



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

LEY DE ESCALAMIENTO DE COSTO-CAPACIDAD PARA PLANTAS CSP DE  
COLECTORES PARABÓLICOS CON SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE  
ESTANQUE TERMOCLINO

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ISMAEL AGUSTÍN PÉREZ VIVEROS

PROFESOR GUÍA:

RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

ALVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE

2017

## **RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL**

**TÍTULO DE:** Ingeniero Civil Mecánico

**POR:** Ismael Agustín Pérez Viveros

**FECHA:** 25/01/2017

**PROFESOR GUÍA:** Ramón Frederick González

### **LEY DE ESCALAMIENTO DE COSTO-CAPACIDAD PARA PLANTAS CSP DE COLECTORES PARABÓLICOS CON SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE ESTANQUE TERMOCLINO**

El presente trabajo tiene por objetivo general desarrollar la ley de escalamiento de costo-capacidad de las plantas CSP (Concentrated Solar Power) de colectores solares cilindro parabólicos, considerando un sistema de almacenamiento térmico de tipo termoclino. Esta ley de escalamiento entrega información respecto a cómo se relaciona el costo físico de una planta CSP, con su capacidad. El trabajo se realiza en el marco de plantas de generación CSP de alta entalpía, cuyos recursos provienen de la radiación solar, usando colectores solares cilindro parabólicos para la recolección de la energía.

La metodología consiste en realizar en primera instancia una revisión bibliográfica de plantas CSP de colectores parabólicos y del sistema de almacenamiento térmico de doble estanque, para así determinar una ley de escalamiento preliminar. Luego, se realiza un dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino. Posteriormente este dimensionamiento es validado mediante una simulación computacional llevada a cabo en el módulo FLUENT de Ansys, la cual entrega el valor del rendimiento energético del estanque termoclino para cada caso estudiado. Con el dimensionamiento definido y la ley de escalamiento del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino determinada, se encuentran los costos del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino para cada planta CSP estudiada en la revisión bibliográfica. Finalmente se obtiene la ley de escalamiento definitiva, la cual determina la relación entre el costo físico y capacidad de plantas CSP de colectores parabólicos con sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino.

Como principales resultados se obtiene que:

- i) El exponente de escalamiento preliminar es de 0,7976
- ii) El rendimiento energético del estanque termoclino varía entre 0,916 y 0,975, dependiendo del caso estudiado y de la razón de aspecto del estanque.
- iii) El exponente de escalamiento definitivo es de 0,7892

Finalmente, se concluye que la tecnología del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino ofrece una leve mejoría en las economías de escala de las plantas CSP estudiadas, no obstante se justifica el uso de esta tecnología respecto a la opción de doble estanque.

## *Agradecimientos*

*Agradezco a mi familia por brindarme el apoyo incondicional para poder cumplir mis metas en todo ámbito. Agradezco a mi amada polola que siempre estuvo conmigo en los momentos difíciles y que también estuvo para celebrar el cumplimiento de mis objetivos. Agradezco a mis amigos que estuvieron presentes para compartir las cervezas de los días viernes (o lunes).*

*“The point of the journey is not to arrive” – Neil Peart*

# Tabla de Contenido

1-	Introducción .....	1
1.1-	Motivación .....	1
1.2-	Objetivo General.....	1
1.3-	Objetivos Específicos .....	2
1.4-	Alcances .....	2
2-	Metodología .....	3
3-	Antecedentes específicos.....	5
3.1	Plantas CSP .....	5
3.1.1	Sectores de una CSP.....	5
3.1.2	Tecnologías de CSP .....	7
3.1.3	Almacenamiento térmico .....	9
3.2	Contexto.....	13
3.2.1	Contexto Mundial.....	13
3.2.2	Contexto Nacional.....	15
3.3	Ley de escalamiento.....	18
3.3.1	Economías de escala.....	18
3.3.2	Normalización de datos de costos .....	18
3.4	Desarrollo físico-matemático de estanque de termoclina .....	20
3.4.1	Ecuaciones gobernantes .....	21
3.4.2	Rendimiento del estanque de termoclina .....	23
3.4.3	Dimensionamiento del estanque termoclino .....	23
3.5	Desarrollo numérico del estanque termoclino .....	26
4-	Resultados .....	29
4.1	Presentación de los resultados .....	29
4.1.1	Ley de escalamiento preliminar .....	29
4.1.2	Simulación numérica de estanque termoclino.....	33
4.1.3	Dimensionamiento estanque termoclino .....	38
4.1.2	Ley de escalamiento definitiva.....	39
4.2	Análisis de los resultados.....	40
5-	Discusión y conclusiones .....	43
5.1	Discusión .....	43
5.2	Conclusiones.....	46
6-	Bibliografía.....	47

