor propone como nuevo concepto la controlabilidad, que es la cuantificación de la cantidad de derrame potencial (energía no aprovechada) en la que puede incidir un espejo al cambiar sus puntos de mira. Para calcular la controlabilidad, se calcula el derrame en cuatro puntos en el receptor y, con ellos, se obtiene un promedio del derrame, que correspondería a la controlabilidad del modelo.

Por lo tanto, el modelo simula y optimiza un campo de heliostatos en base a lo descrito anteriormente, entregando un flujo de radiación que impactará en el receptor para ciertas horas de ciertos días del año. Se utiliza el *lenguaje C* para llevar a cabo la modelación.

Entrada, salida y parámetros a considerar

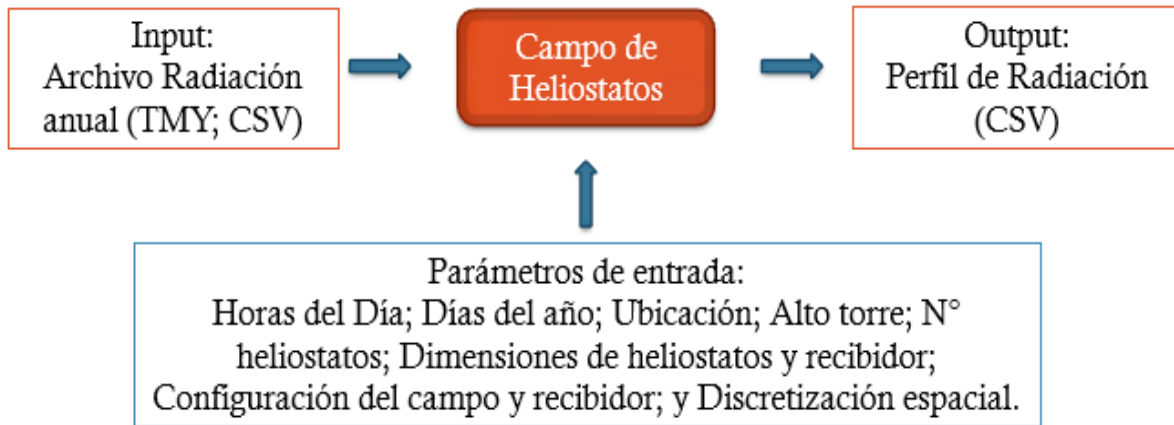


Figura 4.1: Esquema caja negra del modelo de campo de heliostatos.

Los parámetros de entrada que se deben considerar a la hora de la utilización del código son presentados en la *Figura 4.1*. Es importante recalcar, que la configuración del campo puede ser Norte/Sur o Circular y, la del receptor, Plano o Cilíndrico.

Además, el modelo del campo de heliostatos tiene como entrada un archivo CSV de radiación anual con distintas columnas de información. El año, el mes, el día, la hora y los minutos corresponden a las primeras columnas y, los valores de radiación, son presentadas posteriormente. Esta información se puede obtener de los archivos de meteorología típica anual (TMY). Cabe destacar, que los datos corresponden a tiempo estándar, el modelo lo convierte a tiempo solar para poder realizar la simulación. Por otro lado, el modelo entrega como salida en formato CSV, unas matrices con los valores de flujo de radiación que impactarán en el receptor para las horas y días que se requieran.

4.2. Receptor volumétrico

El estudio (20) presenta un modelo unidimensional de un receptor volumétrico plano que calienta aire para ser utilizado en algún proceso industrial. Para ello, realiza diversos estudios.

Primero, estudia la conveniencia entre un absorbedor tipo poroso y uno de minicanales, mediante el llamado factor de beneficio, que permite comparar el desempeño de la transferencia de calor entre dos o más intercambiadores, incluyendo el sacrificio asociado a las caídas de presión. En base a lo anterior, concluye que el receptor de minicanales es el más beneficioso a modelar.

En adición, sabiendo el tipo de receptor y teniendo como objetivo obtener las variables de diseño que permitan una temperatura de salida del fluido requerida, el autor (20) plantea cinco ecuaciones gobernantes de dinámica de fluidos y las resuelve inicialmente de manera estacionaria, para luego, incluirle las variaciones de condiciones ambientales y transformarla en una solución transiente. En esta parte, el autor compara la respuesta térmica del receptor con los cambios de irradiancia en el tiempo, para una resolución transiente y otra cuasi-estacionaria. La respuesta térmica es más rápida que los cambios de irradiación, por lo que estipula una resolución cuasi-estacionaria para el modelo.

En tercer lugar, se realiza una optimización para definir los parámetros de diseño del absorbedor, de manera que maximice la potencia anual de la planta, manteniendo el valor de la temperatura del fluido lo más cercana posible a la temperatura objetivo. Se optimizan las variables de altura y largo de minicanales, la porosidad y la fracción de retorno del aire. Para ello, se le deben ingresar datos de distribuciones de irradiancia y sus respectivas tasas de ocurrencia anual.

En resumen, el autor (20) modela y optimiza anualmente un absorbedor de minicanales en base a distintas distribuciones de irradiación y sus probabilidades de ocurrencia. Utiliza *Matlab* como herramienta computacional.

Entradas, salidas y parámetros a considerar

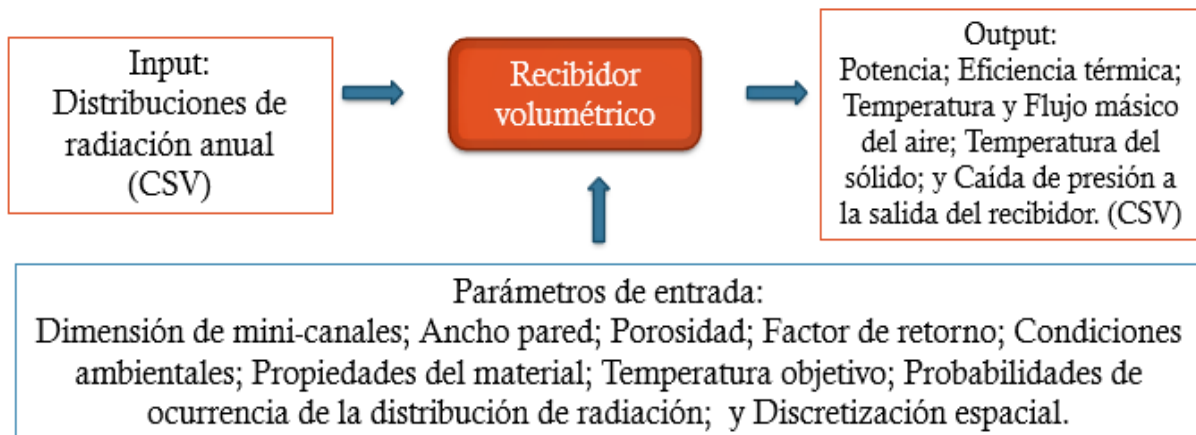


Figura 4.2: Esquema caja negra del modelo del receptor de volumétrico.

Como se aprecia en la *Figura 4.2*, para la entrada, el modelo presenta distribuciones anuales de irradiación en base a un peak que decae de forma cosenoidal a lo largo del plano del receptor. Con estas distribuciones de radiación, él puede simular perfiles de radiación considerándolos axisimétricos. Es fundamental recalcar esta parte, pues no cualquier perfil es compatible con el modelo del receptor, solo de tipo descrito anteriormente. El modelo considera la probabilidad de ocurrencia de cada distribución a lo largo del año.

Las salidas del modelo corresponden a la potencia y eficiencia del receptor, la temperatura del sólido máxima, la temperatura del fluido promedio, la caída de presión y el flujo másico. Todos ellos en función de diferentes concentraciones de irradiación promedio que pueden incidir en el receptor anualmente. Estos datos, se encuentran en un archivo de Matlab, los cuales se pasan a un archivo CSV para poder ser utilizados posteriormente.

4.3. Adaptación del almacenador tipo Packed Bed

Con tal de aplicar la carga y descarga de la mejor manera, se adapta el modelo del almacenador presentado en el capítulo tres. Las entradas, salidas y parámetros de entrada del modelo se muestran en la *Figura 4.3*.

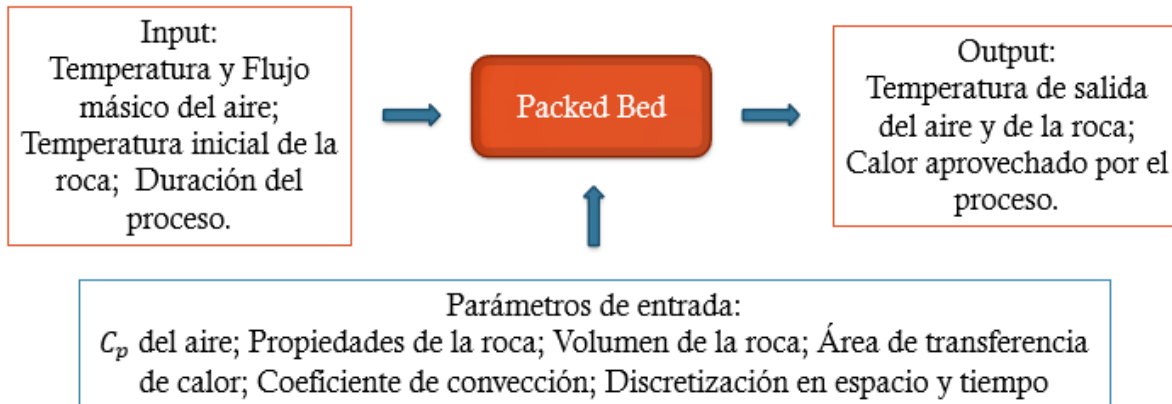


Figura 4.3: Esquema caja negra del modelo del almacenador térmico tipo Packed Bed.