Anexos .....	50
Anexo A: Base de datos de factores de tendencia. ....	51
Anexo B: Modelo desarrollado para ley de escalamiento .....	52
Anexo C: Simulación para caso: Razón de aspecto 1, Capacidad de planta CSP 80 (MW), Tiempo descarga 7,5 (hr) .....	53
Anexo D: Modelo desarrollado para el dimensionamiento del estanque termoclino .....	57

# Índice de Figuras

Figura 3.1: Layout simplificado de planta CSP usando tecnología de colectores solares parabólicos .....	5
Figura 3.2: Reflectores parabólicos.....	7
Figura 3.3: Elemento de captación de calor (HCE).....	8
Figura 3.4: Diferentes configuraciones posibles para el sistema TES. ....	11
Figura 3.5: Representación de un estanque de termoclina DMT. ....	13
Figura 3.6: Producción mundial de energía.....	13
Figura 3.7: Detalles de generación de energías renovables, por sector.....	14
Figura 3.8: Capacidad instalada de plantas CSP a través del tiempo. ....	15
Figura 3.9: Producción nacional de energía. ....	16
Figura 3.10: Capacidad de generación eléctrica por tecnología, en distintos años. ....	16
Figura 3.11: Evolución de inyección de ERNC desde vigencia de la ley 20.257. ....	17
Figura 3.12: Modelo de estanque de termoclina. ....	21
Figura 4.1: Gráfico de logaritmo natural del costo versus logaritmo natural de la capacidad de sistema de almacenamiento térmico de doble estanque. ....	31
Figura 4.2: Gráfico de logaritmo natural del costo versus logaritmo natural de la capacidad del sistema de almacenamiento térmico tipo termoclino.. ....	32
Figura 4.3: Gráfico de logaritmo natural del costo normalizado versus logaritmo natural de la capacidad de plantas. ....	33
Figura 4.4: Geometría del problema.....	35
Figura 4.5: Mallado de la geometría.....	35
Figura 4.6: Campo de temperaturas. Tiempo de 1 [hr]. ....	36
Figura 4.7: Fracción volumétrica del fluido frío entrante. Tiempo de 1 [hr].. ....	36
Figura 4.8: Campo de temperaturas. Tiempo de 4,5 (hr). ....	37
Figura 4.9: Fracción volumétrica del fluido frío entrante. Tiempo de 4,5 (hr). ....	37
Figura 4.10: Gráfico de la temperatura de salida de sal fundida caliente versus el tiempo de simulación.....	38
Figura 4.11: Gráfico de logaritmo natural del costo normalizado versus logaritmo natural de la capacidad de plantas, considerando sistema de almacenamiento térmico termoclino .....	40

# 1- Introducción

En junio del año 2013, la Cámara de Diputados de Chile aprobó el proyecto de Ley “20/25”, la cual fomenta la generación e integración de las energías renovables no convencionales en la matriz energética de Chile. Uno de los objetivos principales de esta ley es que para el año 2025 un 20% de la energía que se genera en Chile sea proveniente de fuentes renovables no convencionales (ERNC) [1]. A la fecha de julio de 2016 se tiene que la capacidad instalada de ERNC asciende al 12,65% (2.550 MW) de la capacidad instalada total en el país [2]. Por lo tanto se espera que para los próximos años la cantidad de proyectos de ERNC aumente para así alcanzar el porcentaje exigido por la ley, al año 2025. Ante este escenario, se vuelve necesario realizar estudios respecto de las economías de escala que existen en la instalación de distintas plantas, y además de la tecnología que se usa para llevar a cabo una generación de energía eléctrica sustentable y eficiente. Es por esto que en el presente trabajo se tratan estos 2 aspectos para la generación de energía mediante fuentes termosolares, en específico para las plantas CSP (Concentrating Solar Power) de colectores parabólicos, donde se logra encontrar la ley de escalamiento que relaciona el costo con la capacidad de la planta CSP, y además se logra identificar cómo afecta el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino en las economías de escala de las plantas CSP de colectores solares parabólicos.

## 1.1- Motivación

La motivación de esta memoria se resume en los siguientes puntos:

- El alumno posee interés en desarrollar un tema que a nivel país tiene un peso importante, como es el caso del fomento de las ERNC a nivel local. Esto debido a los requerimientos energéticos que se proyectan para los próximos años, y que están regulados mediante la Ley “20/25”.
- La obtención de la ley de escalamiento de las plantas CSP de concentradores parabólicos es un trabajo que no se ha realizado aún según las fuentes estudiadas, por lo que con esto se logra generar conocimiento en el ámbito de las ERNC.
- El alumno tiene interés en trabajar con software de simulación numérica CFD (Computational Fluid Dynamics), y además en la aplicación de esta herramienta en la simulación de un sistema de almacenamiento térmico.

## 1.2- Objetivo General

El objetivo general del presente trabajo es encontrar la ley de escalamiento que relacione el costo de plantas CSP con su capacidad, focalizando el estudio en el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino y su influencia en las economías de escala.

### 1.3- Objetivos Específicos

A continuación se mencionan los objetivos específicos que se realizarán con el fin de lograr el objetivo general:

- i) Obtener una revisión bibliográfica de datos de costos físicos de plantas versus capacidades a partir de información de literatura. Normalización de los datos.
- ii) Obtener una revisión bibliográfica de datos de costos de sistemas de almacenamiento térmico de doble estanque y termoclino. Conseguir la ley de escalamiento preliminar.
- iii) Conocer la dinámica de la operación del sistema de almacenamiento térmico de manera físico-matemática.
- iv) Lograr un dimensionamiento adecuado del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino según los requerimientos energéticos de las plantas CSP consideradas.
- v) Obtener una modelación del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino mediante el módulo FLUENT de Ansys, para así llegar a su rendimiento energético, y así lograr comprobar que el dimensionamiento es realizado de forma eficiente.
- vi) Llegar a la ley de escalamiento definitiva, considerando un almacenamiento térmico de tipo termoclino en las plantas estudiadas, para determinar cómo afecta este tipo de almacenamiento térmico en las economías de escala.

### 1.4- Alcances

Respecto a los alcances del presente trabajo:

- La memoria está enfocada en trabajar con centrales de generación de energía mediante fuentes térmicas renovables, como son las plantas CSP de alta entalpía, de colectores solares parabólicos (Parabolic Trough).
- Las variables más importantes a considerar para obtener las leyes de escalamiento son los costos de los activos físicos de la planta y su capacidad asociada.
- Se investiga el funcionamiento del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino, considerando un régimen transiente de funcionamiento, condiciones de pared adiabática, y el ciclo de descarga del estanque termoclino.

## 2- Metodología

Para realizar el trabajo se sigue la siguiente metodología:

- Realizar una revisión bibliográfica de costos y capacidades de las plantas CSP de colectores parabólicos, y de los sistemas de almacenamiento térmico de doble estanque y de estanque termoclino.
- Obtención de ley de escalamiento preliminar:
  - i) Compatibilizar los datos en el caso de plantas que fueron construidas en el pasado, debido a que el costo de la tecnología en años anteriores es mayor que en la actualidad.
  - ii) Estandarizar costos para poder realizar comparaciones entre plantas que poseen almacenamiento térmico con las que no lo poseen. Para esto se usa la ley de escalamiento del sistema de almacenamiento térmico de doble estanque.
  - iii) Actualizar los costos de plantas que fueron construidas en el pasado, debido al efecto que tiene la inflación por sobre el costo de los activos.
- Revisión bibliográfica para determinar las principales ecuaciones que permitan dimensionar el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino
- Modelación CFD
  - i) Capacitación en el módulo FLUENT del software Ansys.
  - ii) Formulación físico-matemática del problema a resolver y determinación de las condiciones de borde.
  - iii) Modelación del problema en FLUENT.
  - iv) Realizar iteraciones de la solución.
  - v) Análisis de la solución obtenida, y determinación de si esta es correcta o si posee algún error. En el caso de poseer errores, volver al paso iv) para modificar el modelo computacional, o al paso iii) para revisar si la formulación físico-matemática es consistente.
  - vi) Uso del rendimiento para determinar si el dimensionamiento del estanque termoclino fue llevado a cabo de manera eficiente, según cada requerimiento energético de planta CSP.
- Obtención de la ley de escalamiento definitiva, considerando los costos del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino (mediante la ley de escalamiento de este sistema), y su influencia en las economías de escala de las plantas CSP de colectores solares parabólicos.



### 3- Antecedentes específicos

#### 3.1 Plantas CSP

Las plantas CSP son plantas de generación de potencia de fuentes térmicas renovables (energía proveniente de la radiación solar). El fundamento de las plantas CSP es la concentración de la radiación solar mediante reflexión, hacia un material en específico que posee propiedades aptas para el transporte de calor a altas temperaturas. Luego, este calor se transfiere a un bloque de potencia en base a un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento, para poner en funcionamiento la unidad de generación de electricidad turbina-generator [3].