En el momento que se sobrepase el punto de diseño de la planta por la cantidad energía durante el día, se lleva a cabo el proceso de carga. Sin embargo, desconocemos el flujo másico de aire caliente sobrante con el cual se llevará a cabo el proceso y con el cual se calentará el sCO_2 en los intercambiadores. Para encontrar el flujo másico sobrante de aire caliente proveniente del recibidor, debemos buscar el punto donde el flujo permita alcanzar la temperatura de diseño de la turbina que, como veremos más adelante, corresponde a $600\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Dicho lo anterior, se aplica el método de la Bisección, donde se define un intervalo posible del flujo másico de aire que calentará el sCO_2 en los intercambiadores. Luego, se pone en funcionamiento el modelo y se evalúa su convergencia comparando las temperaturas del sCO_2 obtenidas a partir de cada extremo del intervalo, con la temperatura de la turbina. Si no existe convergencia, se divide el intervalo a la mitad y se vuelve a iterar hasta cumplir la tolerancia definida.

Obtenido el flujo másico necesario para alcanzar la temperatura de la turbina, se puede obtener el flujo másico de aire sobrante, por lo que se puede cargar, siempre y cuando, la temperatura del aire de carga sea mayor a la temperatura de la roca. Además, se debe verificar que no se sobrepase la capacidad energética del tanque para la cual fue diseñado, por lo que, en caso de sobrepasarla, se reduce en un 10% el flujo másico de carga hasta cumplirse la condición.

Por otro lado, siempre que no se alcance el punto de diseño de la planta, se evalúa la descarga del sistema. La primera condición que se debe cumplir para aquello, es que la temperatura de la roca sea mayor a la del aire de descarga. Este aire frío de descarga puede provenir desde

el intercambiador de calor cuando la planta se encuentra generando, o directamente del receptor cuando el aire del receptor no supera la temperatura del sCO_2 frío del ciclo.

Al cumplirse la condición, se realiza la descarga, en la cual debemos conocer la temperatura del aire frío que ingresa al tanque. En este punto, el aire caliente descargado se debe mezclar con el aire del receptor cuando la planta se encuentre generando. Para llevar a cabo este proceso, se debe iterar asumiendo un valor semilla del aire después del mezclador para hacer converger la temperatura del aire frío a la entrada del tanque con la temperatura del aire a la salida del intercambiador. Estas temperaturas deben ser similares pues, se busca aprovechar el aire a la salida de los intercambiadores para realizar la descarga del almacenador.

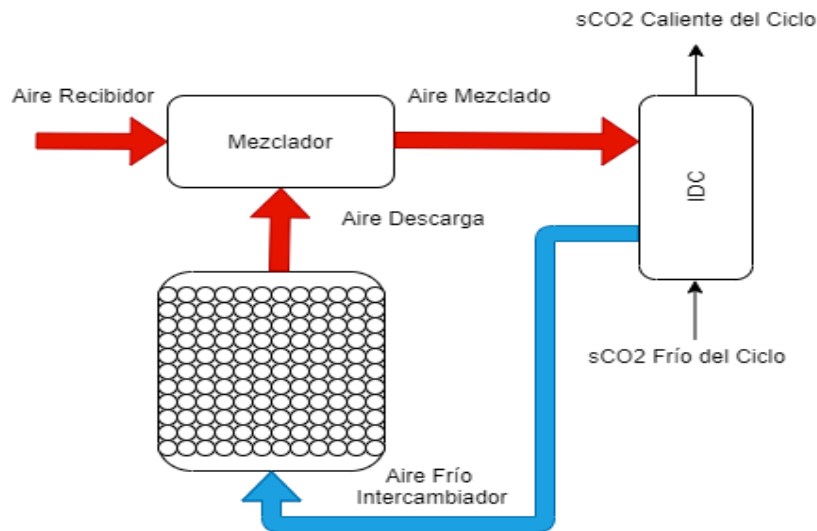


Figura 4.4: Esquema del mezclador al momento de realizar la descarga cuando se encuentre operando la planta.

El flujo másico de la descarga es un valor dado. Este valor es del orden de los 5 kg s^{-1} , no puede ser muy alto pues, entre mayor sea el flujo másico de descarga, menor será la temperatura alcanzada por el aire de salida en la descarga. Además, al momento de llevarse a cabo la descarga, se debe verificar que el calor aprovechado en este proceso no sobrepase el contenido en el tanque, por lo que se verifica esta condición y, en caso de que sobrepase, el flujo másico se reduce en un 10 %, hasta cumplir la condición.

4.4. Adaptación Intercambiador de placas paralelas aire- sCO_2

En vista de que el aire posee malas propiedades de transferencia de calor y con tal de aprovechar de mejor manera el calor que viene del receptor, se lleva a cabo un bloque con dos intercambiadores de calor idénticos IDC_{prec} y IDC_{CP} . El primero, tiene la función de precalentar el sCO_2 con el aire que sale del IDC_{CP} , el cual termina de calentar el sCO_2 para ser enviado al ciclo de potencia. Las entradas, salidas y parámetros de entrada de los intercambiadores de calor de placa paralela son presentados a continuación en la Figura 4.5.

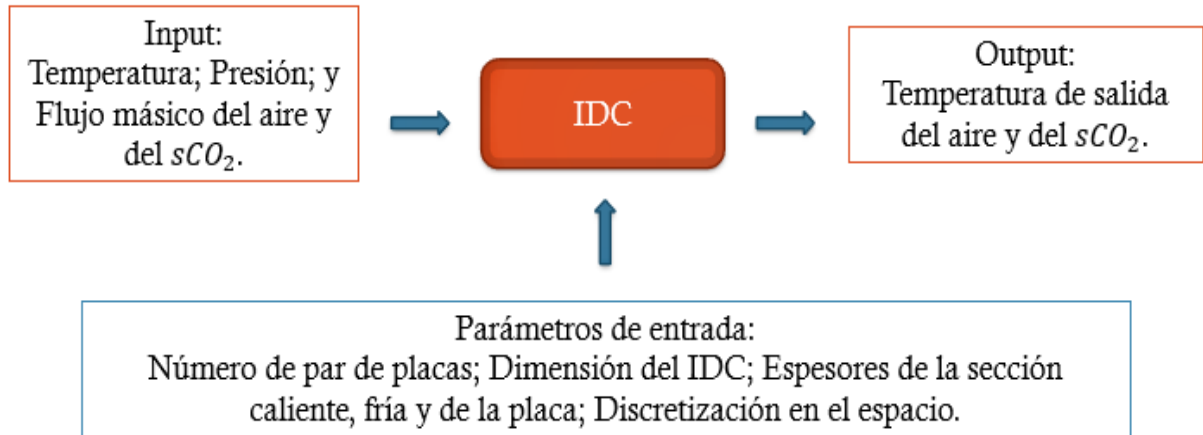


Figura 4.5: Esquema caja negra del modelo de intercambiador de calor aire- sCO_2 .

Cabe destacar que los intercambiadores de calor funcionan en forma iterativa. Se le entrega un valor semilla a la temperatura del aire en la entrada del IDC_{prec} con la que se comienza a iterar hasta que la diferencia entre esta y la temperatura del aire entre ambos intercambiadores sea menor a una tolerancia dada.

4.5. Ciclo de Potencia de sCO_2

En busca de desarrollar nuevas tecnologías en los ciclos de potencias convencionales, Correa (14) desarrolla un modelo computacional de un ciclo de Brayton de recompresión con dióxido de carbono en condición supercrítica y con enfriamiento en seco por aire como se observa en la *Figura 4.6*, con tal de estudiar variaciones provenientes desde la fuente de calor y las condiciones ambientales.

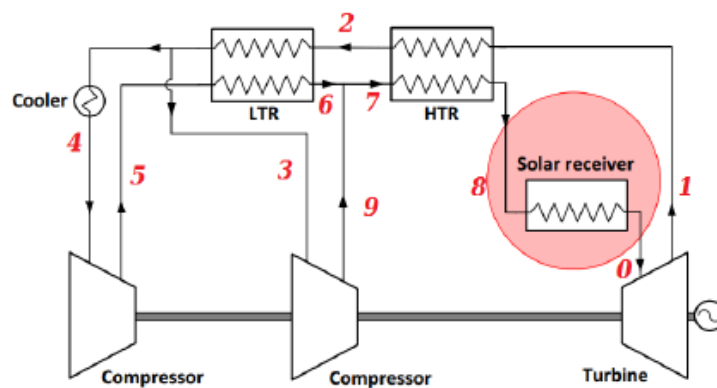


Figura 4.6: Ilustración del ciclo de Brayton de sCO_2 desarrollado por Correa. (14)

El modelo es compatible para ser usado mediante cualquier fuente de calor externa y es versátil para encontrar el punto de diseño bajo cualquier cambio en los parámetros de entrada. En adición a lo anterior, el autor realiza un estudio sobre eficiencia térmica del ciclo Brayton de recompresión para condiciones fuera de diseño, variando el calor de entrada y condiciones ambientales.

Entradas, salidas y parámetros a considerar

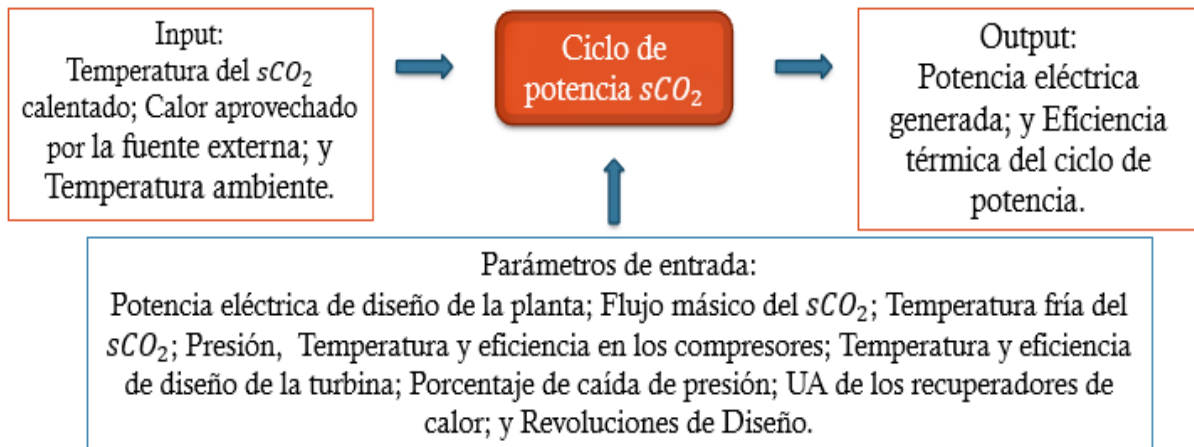


Figura 4.7: Esquema caja negra del modelo del ciclo de potencia sCO_2 .

Para comenzar a operar el ciclo y como se observa en la *Figura 4.7*, el modelo recibe como entrada la temperatura ambiente, la temperatura del sCO_2 ya calentado por la fuente externa y el calor aprovechado en el proceso de calentamiento del sCO_2 . En nuestro caso, la fuente externa de calor es el receptor o el almacenador los que calientan el aire para que transfiera calor al sCO_2 del ciclo por los intercambiadores de calor. El flujo másico y temperatura del sCO_2 frío, son parámetros de diseño que recibe el modelo. Por otro lado, el modelo entrega valores de potencia eléctrica producida por el ciclo y su eficiencia térmica, en condiciones de diseño y fuera de ellas.

4.6. Integración de los modelos

Conocidos los modelos y su funcionamiento a cabalidad, se procede a realizar la unión de ellos. Como se observa en la *Figura 4.8*, la unión de los modelos se dividió en dos bloques: el primer bloque, corresponde al modelo del campo de heliostatos con el del receptor solar; mientras que el segundo, el tanque de rocas, el intercambiador de calor de placas paralelas y el ciclo de potencia de sCO_2 .

Para llevar a cabo el armado de la planta, se replica los parámetros de diseño de la planta de Jülich de Alemania, descritos en la *Tabla B.7* del Anexo B.

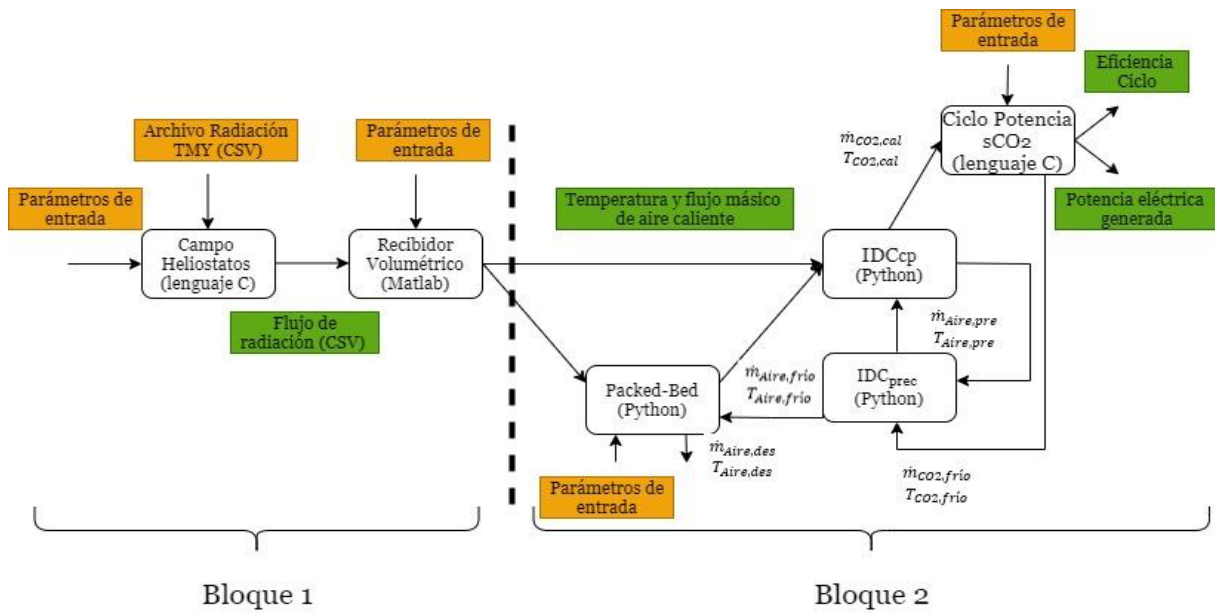


Figura 4.8: Representación para la unión de entradas y salidas de los modelos.

Como se puede observar, los cuadros blancos corresponden a los modelos computacionales descritos previamente. Estos, se agrupan en dos bloques distintos con tal de facilitar la unión de los códigos. En el primer bloque, se unen el campo de heliostatos y el recibidor volumétrico de aire, mientras que, en el segundo, se unen el almacenador tipo Packed Bed, el par de intercambiadores de calor de placas paralelas aire-sCO₂ y el ciclo de potencia de sCO₂.

Los cuadros anaranjados corresponden únicamente a entradas al modelo. Todas los “Parámetros de entrada” que aparecen asociados a los modelos son presentados en las *Tablas B.8., B.9., B.10., B.11. y B.12.* del Anexo B.

Los cuadros verdes corresponden a las salidas de los modelos que pueden ser utilizados como entrada por modelos posteriores. La temperatura y flujo másico del aire caliente a la salida del recibidor volumétrico plano, es el inicio del segundo bloque y, la eficiencia del ciclo y potencia eléctrica generada a lo largo del día, es el resultado final del algoritmo.

Primer Bloque

Inicialmente, se obtiene el archivo de radiación anual o TMY, en formato CSV, el cual nos entrega la radiación directa normal (DNI), la radiación difusa horizontal (DHI) y la radiación global horizontal (GHI) para cada hora del día durante un año completo. Junto a los parámetros de entrada, se obtienen los flujos de radiación para cada hora desde las 6 a las 18 horas durante todos los días del año.

Por otro lado, para hacer la evaluación anual del recibidor, se toman todos los flujos obtenidos del campo y se procede a filtrar los flujos equivalentes a 0. El modelo del receptor central no recibe el perfil completo de radiación, únicamente recibe una matriz con las distribuciones de radiación durante el año que van desde el máximo de radiación (punto central del perfil) hacia el punto exterior, con las cuales genera Gaussianas perfectas para comenzar a modelar.

Por ende, se extraen todas las distribuciones en el eje “y” y se copian en un archivo CSV. Se eligió el eje “y” del perfil sin mayor fundamento, pues, se compararon las desviaciones estándar, tanto para distribuciones en el eje “y” como en el eje “x”, y son bastante parecidas. Para mayor detalle, ver *Figura A.1 y A.2* del Anexo A, donde se aprecia el perfil de radiación del día 15 de mayo a las 12 del día, señalando en rojo la distribución de radiación a usar para ese perfil y la gráfica de tal distribución.

El primer bloque termina con la salida del receptor. Valores de temperatura promedio del aire, flujo másico de aire, eficiencia y potencia en el receptor, serán las entradas para el segundo bloque, y se extraen del receptor en formato CSV. El modelo genera estos valores para todos los flujos entregados en función de una irradiación equivalente, la cual se calcula para cada hora del día como la irradiación impactada en el receptor por su unidad de área, sobre el área total del plano del receptor.

$$I_{eq} = \frac{I_i \cdot A_i}{\sum A_i} \quad (4.6.1)$$

Segundo Bloque

Una vez obtenido el archivo CSV con valores de temperatura del aire, flujo másico del aire y potencia en el receptor en función del I_{eq} , se realiza una regresión lineal (ver *figura A.3*). Se calculan los I_{eq} para cada hora del día que se desea simular y, evaluando en las regresiones, se obtienen los valores señalados para cada hora del día. En base a esta información obtenida del receptor, se plantea el sistema de control para todo el segundo bloque.

4.7. Sistema de control

Lo primero que hay que tener claro respecto al sistema de control, es que las condiciones entregadas en el algoritmo se realizan principalmente en base a las temperaturas del aire y del sCO_2 . Además, los datos son discretos, cada 1 hora y se trabaja como punto inicial con la temperatura y flujo másico de aire proveniente del receptor.

Para utilizar el sistema de control, es necesario entregar algunos parámetros de entrada. Estos parámetros de entrada corresponden a la temperatura de entrada y flujo másico del sCO_2 del ciclo; la temperatura de operación de la turbina; la eficiencia y potencia nominal de la planta; el calor que se debe aprovechar en los intercambiadores para alcanzar la potencia nominal; y la temperatura de la roca inicial.

Ahora bien, si la temperatura del aire proveniente del receptor es menor al máximo de la temperatura ambiente durante el día, quiere decir que no existe radiación que impacte en el receptor, por lo que la planta no genera, a menos que exista suficiente energía en el almacenador para generar electricidad, por lo que se evalúa la descarga. En caso de que se lleve a cabo la descarga, se determina si se genera en el punto de diseño o fuera de él.

Luego, si la temperatura del aire del receptor es mayor al máximo de temperatura ambiente, pero menor a la temperatura del sCO_2 frío en el ciclo, no se puede generar electricidad

directamente con el aire del recibidor, por lo que se evalúa la descarga. Si no se logra superar la temperatura del sCO_2 frío en el ciclo, no se lleva a cabo la descarga y el aire del recibidor se utiliza para precalentar el almacenador. Si es que el aire de descarga supera la temperatura del sCO_2 frío en el ciclo, se determina si se genera en el punto de diseño o fuera de él.

Finalmente, si la temperatura del aire es mayor a la temperatura del sCO_2 frío en el ciclo, se puede generar directamente con el calor proveniente del recibidor, por lo que se acciona el ciclo de potencia y se dan tres nuevos casos.

En caso de que la temperatura del sCO_2 calentado por el aire del recibidor sea mayor a la temperatura de la turbina, quiere decir que se sobrepasa el punto de diseño y se puede almacenar energía en el tanque, por lo que se lleva a cabo el proceso de carga.

Por otro lado, si la temperatura del sCO_2 calentado por el aire del recibidor es igual a la temperatura de la turbina, se genera en punto de diseño y se evalúa un posible precalentamiento del tanque con el aire que se extrae de los intercambiadores.

Por último, si la temperatura del sCO_2 en el ciclo calentado por el aire del recibidor es menor a la temperatura de la turbina, se evalúa la descarga para poder llegar al punto de diseño. Si no se alcanza, se genera fuera de diseño y se determina un posible precalentamiento del almacenador.