Las plantas CSP poseen 3 sectores principales: El campo solar, el sistema de almacenamiento térmico (TES: Thermal Energy Storage) y el bloque de potencia. Además, las plantas CSP pueden funcionar con 4 tecnologías distintas, éstas son: Colectores parabólicos, Torre central, Concentrador lineal Fresnel, y Plato parabólico [4].

En la Figura 3.1 se muestra un layout simplificado de una planta CSP con colectores parabólicos.

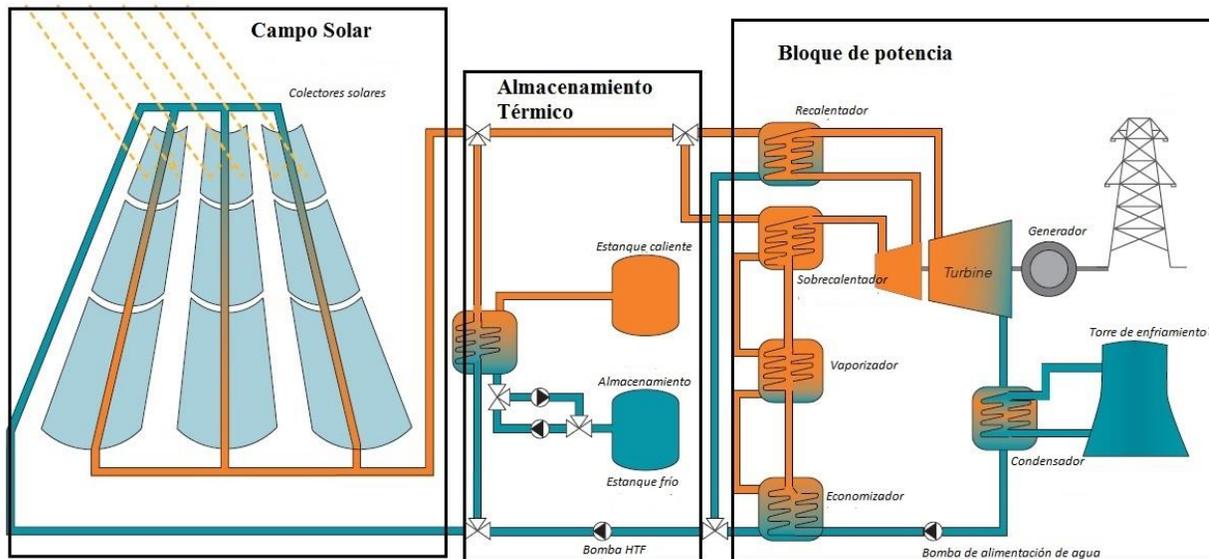


Figura 3.1: Layout simplificado de planta CSP usando tecnología de colectores solares parabólicos. Fuente: Elaboración propia adaptado de [5]

La generación de energía mediante la tecnología CSP tiene su origen en el año 1984 en California (EEUU), debido a la construcción de la primera planta comercial CSP (llamada SEGS I), la cual usaba colectores solares parabólicos para captar la radiación solar y así generar 14 MWe [6].

##### 3.1.1 Sectores de una CSP

Todas las plantas poseen hasta 3 sectores en común, que se detallan a continuación.

### 3.1.1.1 Campo Solar

El campo solar es el lugar donde se encuentran los equipos que aprovechan la radiación solar para convertirla en calor, transfiriéndolo a un HTF (Heat transfer fluid, fluido de trabajo del campo solar), que varía dependiendo de la tecnología que use la planta CSP. Este sector de la planta CSP es el que más espacio ocupa dentro de la instalación, y es el sector más costoso, ya que el costo del campo solar varía entre el 35% y el 49% del costo total de la planta [4]. El espacio a usar en el campo solar depende directamente de los requerimientos de energía de la planta CSP, y del rendimiento de los equipos a utilizar en la planta.

### 3.1.1.2 Almacenamiento térmico (TES)

Esta sección de la planta CSP cumple la función de almacenar energía (calor) para ser aprovechada por el ciclo de generación cuando no está disponible el recurso solar, como en días nublados o en la noche, por lo que el almacenamiento térmico tiene 2 funciones fundamentales: dar continuidad al proceso de generación de potencia de la planta CSP, y aumentar el factor de capacidad de la planta. Según la agencia IRENA [7], actualmente se tienen 3 tipos de sistemas de almacenamiento térmico:

i) Almacenamiento por calor sensible: Está basado en almacenar calor calentando un líquido o sólido (agua, arena, sales fundidas, rocas, entre otros)

ii) Almacenamiento por calor latente: Usa PCMs (Phase Change Materials, o Materiales de Cambio de Fase) de estado sólido a estado líquido

iii) Almacenamiento termo-químico: Usa reacciones químicas para almacenar o liberar calor.

En la industria de plantas CSP con almacenamiento térmico el tipo más comúnmente usado es el de almacenamiento por calor sensible. En el caso de que la planta posea almacenamiento térmico, una práctica habitual es sobre-estimar las dimensiones del campo solar<sup>1</sup>, para que una parte del calor extraído por éste vaya directamente al bloque de potencia y el calor restante vaya al sistema de almacenamiento térmico.

### 3.1.1.3 Bloque de potencia

El bloque de potencia es el sector de la planta CSP donde se realiza el intercambio del calor proveniente del campo solar y del almacenamiento térmico, para convertirlo en energía mediante un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento de vapor de agua (como en el bloque de potencia la figura Figura 3.1). El bloque de potencia de una planta CSP típicamente está compuesto por un conjunto de intercambiadores de calor (sobrecalentador, recalentador, economizador), una turbina de vapor (de alta y baja presión) conectada a un generador, una torre de enfriamiento (condensador), y una bomba. El bloque de potencia no varía en mayor medida cuando se comparan distintas tecnologías de plantas CSP.

---

<sup>1</sup>Sitio web: <http://www.cspworld.org/resources/technology>. Consulta realizada el 16 de octubre del 2016.

### 3.1.2 Tecnologías de CSP

Existen 4 tecnologías disponibles para generar potencia en las plantas CSP. Estas se detallan a continuación, aunque se da un especial énfasis a la tecnología de colectores parabólicos ya que ésta es la que será desarrollada en el presente trabajo.

#### 3.1.2.1 Colectores parabólicos

Este sistema consiste en varios arreglos de reflectores parabólicos, dispuestos de forma paralela. Estos reflectores cumplen la función de reflejar la radiación solar directa normal (DNI, Direct Normal Irradiation) hacia el HTF que circula a través del elemento de captación de calor (HCE, Heat Collection Element), ubicado en el foco geométrico de la parábola que forman los reflectores. Debido a limitaciones en la manufactura de los colectores parabólicos, el largo máximo de cada HCE es de hasta 6 (m) [8]. Para formar el arreglo de colectores parabólicos completo, se suelda la tubería central de cada uno de los HCE, para así formar un arreglo en serie que puede tener un largo desde los 25 [m] hasta los 150 [m] [8]. Los reflectores usan un mecanismo que les permite girar sobre su propio eje para seguir el movimiento del sol durante el día. La situación se representa en la Figura 3.2.

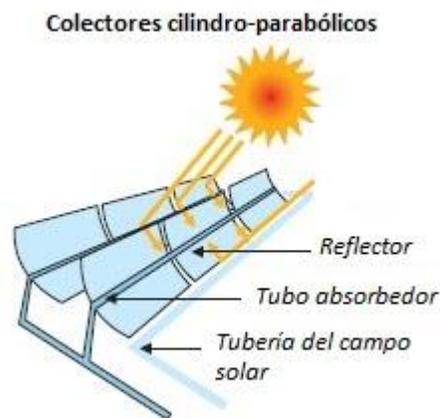


Figura 3.2: Reflectores parabólicos. Fuente: [9]

El HCE debe estar precisamente alineado con el foco de la parábola para así obtener la máxima absorción de radiación solar. En la Figura 3.3 se puede observar la sección transversal de un HCE, donde es posible identificar el tubo receptor, una zona de vacío, y una cubierta de vidrio exterior. El receptor es el tubo por donde circula el HTF que es calentado debido a la radiación solar hasta temperaturas de 600°C, dependiendo del HTF y de las condiciones de operación [10]. El tubo receptor lleva un revestimiento óptico que permite que éste absorba la máxima radiación solar incidente posible, mientras que emite sólo una pequeña parte de ésta. La zona de vacío tiene la función de evitar el intercambio térmico convectivo entre el receptor y la cubierta de vidrio. La cubierta de vidrio tiene el objetivo de evitar las pérdidas térmicas provenientes del tubo receptor [11].