Cabe destacar, que se iteró manualmente el algoritmo completo de integración variando la temperatura de la roca inicial, hasta que esta sea muy similar a la temperatura de la roca final del día. Se prevé que en los días adyacentes al de la evaluación los índices de radiación son parecidos, por lo que este valor también debe serlo. Además, a modo de simplificación, se consideró presión ambiental para el modelamiento de la planta. La descripción del algoritmo queda representada a continuación en la *Figura 4.9*.

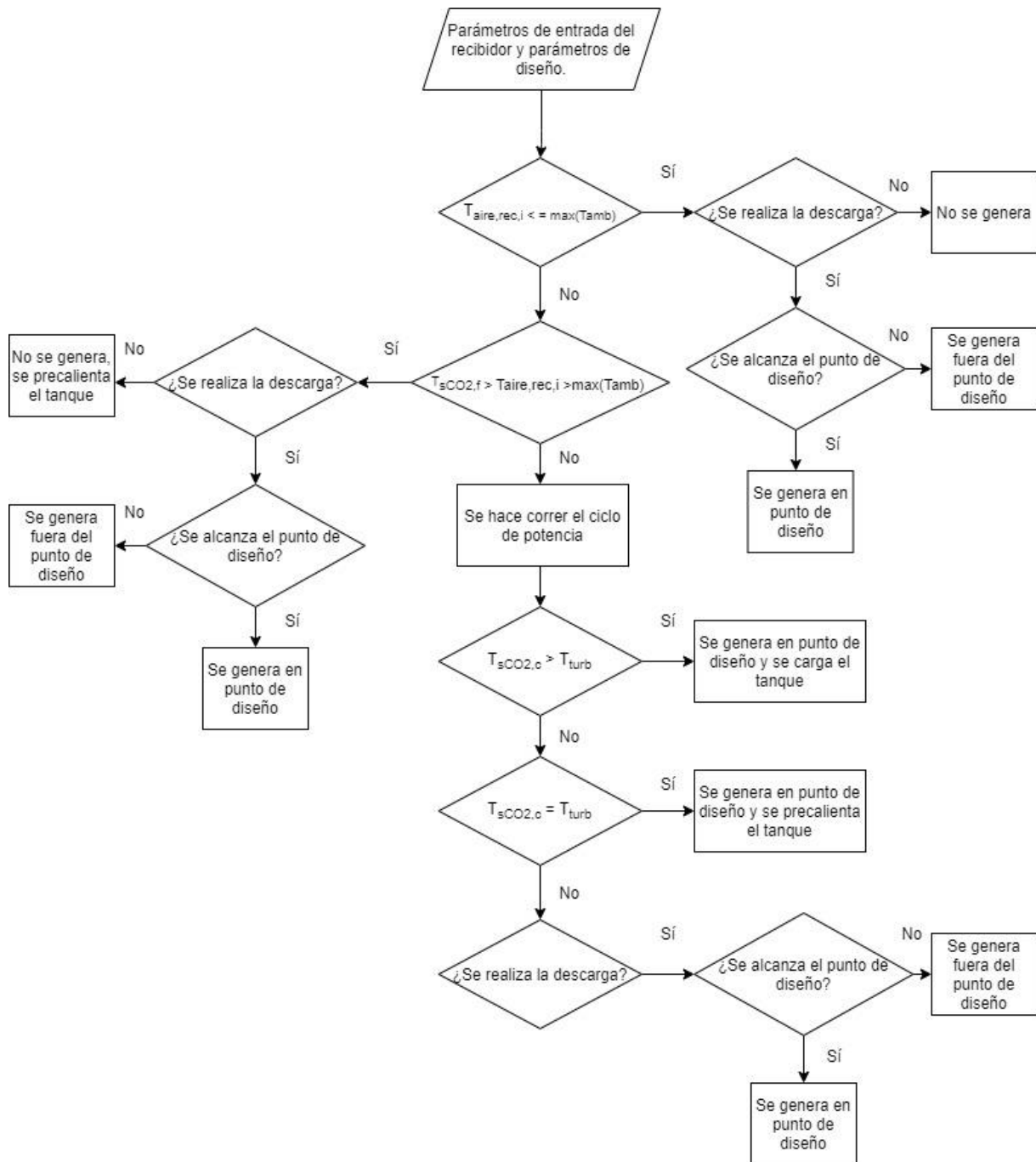


Figura 4.9: Diagrama de flujo del algoritmo de integración.

Donde, $T_{aire,rec,i}$, T_{amb} y T_{turb} corresponden a la temperatura del aire a la salida del receptor para cierta hora del día, a la temperatura ambiente y a la temperatura de diseño de la turbina respectivamente; $T_{sCO2,f}$ representa la temperatura del sCO_2 frío en el ciclo de potencia; y $T_{sCO2,c}$ la temperatura del sCO_2 calentado por el aire del receptor en el bloque de intercambiadores de calor.

Como es de esperarse, no es sencillo llevar a cabo la interoperabilidad de los diversos modelos numéricos y computacionales. Sin embargo, se logra llevar a cabo una propuesta de integración de dos pasos que permite aplicar y analizar la interoperabilidad de un campo de heliostatos, un receptor volumétrico, un almacenador tipo Packed Bed, un intercambiador de aire- sCO_2 y un ciclo de potencia de sCO_2 . Esta propuesta de trabajo busca poder simular y evaluar una planta CSP poco convencional al día de hoy.

Capítulo 5

5. Resultados

Una vez integrados todos los modelos numéricos, se procede a evaluar el funcionamiento de la planta de concentración de potencia que funciona con aire y que genera una potencia eléctrica de diseño igual a $1,5 \text{ MW}_e$, y, donde el ciclo de potencia de $s\text{CO}_2$, alcanza una eficiencia de diseño de 43,7 %. La temperatura de operación de la planta corresponde a 700°C (igual a la temperatura objetivo en el receptor) y se consideró una temperatura de diseño de la turbina equivalente a 600°C . El resto de los parámetros de entrada para el sistema de control son presentados en la *Tabla B.13.* del Anexo B.

En primer lugar, en la *Figura 5.1* se muestra una evaluación del comportamiento de la planta para el día 15 de mayo, donde existe una alta radiación solar. Se observa que, durante el día, la planta genera electricidad a partir de las 8 hasta las 20 horas, alcanzando a las 12, 13 y 14 horas su punto de diseño y generando de manera continua $1,5 \text{ MW}_e$ durante este tiempo. Las líneas segmentadas muestran la potencia eléctrica de diseño y la eficiencia térmica de diseño. Las discontinuidades de las curvas son debido a que se lleva a cabo el proceso de descarga del almacenador.

Adicionalmente, se estima la eficiencia de la planta completa, la cual promedia un 11,7 % de eficiencia durante este día.

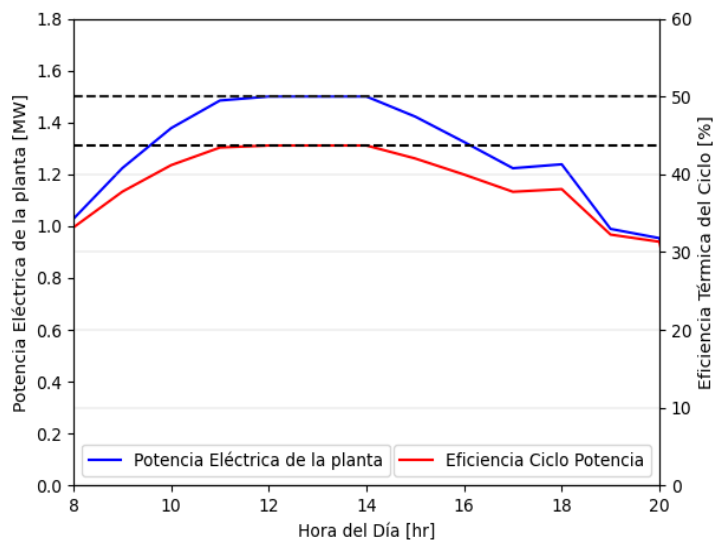


Figura 5.1: Potencia eléctrica generada y eficiencias del ciclo de potencia y de la planta completa para un día de alta radiación.

Al momento en que planta alcanza el punto de diseño, la energía térmica sobrante se utiliza para llevar a cabo la carga del sistema. Como se consideraron 1,5 horas de almacenamiento y

1,5 MW_e de potencia eléctrica en el punto de diseño, la capacidad del tanque debe ser de 2,25 MWh , la que se representa por una línea segmentada en el apartado d) de la *Figura 5.2*. El almacenador alcanza su capacidad máxima a las 15 horas y un flujo máximo de carga igual a 2,2 $kg\ s^{-1}$, según lo presentado en la sección b) de la *Figura 5.2*.

La descarga del sistema se lleva a cabo a partir de las 18 horas. A esta hora, se genera mediante el aire del recibidor y el de descarga. A las 19 y 20 horas, se genera únicamente con aire proveniente del almacenador, pues la radiación que impacta en el campo de heliostatos no alcanza a calentar el aire sobre la temperatura del sCO_2 frío. Para descargar, se utiliza el aire que viene del recibidor y, debido a que, a las 20 horas baja muchísimo esta temperatura por la radiación entrante, se aprovecha mucho más el calor del tanque en la descarga, como es de observarse en la sección e) de la *Figura 5.2*.

Por último, en las secciones c) y f) de la *Figura 5.2*. se presentan la potencia total generada por el ciclo sin considerar el almacenamiento y la potencia de entrada al campo de heliostatos, respectivamente. Acorde con la eficiencia de la planta, la potencia generada es alrededor de un orden de magnitud menos que la que impacta al campo para un día de alta radiación.

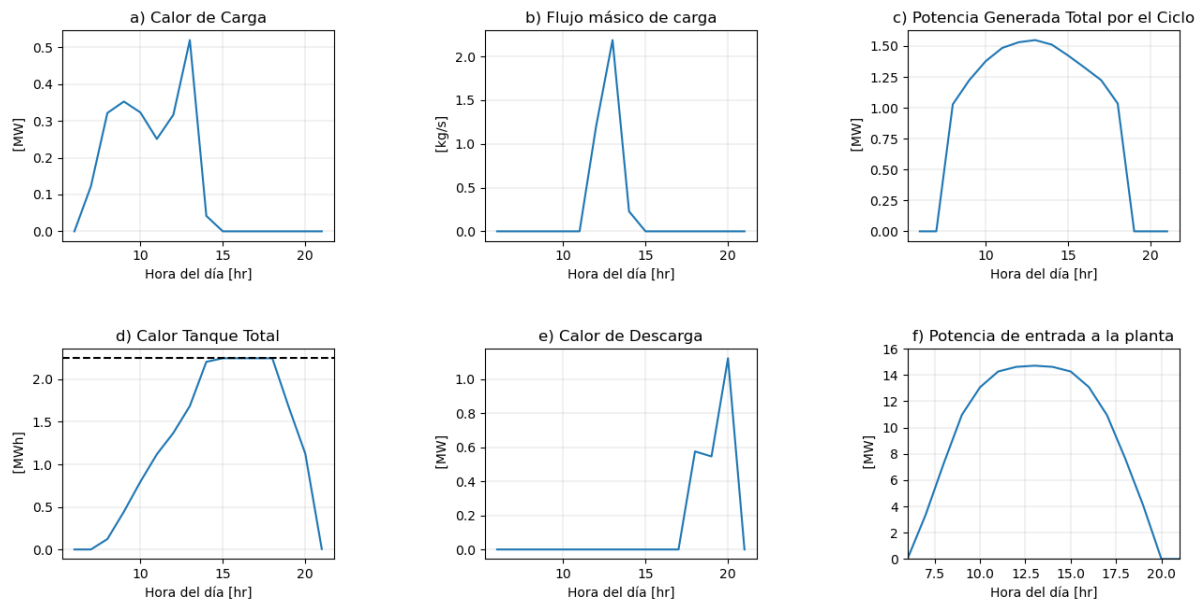


Figura 5.2: Análisis del almacenador, potencias de entrada a la planta y potencia de salida del ciclo para un día de alta radiación.

Por otro lado, se lleva a cabo una evaluación de la planta para el día de baja radiación, específicamente el 15 de diciembre, con los mismos datos nominales, salvo por la temperatura de la roca inicial, la cual converge a los 409 °C.

La potencia generada por la planta decae muchísimo, según lo presentado en la *Figura 5.3*. La planta logra generar a partir de las 11 horas de la mañana hasta las 17 horas de la tarde. Además, se observa que la planta no llega a su punto de diseño en ninguna ocasión y la eficiencia del ciclo de potencia alcanza tan solo un 37,7 %.

Por su parte, la eficiencia de la planta completa para el día de baja radiación solar promedia un valor de 16,7%.

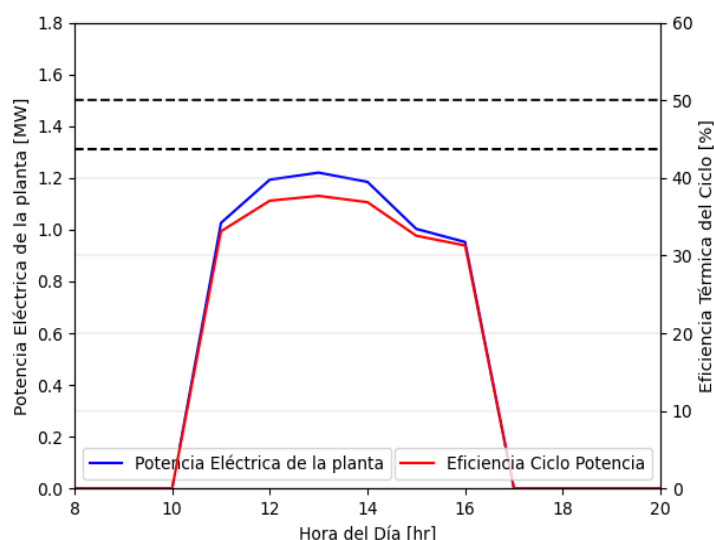


Figura 5.3: Potencia eléctrica generada y eficiencias del ciclo de potencia y de la planta completa para un día de baja radiación.

Debido que la planta no alcanza el punto de diseño, en ningún caso se lleva a cabo la carga del almacenador, por lo que el flujo másico de carga es equivalente a 0 en todo momento. El calor de carga que se ve en la sección *a)* de la *Figura 5.4.*, proviene del precalentamiento del tanque. Este, alcanza un total de alrededor de 0,5 *MWh*, de los cuales, se aprovecha casi su totalidad en la única descarga que se realiza a las 16 horas, según el apartado *e)*.

Por otro lado, la potencia eléctrica generada por el ciclo alcanza alrededor de 1,2 MW_e , versus los 8,9 *MW* de entrada a la planta para esa misma hora del día, según lo presentado en la sección *c)* y *f)* de la *Figura 5.4.*

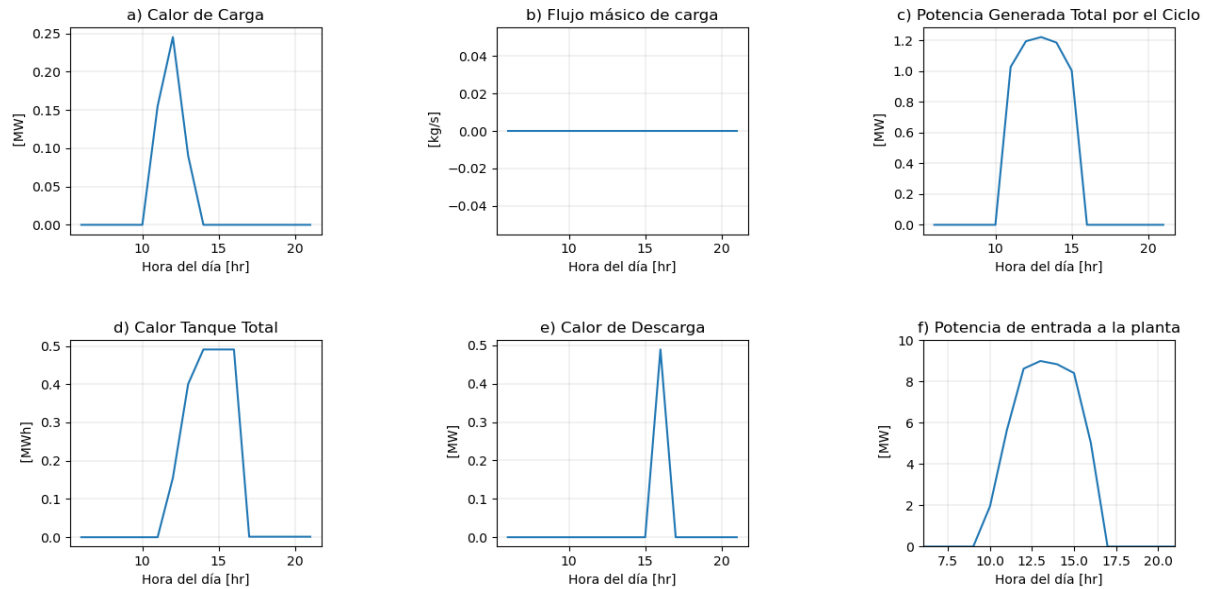


Figura 5.4: Análisis del almacenador, potencias de entrada a la planta y potencia de salida del ciclo para un día de baja radiación.

Una vez vista la respuesta de la planta para un día con alta y baja radiación, se procede a estudiar el impacto de la temperatura de diseño de la turbina en la eficiencia del ciclo. Por ello, se tomaron cinco casos, en donde se fue aumentando tanto, la temperatura de la turbina (entre 600 y 700 °C), como la temperatura de operación de la planta (entre 700 y 800 °C). Para ambos casos, se fue aumentando de a 25 °C.

Como es de esperarse, en la *Figura 5.5* se aprecia que la eficiencia del ciclo va aumentando acorde a la temperatura de la turbina, donde los valores máximos de las curvas van desde los 43,7% hasta los 49,3 %. En las *Tablas B.13.*, *B.14.*, *B.15.* y *B.16.*, se muestran los valores nominales del ciclo para cada temperatura de la turbina.

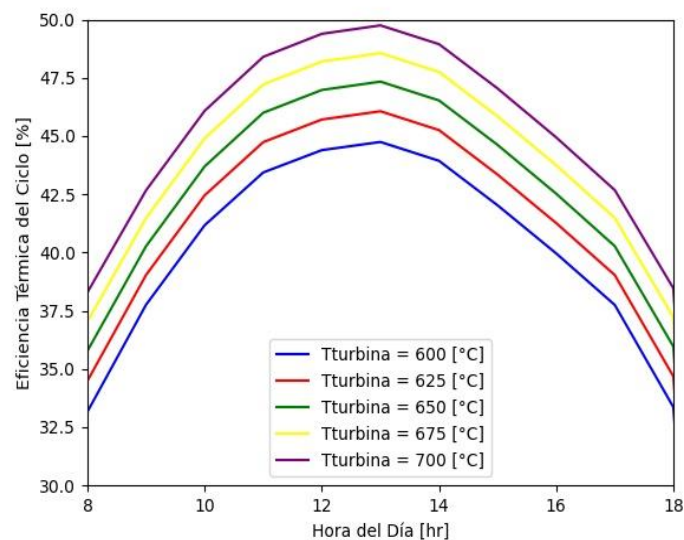


Figura 5.5: Eficiencia del ciclo de potencia de sCO_2 en función de la temperatura de operación y de la turbina.

En el último estudio, se busca ver la respuesta del sistema de control y de la potencia generada por el ciclo de potencia de la planta al aumentar únicamente la temperatura de operación bajo los mismos rangos que para el estudio anterior. En la *Figura 5.6*, se observa la potencia eléctrica generada a distinta temperatura de operación sin considerar almacenamiento. Se aprecia, que esta aumenta acorde lo hace la temperatura de operación de la planta o temperatura objetivo en el modelo del receptor. Para una temperatura de operación de 750, 775 y 800 °C, la planta logra generar a partir de las 7 de la mañana hasta las 19 horas de la tarde. Mientras que, para los otros dos casos, solo genera de 8 a las 18 horas del día. Además, la potencia máxima alcanzada para una temperatura de operación de 800 °C, corresponde a 1,65 MW_e .