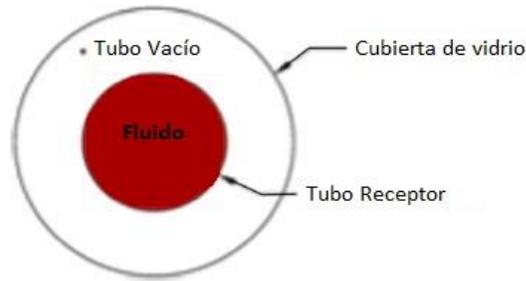


Figura 3.3: Elemento de captación de calor (HCE). Fuente: [11]

El fluido de trabajo del campo solar (o HTF) es el encargado de recibir y transportar el calor proveniente de la radiación solar directa, captado por el HCE. Existen 4 tipos de HTF que son usados en las plantas CSP. Estos fluidos se detallan junto a sus principales propiedades en la Tabla 3.1. Actualmente el fluido de trabajo más usado es el Therminol VP-1, que es un aceite sintético de alta conductividad compuesto por un 26,5% de Bifenilo y un 73,5% de Difenil éter [8]. La ventaja de este fluido es que a pesar de tener una baja temperatura máxima de operación respecto a sus competidores (400°C), posee una baja temperatura de solidificación respecto a los otros fluidos de trabajo, lo cual se traduce en un ahorro de costos de operación ya que es perjudicial para la generación de energía que el fluido de trabajo se solidifique. Además, se trata del fluido que presenta una mayor capacidad calorífica a los 300°C, lo cual es una ventaja de en términos del intercambio térmico. Sin embargo, últimamente se está estudiando usar la Sal Solar como HTF, debido a que con sus altas temperaturas de trabajo se aumenta el rendimiento del ciclo de Rankine desde un 37,6% (caso donde el HTF es el Therminol VP-1), a un 40% [10]. Otra ventaja de la Sal Solar es que se trata de un HTF más barato y más amigable con el medio ambiente, respecto al HTF tradicionalmente usado [10].

Tabla 3.1: Propiedades de los principales HTF.

Propiedad	Sal Solar	Hitec	Hitec XL	Therminol VP-1
Punto de congelamiento (°C)	220	142	120	13
Temperatura máxima de operación (°C)	600	535	500	400
Densidad @ 300°C (kg/m <sup>3</sup> )	1899	1640	1992	815
Viscosidad @ 300°C (cP)	3,26	3,16	6,37	0,2
Capacidad calorífica @ 300°C (J/Kg-K)	1495	1560	1447	2319

Fuente: Elaboración propia adaptado de [10]

Una parte calor que recolecta el HTF es transferido mediante un intercambiador de calor al ciclo de Rankine del bloque de potencia para transformar el agua en vapor sobrecalentado, mientras que otra parte del calor se transfiere al sistema de almacenamiento térmico (en el caso de que la planta use TES).

El costo del HTF varía entre el 8% y el 11% del costo total de la planta [4].

Respecto al rendimiento de los colectores solares parabólicos, éste depende de los siguientes factores [11]:

- i) Razón de concentración: Razón entre el área de apertura (distancia entre ambos extremos de la parábola) respecto al área del receptor. Da una indicación de la temperatura máxima que puede alcanzar el colector.
- ii) Eficiencia óptica: Da información respecto a la cantidad de energía absorbida por el receptor, respecto a la energía total incidente. Es el factor más influyente en el rendimiento total de los colectores solares parabólicos.
- iii) Eficiencia térmica: Da información respecto de la energía que se capta en forma de calor, respecto a la energía total incidente. Depende de la eficiencia óptica.

#### *3.1.2.2 Torre solar*

También conocido como sistema receptor central, este sistema usa un conjunto de reflectores (llamados heliostatos) montados a nivel del suelo que reflejan la radiación solar hacia un receptor montado en la parte superior de una torre, donde la radiación es capturada y es transformada en calor. El HTF usado en la torre solar puede ser aceite sintético o sales fundidas. En el caso de las sales fundidas, se tiene que también constituyen un medio de almacenamiento de calor, lo que disminuye notablemente los costos de instalación ya que no es necesario un sistema aparte de TES.

#### *3.1.2.3 Concentrador lineal Fresnel*

En este sistema se usan arreglos de reflectores planos ligeramente inclinados para reflejar la radiación solar a un tubo receptor central lineal (disposición similar a los colectores parabólicos). Todos los espejos poseen un sistema mecánico de seguimiento solar. Tienen la ventaja de poseer un bajo costo de inversión ya que el proceso de manufactura de un reflector plano es más económico que el proceso de los reflectores parabólicos. Sin embargo, tienen un bajo rendimiento respecto a las otras tecnologías.

#### *3.1.2.4 Paraboloides de revolución (Parabolic Dish)*

Un paraboloides de revolución concentra el sol sobre su foco, donde se ubica una máquina Stirling o una micro turbina. El equipo completo sigue al sol. Este diseño elimina la necesidad de un HTF puesto que la generación de energía se lleva a cabo en conjunto con el sistema que capta la radiación solar, por lo tanto, cada paraboloides de revolución genera electricidad de manera independiente.