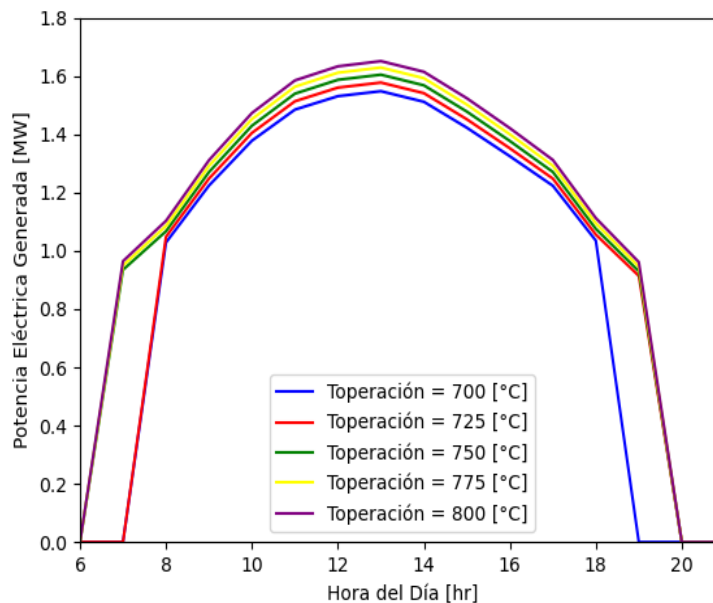


Figura 5.6: Potencia generada por el ciclo en función de la temperatura de operación de la planta.

Finalmente, en la *Tabla 5.1* se muestra una estimación de la cantidad de energía eléctrica generada durante el día considerando las distintas temperaturas de operación de la planta.

Tabla 5.1: Cantidad de energía eléctrica estimada para un día de generación a distintas temperaturas de operación de la planta.

Temperatura de operación de la planta °C	Energía Generada durante el día MWh
700	14,8
725	16,0
750	17,3
775	17,6
800	17,8

Capítulo 6

6. Conclusiones

Este trabajo tenía como propósito desarrollar un algoritmo de integración entre modelos computacionales de un campo de heliostatos, un receptor volumétrico, un almacenador tipo Packed Bed, un intercambiador de aire- sCO_2 y un ciclo de potencia Brayton de sCO_2 con tal de evaluar a diferentes condiciones de operación una planta CSP que opera con aire como fluido de trabajo.

En base a una revisión bibliográfica, se puede decir que la mayoría de las plantas CSP utilizan sales fundidas como HTF y ciclos Rankine de vapor, sin embargo, se pueden lograr grandes beneficios utilizando aire como fluido de trabajo, debido a la alta temperatura que alcanza, lo que permite acoplar a este tipo de plantas, distintos ciclos de potencia que puedan alcanzar mayores eficiencias, como lo son el ciclo Brayton de sCO_2 , o incluso, ciclos combinados. Sin embargo, es imperioso seguir desarrollando tecnologías como receptores volumétricos y almacenadores térmicos que utilicen materiales sólidos, para lograr una mayor viabilidad de este tipo de centrales. Al día de hoy, no se encontraron trabajos similares en donde se integren y simulen plantas CSP que operen con aire como HTF. Toma (17) y Wang (18) integran ciclos Brayton de sCO_2 a plantas CSP que utilizan sales fundidas y concluyen que, debido a los límites de temperatura de las sales, no se puede aprovechar del todo el beneficio que trae este tipo de ciclos de potencias a las plantas de concentración solar, por lo que se fundamenta la utilización de aire como HTF.

Durante el trabajo, se modeló numéricamente y de manera transiente, un almacenador térmico tipo Packed Bed, el cual, a pesar de despreciar varios elementos de transferencia de calor, tuvo una respuesta térmica bastante cercana al modelo empírico desarrollado por Esence (24).

Un modelo de intercambiador de placas paralelas que opera con aire- sCO_2 fue desarrollado de manera unidimensional en el espacio y estacionario en el tiempo. Este, tuvo gran semejanza al modelo experimental de Kragh (29) a pesar de su sobreestimación de temperaturas, la cual se asocia a las nulas pérdidas térmicas que considera el modelo. Tanto para este modelo como para el del almacenador, la gran dificultad fue estimar los coeficientes de transferencia de calor, para los cuales se utilizaron correlaciones presentadas por la literatura. Ambos modelos se pueden aplicar a distintas condiciones de diseño, según lo requerido.

Como ya se ha mencionado, no fue sencillo llevar a cabo la interoperabilidad de los diversos modelos numéricos y la unión de sus entradas y salidas. Las mayores complicaciones fueron causadas por la poca convergencia entre ellos, los diversos lenguajes computacionales que presentaban y, en ocasiones, lo poco legible que eran los códigos. Es por ello, que se tuvo que recurrir a seccionar esta integración en dos pasos presentados en el capítulo cuatro. En el primero, se une el campo de heliostatos con el receptor a partir de archivos CSV legibles

por ambos códigos. Y en el segundo paso, se desarrolló un script de *Python* que funciona de manera iterativa y que permite controlar y evaluar la planta CSP a diversas condiciones operacionales durante un día del año.

Acorde al último objetivo del trabajo, se pudo evaluar una planta de CSP que opera con aire y que posee un diseño basado en la planta de Jülich de Alemania, para un día de alta y baja radiación solar. Para el primer caso, se obtuvo que la planta genera energía eléctrica entre las 8 y las 20 horas del día, alcanzando en tres ocasiones su punto de diseño ($1,5 MW_e$ y 43,7% de eficiencia térmica en el ciclo), saturando el almacenador a las 13 horas del día y promediando una eficiencia de la planta del 11,7 %. Para el segundo caso, la potencia eléctrica generada decayó bastante, pues solo pudo entregar energía eléctrica a la red entre las 11 y las 16 horas del día, alcanzando un máximo de $1,2 MW_e$, una eficiencia del ciclo igual a 37,7 % y una eficiencia de la planta promedio de 16,7 %.

Para complementar, se evaluó el comportamiento del ciclo de potencia al variar la temperatura de la turbina y de operación de la planta. Por ello, se fue aumentando estas dos temperaturas de a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que mostró que el ciclo aumenta su eficiencia térmica de manera uniforme, alcanzando un máximo de 49,3 % cuando la temperatura de la turbina equivale a $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la de operación a $800\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Por último, se estudió el impacto en la potencia y energía eléctrica generada por la planta al variar de a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ la temperatura de operación. Se obtuvo que para una temperatura de 750, 775 y $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ la planta logró generar sobre $17 MWh$ de energía eléctrica durante el día, mientras que para el resto de los casos (700 y $725\text{ }^{\circ}\text{C}$) no superó los $16 MWh$.

7. Referencias

1. **Piñas, Rodríguez.** *Modelización de planta de concentración solar con fluidos avanzados*. Sevilla : s.n., 2019.
2. **Solar Power & Chemical Energy Systems.** Solarpaces. [En línea] Enero de 2020. <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>.
3. **Zunft S., Hänel M., Krüger M., Dreißigacker V., Göhring F., Wahl E.** *Jülich solar power tower—experimental evaluation of the storage subsystem and performance calculation*. Berlín : s.n., 2011.
4. **Serrano Gallar, L.** *Modelización y simulación de la configuración de un campo solar para centrales termosolares de torre: influencia de la óptica del concentrador sobre la generación de energía*. Madrid : s.n., 2016.
5. **Ramón Blanco, L.** *Análisis y optimización del diseño de los tubos de un receptor solar de torre central*. Madrid : s.n., 2019.
6. **Martínez Saperas, V. M.** *Estado del arte y evaluación técnica de la generación termosolar de electricidad*. Santiago de Chile : s.n., 2007.
7. **Aurelio, A. Z.** *Diseño básico de planta solar termoeléctrica de 100 kW*. Sevilla : s.n., 2010.
8. **Dorado, J.** *Molten Salt Storage*. California : s.n., 2015.
9. **Schlipf D., Stepper R. , Schneider G.** *Tecnología de Almacenamiento de CSP*. 2017.
10. **K., Clifford.** *Concentrating Solar Power and Thermal Energy Storage*. . Nuevo México : s.n., 2016.
11. **González Suarez, A.** *Estado del Arte de los Sistemas de Almacenamiento en Centrales Solares de Concentración*. Sevilla : s.n., 2019.
12. **Behar O., Khellaf A., & Mohammedi K.** *A review of studies on central receiver solar thermal power plants*. Bourmerdes : s.n., 2013.
13. **Feher, E. G.** *The Supercritical Thermodynamic Power Cycle*. Gran Bretaña : s.n., 1968.
14. **Correa, F.** *Modelación y optimización de ciclos de Brayton de recompresión con sCO₂ en estado cuasi-estacionario para diferentes condiciones ambientales y de operación*. Santiago de Chile : s.n., 2019.
15. **Weinstein, L. A., Loomis, J., Bhatia, B., Bierman, D. M., Wang, E. N., & Chen, G.** *Concentrating solar power*. . Massachusetts : s.n., 2015.
16. **Steag.** Energy Services. [En línea] 2020. https://www.steag-energyservices.com/uploads/pics/IT_Solutions_EBSILON_Professional_eng_01.pdf.