### 3.1.3 Almacenamiento térmico

El TES de una planta CSP de colectores parabólicos es un sistema que trabaja con sales fundidas (como la Sal solar, Hitec, o Hitec XL, que fueron caracterizadas en la Tabla 3.1) diseñado para funcionar de manera cíclica diaria. El sistema comienza a trabajar cuando la radiación solar no es suficiente para energizar el HTF a un nivel que pueda ser útil para transferir calor al bloque

de potencia. Cuando este es el caso, el TES se encarga de transferir energía al resto de la planta CSP para poder continuar generando energía eléctrica. A continuación, se mencionan los beneficios más relevantes de poseer un sistema TES [12]:

- i) Se aumenta la confiabilidad del sistema ya que el TES ayuda a que la generación de energía tenga una mayor estabilidad, reduciendo así el riesgo de avería en los equipos de la planta debido a la variabilidad en la disponibilidad que posee el recurso solar.
- ii) Se aumenta el factor de planta, ya que el TES provee de energía al sistema cuando no hay suficiente radiación solar, por lo que se desacopla la demanda de electricidad de la disponibilidad de la energía solar. Esto se traduce en un importante beneficio económico.
- iii) Reduce el costo de la generación de energía, ya que el TES tiene la capacidad de suplir la demanda energética que es variable durante el día, tanto en los sectores industriales como residenciales.

Sin embargo, el sistema de almacenamiento térmico puede poseer un costo muy alto, llegando a ser entre el 9% al 20% del costo total de la planta [4], dependiendo de la capacidad del sistema de almacenamiento. Es por esto que la instalación de un sistema TES debe ser una decisión tomada de manera cuidadosa y basada mediante un estudio técnico-económico, para analizar si las ganancias económicas debido a los beneficios antes mencionados compensan la alta inversión en este sistema.

Actualmente se reconocen 2 tipos de almacenamiento de calor sensible para las plantas CSP de colectores solares parabólicos, y cada uno de estos tipos posee 2 configuraciones posibles en la planta CSP, tal como se muestra en la Figura 3.4. Estos tipos de almacenamiento se detallan a continuación:

- i) Almacenamiento de 2 estanques: Este sistema funciona con 2 estanques, donde un estanque almacena sales fundidas a altas temperaturas, mientras que el otro estanque almacena sales fundidas a bajas temperaturas.

En el caso del almacenamiento indirecto con intercambiador de calor (Figura 3.4 (a)), durante el periodo del día donde hay radiación solar, el aceite sintético (Therminol VP-1) calienta las sales fundidas frías que son bombeadas desde el estanque de baja temperatura hacia el estanque de alta temperatura, pasando por un intercambiador de calor (HX) para interactuar con el aceite sintético. Luego, durante los periodos donde no hay suficiente radiación solar, se invierte el funcionamiento del sistema, bombeando sales fundidas a altas temperaturas hacia el estanque de baja temperatura, calentando así al aceite sintético mediante el intercambiador de calor.

Para el caso del almacenamiento directo (Figura 3.4 (c)), el HTF es el mismo que el fluido de trabajo del sistema TES. Cíclicamente, el funcionamiento es similar al descrito anteriormente en el almacenamiento indirecto, con la diferencia de que en este caso no se requiere de un intercambiador de calor.

- ii) Almacenamiento por estanque termoclino: El almacenamiento térmico mediante un estanque termoclino (Thermocline) consiste en un estanque que almacena sales fundidas, existiendo una región de alta temperatura y otra región de baja temperatura, lo que produce que exista una estratificación térmica que depende de las fuerzas de empuje que son consecuencia de la diferencia de densidad de las regiones que están a diferente temperatura. Como uno de los objetivos específicos del presente trabajo es realizar un dimensionamiento efectivo de un estanque termoclino de almacenamiento térmico, en la sección 3.4 se detallará más a fondo el funcionamiento esta tecnología.

Para el caso del almacenamiento térmico indirecto con intercambiador de calor (Figura 3.4 (b)) durante el periodo del día donde hay radiación solar, el aceite sintético (Therminol VP-1) calienta las sales fundidas frías que son bombeadas desde la parte inferior del estanque de termoclina, hacia la parte superior del estanque, donde se almacenan las sales fundidas a altas temperaturas, pasando por un intercambiador de calor (HX) para interactuar con el aceite sintético. Luego, durante los periodos donde no hay suficiente radiación solar, se invierte el funcionamiento del sistema, bombeando sales fundidas a altas temperaturas hacia la parte inferior del estanque, calentando así al aceite sintético mediante el intercambiador de calor.