17. **Toma, Loretta.** *Operating strategy of thermal energy storage system for a solar tower CSP plants with supercritical CO₂ cycle.* Milan : s.n., 2017.
18. **Kun Wang, Ya-Ling He.** *Thermodynamic analysis and optimization of a molten salt power tower integrated with a recompression supercritical CO₂ Brayton cycle based on integrated modeling.* Shaanxi : s.n., 2016.
19. **Urrutia, A.** *Estrategia de mitigación a perturbaciones generadas por nubes sobre una planta de concentración solar de potencia (CSP).* Santiago de Chile : s.n., 2019.
20. **DIMEC.** *Informe de Hito Crítico.* Santiago de Chile : s.n., 2018.
21. **Schumann, T. E.W.** *Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism.* Pensilvania : s.n., 1929.
22. **Esence, T., Bruch, A., Molina, S., Stutz, B., & Fourmigue, J. F.** *A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems.* Grenoble : s.n., 2017.
23. **Gunn, D.J.** *Transfer of heat or mass to particles in fixed and fluidised beds.* Swansea : s.n., 1978.
24. **Esence, T., Desrues, T., Fourmigué, J. F., Cwicklinski, G., Bruch, A., & Stutz, B.** *Experimental study and numerical modelling of high temperature gas/solid packed-bed heat storage systems.* Grenoble : s.n., 2019.
25. **Nellis G., Klein S.** *Heat Transfer.* Nueva York : s.n., 2009.
26. **Yanus A. Cengel., Afshin J. Ghajar.** *Heat and Mass Transfer.* Ciudad de México : Mc Graw Hill, 2011.
27. **Shah, R. K., & London, A. L.** *Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data.* Nueva York : s.n., 2014.
28. **Kakaç, S., Shah, R. K., & Aung, W.** *Handbook of single-phase convective heat transfer.* 1987.
29. **Kragh, J., Rose, J., Nielsen, T. R., & Svendsen, S.** *New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates.* Lyngby : s.n., 2007.
30. **Pitot de la Beaujardiere, Jean Francois P. Reuter, Hanno C.R.** *A review of performance modelling studies associated with open volumetric receiver CSP plant technology.* Durban : s.n., 2018.
31. **ONREL.** *Concentrating Solar Power Projects.* [En línea] 12 de Febrero de 2013. <https://solarpaces.nrel.gov/julich-solar-tower>.

Anexo A

Figuras

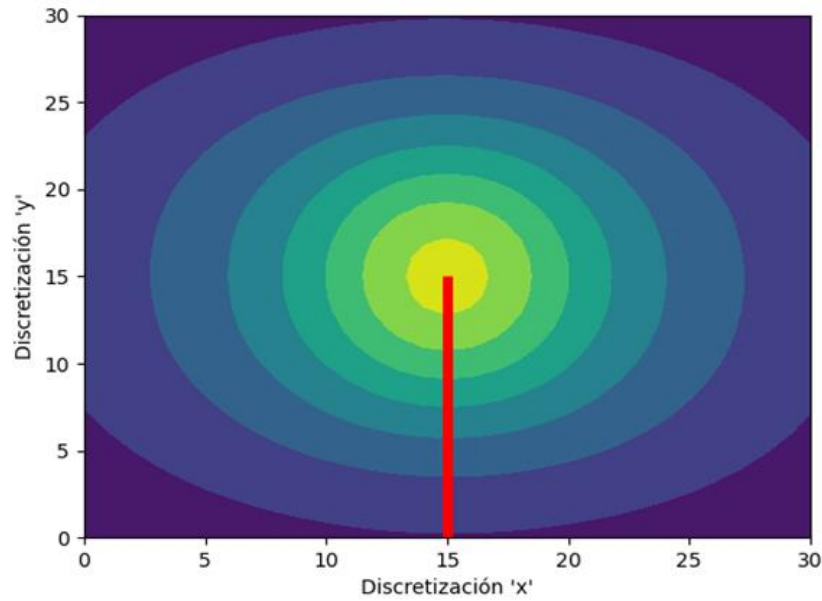


Figura A.1: Ejemplo perfil de radiación extraído del modelo del campo de heliostatos con su distribución de irradiación para el 15 de mayo a las 12 pm.

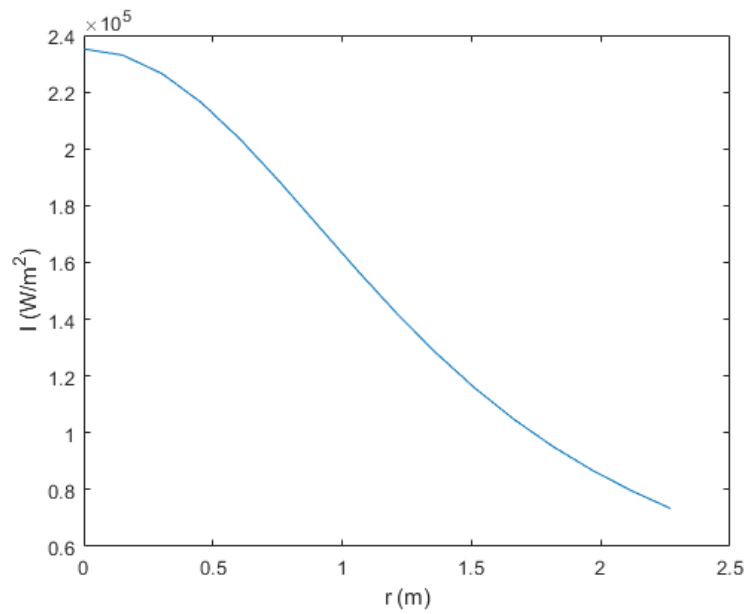


Figura A.2: Distribución de irradiación señalada en *Figura A.1*. en función del radio de la gaussiana.

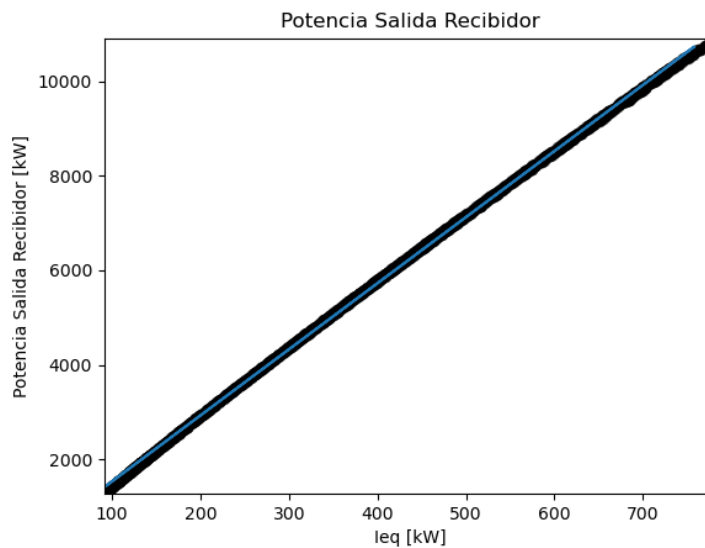


Figura A.3: Potencia de salida del recibidor al evaluar anualmente el modelo, con su regresión lineal.

Anexo B

Tablas

Tabla B.1: Tabla comparativa entre los distintos tipos de receptores estudiados.

Tipo receptor	Ventajas	Desventajas
Externos	Más simples y menos costosos	Mayor pérdida de radiación (mayores factores de forma y reflexión)
De Cavidad	Más adiabáticos, por ende, reducen los efectos transitorios al cambio de condiciones de entorno (nubes)	Presenta mayores costos de fabricación (mayor volumen y número de componentes)
Volumétrico	Permite trabajar con fluidos a mayores temperaturas	Viabilidad limitada, pues utiliza fluidos con malas propiedades de transferencia de calor

Tabla B2: Tabla comparativa de los distintos fluidos existentes para las plantas de CSP.

Fluido	Características
Agua/vapor	Hasta los 530 [°C]; Altas presiones; Expande directamente en el ciclo de potencia.
Sales fundidas	Relativamente baratas y no tóxicas; Alcanza los 550 [°C]; Se vuelven corrosivas e inestables a mayores temperaturas; Se deben mantener sobre los 250 [°C] para evitar solidificación.
Aire	Posee gran estabilidad; puede alcanzar sobre los 1000 [°C]; muy abundante; bajo costo.

Tabla B.3: Tabla resumen de las tecnologías que se utilizan en una central CSP con receptor en forma de torre.

Tecnología	Descripción
Campo de Heliostatos	→ Permite concentrar la radiación solar en el receptor de la planta. → Posee dos configuraciones, circular o Norte/Sur. → Posee un complejo sistema de control, el cual una de sus funciones es regular la cantidad radiación incidente en el receptor para controlar temperaturas de operación en el receptor.
Receptor	→ Permite traspasar la energía radiativa al HTF en forma de calor. → Existen tres tipos: de cavidad, externos y volumétricos
Fluido de Trabajo	→ Permite transportar la energía absorbida en el receptor al ciclo de potencia. → Existen sistemas que funcionan con: agua/vapor, sales fundidas (más utilizado), sodio líquido y aire.
Almacenamiento Térmico	→ Permite almacenar la energía absorbida por el HTF en el receptor para utilizarla en horas de mayor demanda energética. → Existen tres formas de almacenamiento: por calor sensible, calor latente y termoquímico. → En los de calor sensible, nos encontramos primordialmente con tanques fríos y caliente de sales fundidas. Se estudia la posibilidad de aplicar materiales sólidos para almacenamiento.

Ciclo de Potencia	→ Permite transformar la energía en forma de calor a energía eléctrica. → Se cuenta con ciclos Rankine (más utilizado), Brayton y Combinados en la actualidad. → Surge la posibilidad de mejorar la eficiencia del ciclo utilizando sCO_2 en un ciclo Brayton. ❖ sCO_2 es un gas casi incompresible con altas densidades de energía que permite trabajar a mayores temperaturas y disminuir tamaño de compresor y turbina del ciclo, abaratando costos. ❖ Existen tres ciclos asociados a este gas: simple, con recompresión (más usado) y con enfriamiento parcial.
-------------------	--

Tabla B.4: Extracción de tabla presentada por Reuter (30) para detallar los softwares utilizados por diversos autores en la modelación de sistemas solares

Estudio	Software de implementación			
	Campo de Helioestatos	Recibidor	Almacenamiento	Ciclo de Potencia
1. Yebra et al. [79]	—	<i>Dymola</i>	<i>Dymola</i>	<i>Dymola</i>
2. Álvarez et al. [80]	—	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
3. Alexopoulos et al. [81]	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
4. Alexopoulos et al. [82]	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
5. Alexopoulos et al. [83]	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
6. Romero et al. [19]	<i>DELSOL</i>	<i>SOLERGY</i>	<i>SOLERGY</i>	<i>SOLERGY</i>
7. Koll et al. [11]	—	—	—	—
8. Rau et al. [88]	—	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
9. Gall et al. [89]	<i>STRAL</i>	<i>Dymola</i>	<i>Dymola</i>	<i>Dymola</i>
10. Dersch et al. [90]	<i>GREENIUS</i>	<i>GREENIUS</i>	<i>GREENIUS</i>	<i>GREENIUS</i>
11. Ertl [92]	<i>HFLCAL</i>	<i>EES</i>	<i>EBSILON</i>	<i>EBSILON</i>
12. Reddy et al. [93]	<i>MATLAB</i>	—	—	<i>EES</i>
13. Coelho et al. [94]	<i>HFLCAL</i>	<i>EBSILON</i>	—	<i>EBSILON</i>
14. Yamani et al. [96]	<i>TRNSYS</i>	<i>TRNSYS</i>	<i>TRNSYS</i>	<i>TRNSYS</i>
15. Ouali et al. [97]	<i>GREENIUS</i>	<i>GREENIUS</i>	<i>GREENIUS</i>	<i>GREENIUS</i>
16. Pitot de la Beujardiere and Reuter [3]	—	<i>EES</i>	—	<i>ESS</i>
17. Alexopoulos et al. [98]	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
18. Coelho et al. [99]	<i>HFLCAL</i>	<i>EBSILON</i>	—	<i>EBSILON</i>
19. Coelho et al. [10]	<i>HFLCAL</i>	<i>EBSILON</i>	—	<i>EBSILON</i>
20. Rau et al. [101]	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
21. Latzke et al. [102]	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	—	<i>MATLAB</i>

22. Buck et al. [411]	<i>HFLCAL</i>	—	—	<i>IPSEpro</i>
23. Eck et al. [42]	<i>HFLCAL</i>	—	—	<i>IPSEpro</i>
24. Burgos [2]	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
25. Heller and Gauché [39]	—	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
26. Heller and Hoffmann [103]	—	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>
27. Heller and Hoffmann [104]	—	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>	<i>MATLAB</i>

Tabla B.5: Principales materiales y sus propiedades térmicas utilizados en almacenadores tipo packed-bed presentadas por Esence. (22)

Sólido	Densidad $kg\ m^{-3}$	C_p $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Conductividad $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
<i>Cuarcita</i>	2600	850	5,5
<i>Basalto</i>	2900	900	2,0
<i>Concreto</i>	2200	850	1,5
<i>Ladrillos</i>	3200	800	1,6
<i>Cerámica</i>	3550	900	1,3
<i>Alúmina</i>	4000	900	11

Tabla B.6: Correlaciones para el cálculo del coeficiente convectivo entre el fluido y el sólido utilizado en almacenadores tipo packed-bed detalladas por Esence. (22)

Publicación	Correlación	Dominio
Rainz (1952)	$Nu = 2 + 1.8 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{1/3}$	Rocas esféricas uniformes.
Beck (1962)	$Nu = 3,22 \cdot (RePr)^{1/3} + 0.177Re^{0.8}Pr^{0.4}$	Reynolds sobre 40.
Gupta and Thodos (1962)	$Nu = \frac{RePr^{1/3}}{\varepsilon} \cdot (0,0108 + \frac{0,929}{Re^{0.58} - 0,483})$	Rocas esféricas uniformes y Reynolds mayor a 20.
Whitaker (1972)	$Nu = \frac{(1 - \varepsilon)Pr^{1/3}}{\varepsilon} \cdot [0,5 \left(\frac{Re}{1 - \varepsilon}\right)^{0.5} + 0,2 \left(\frac{Re}{1 - \varepsilon}\right)^{2/3}]$	Para almacenadores no estructurados y partículas no cúbicas.
Ghupta et al. (1974)	$Nu = \frac{Pr^{1/3}}{\varepsilon} [2,876 + 0,3023Re^{0.65}]$	Para Reynolds sobre 10.
Gunn (1978)	$Nu = (7 - 10\varepsilon + 5\varepsilon^2) \cdot (1 + 0,7Re^{0.2}Pr^{1/3}) + (1,33 - 2,4\varepsilon + 1,2\varepsilon^2) \cdot Re^{0.7}Pr^{1/3}$	Rocas esféricas uniformes y Reynolds bajo 10^5 .

Tabla B.7: Parámetros de diseño de la planta de Jülich. (31)

Parámetro	Valor
Potencia eléctrica nominal	1,5 MW _e
Horas de almacenamiento	1,5 hrs
Ubicación	50° 54'54'' N; 6° 23'16'' E
Temperatura de operación de la planta	700 °C
Tipo de recibidor	<i>Volumétrico Plano</i>
Altura del recibidor	60 m
Área del recibidor	22 m ²
Número de Heliostatos	2153
Área de apertura de Heliostato	8,2 m ²
Fluido de trabajo	<i>Aire</i>

Tabla B.8: Parámetros de entrada del campo de heliostatos.

Parámetro	Valor
Día del año	<i>A evaluar</i>
Meridiano estándar (ojo con signo)	15 °
Meridiano real o local	51,3 °
Altura de la torre	60 m
Número de Heliostatos	2153
Alto del espejo	$\sqrt{8,2} \text{ m}$
Ancho del espejo	$\sqrt{8,2} \text{ m}$
Configuración del panel del receptor	<i>Plano</i>
Configuración del campo de helióstatos	<i>Configuración Sur</i>
Alto del receptor	$\sqrt{22} \text{ m}$
Ancho del receptor	$\sqrt{22} \text{ m}$
Discretización en plano x del receptor	31
Discretización en plano y del receptor	31

Tabla B.9: Parámetros de entrada del recibidor volumétrico.

Parámetro	Valor
Altura minicanal	2 mm
Largo minicanal	40 mm
Ancho de la pared	0,5 mm
Porosidad	0,64
Factor de retorno	0
Presión ambiental	101314 Pa
Temperatura ambiental	25 °C
Temperatura objetivo de salida del aire	700 °C
Constante de los gases ideales	286,8833 J kg ⁻¹ K ⁻¹

Constante de Stefan Boltzmann	$5,67e^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$
Densidad del sólido	3200 kg m^{-3}
Conductividad térmica del sólido	$80 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
C_p del sólido	$750 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Emisividad del sólido	0,92
Discretización en plano x	31

Tabla B.10: Parámetros de diseño del almacenador de rocas.

Parámetro	Valor
Forma tanque	<i>Cilíndrico</i>
Alto tanque	3,5 m
Diámetro tanque	2,5 m
Material de las rocas	<i>Alúmina</i>
Forma de las rocas	<i>Esféricas</i>
Diámetro de las rocas	19 mm
Volumen total de rocas	$11,45 \text{ m}^3$
Área transferencia de calor	$3616,96 \text{ m}^2$

Tabla B.11: Parámetros de diseño de los intercambiadores de calor de placa paralela.

Parámetro	Valor
Flujo	<i>Paralelo</i>
Material placas	<i>Aluminio</i>
Cantidad de par de placas	50
Largo	3 m
Ancho	1 m
Espesor de las placas	0,5 mm
Altura canal corriente caliente	2,2 mm
Altura canal corriente fría	2,2 mm

Tabla B.12: Parámetros de entrada del ciclo de potencia de $s\text{CO}_2$

Parámetro	Valor
Potencia neta de salida	$1,5 \text{ MW}_e$
Flujo másico del $s\text{CO}_2$	$15,22 \text{ kg s}^{-1}$
Temperatura fría del $s\text{CO}_2$	$414,77 \text{ }^\circ\text{C}$
Porcentaje de caída de presión	1 %
Presión de entrada al compresor	$8e^6 \text{ Pa}$
Presión de salida del compresor	$2,5e^7 \text{ Pa}$
Temperatura de entrada a la turbina	$600 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de entrada al compresor	$32 \text{ }^\circ\text{C}$
Revoluciones de diseño	$7,5e^4 \text{ rad s}^{-1}$
Temperatura ambiente	$25 \text{ }^\circ\text{C}$
UA de los recuperadores de calor	$0,5 \text{ MW m}^2 \text{ K}^{-1}$

Eficiencia del compresor	0.68
Eficiencia de la turbina	0,86
Eficiencia del recompresor	0.68

Tabla B.13: Parámetros de entrada al sistema de control para la evaluación de un día bueno y malo de radiación y una temperatura de operación de 700 °C.

Parámetro	Valor
Flujo másico del sCO_2	15,22 $kg\ s^{-1}$
Temperatura fría del sCO_2	414,77 °C
Temperatura de la turbina	600 °C
Potencia nominal de la planta	1,5 MW_e
Eficiencia nominal del ciclo de potencia	0,437
Calor a aprovechar para alcanzar la potencia nominal	3,538 MW_t
Temperatura de la roca inicial	377 °C

Tabla B.14: Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 725 °C.

Parámetro	Valor
Flujo másico del sCO_2	14,75 $kg\ s^{-1}$
Temperatura fría del sCO_2	442,63 °C
Temperatura de la turbina	625 °C
Potencia nominal de la planta	1,5 MW_e
Eficiencia nominal del ciclo de potencia	0,448
Calor a aprovechar para alcanzar la potencia nominal	3,371 MW_t
Temperatura de la roca inicial	400 °C

Tabla B.15: Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 750 °C.

Parámetro	Valor
Flujo másico del sCO_2	14,12 $kg\ s^{-1}$
Temperatura fría del sCO_2	464,82 °C
Temperatura de la turbina	650 °C
Potencia nominal de la planta	1,5 MW_e
Eficiencia nominal del ciclo de potencia	0,461
Calor a aprovechar para alcanzar la potencia nominal	3,284 MW_t
Temperatura de la roca inicial	412 °C

Tabla B.16: Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 775 °C.

Parámetro	Valor
Flujo másico del sCO_2	13,55 $kg\ s^{-1}$
Temperatura fría del sCO_2	487,01 °C

Temperatura de la turbina	675 °C
Potencia nominal de la planta	1,5 MW _e
Eficiencia nominal del ciclo de potencia	0,473
Calor a aprovechar para alcanzar la potencia nominal	3,206 MW _t
Temperatura de la roca inicial	412 °C

Tabla B.17: Parámetros de entrada al sistema de control para una temperatura de operación igual a 800 °C.

Parámetro	Valor
Flujo másico del sCO ₂	13,02 kg s ⁻¹
Temperatura fría del sCO ₂	509,24 °C
Temperatura de la turbina	700 °C
Potencia nominal de la planta	1,5 MW _e
Eficiencia nominal del ciclo de potencia	0,487
Calor a aprovechar para alcanzar la potencia nominal	3,134 MW _t
Temperatura de la roca inicial	425 °C