Para el caso del almacenamiento directo (Figura 3.4 (d)), el HTF es el mismo que el fluido de trabajo del sistema TES. Cíclicamente, el funcionamiento es similar al descrito anteriormente en el almacenamiento indirecto, con la diferencia de que en este caso no se requiere de un intercambiador de calor.

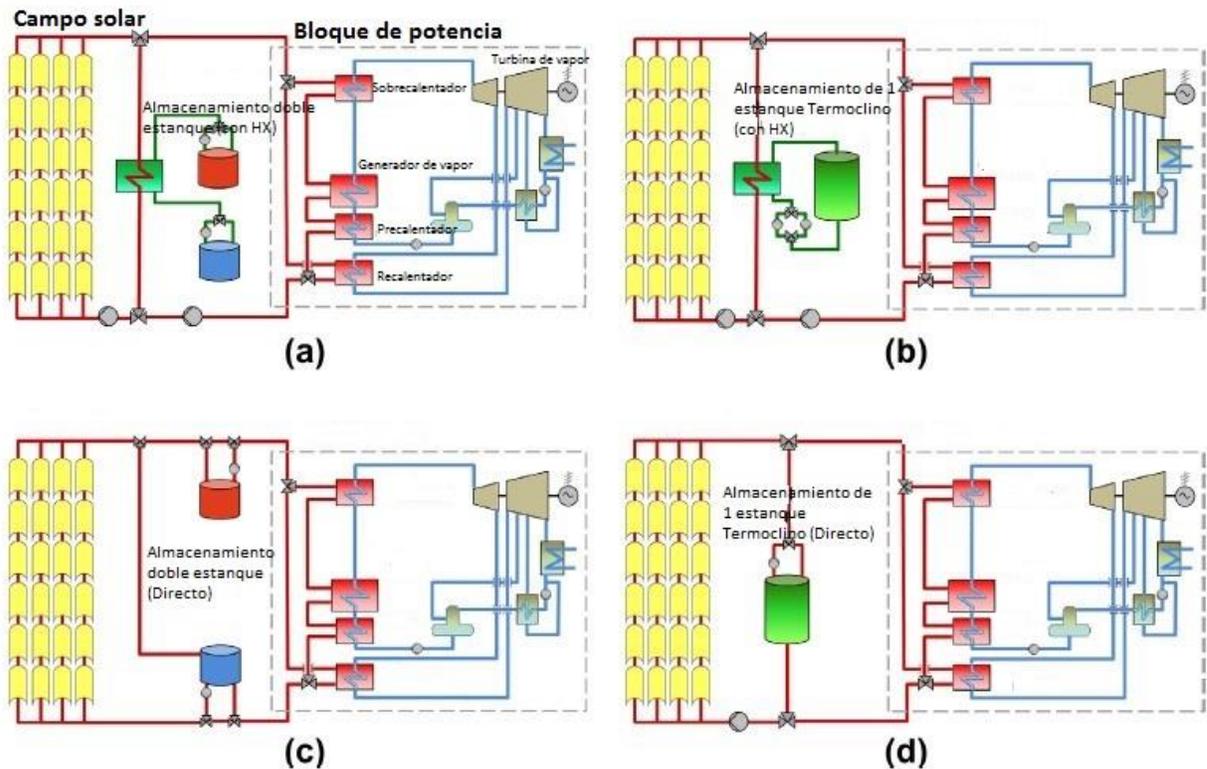


Figura 3.4: Diferentes configuraciones posibles para el sistema TES. Fuente: [13]

Un estanque de termoclina de sales fundidas es una opción de bajo costo para el sistema de almacenamiento térmico en las plantas CSP [14]. Comparado con el sistema de almacenamiento de 2 estanques, el estanque de termoclina puede reducir hasta en un 35% el costo del sistema de almacenamiento térmico [15]. En un estanque de termoclina, las reservas de sales fundidas calientes y frías se almacenan en un mismo estanque, separadas mediante una termoclina que se mantiene gracias a la estratificación que se forma debido a las fuerzas de empuje que existen en ese contexto. Una termoclina (o región de intercambio térmico) es una región delgada horizontal donde se produce un gradiente importante de temperatura entre el lado inferior a la termoclina y el lado superior a esta. Existen 2 tipos de estanques de termoclina, el dual-media thermocline (DMT) y el single-medium thermocline (SMT) [16]. El estanque DMT posee la característica de poseer un material poroso en su interior. Este material reduce el volumen de sal fundida requerida para cargar el sistema, lo cual se convierte en un ahorro en costos ya que las sales fundidas presentan un alto costo [14], a cambio de una disminución marginal de la capacidad térmica del estanque. Además, este material de llenado actúa como un distribuidor de flujo gracias a su medio poroso. Como consecuencia de esto se tiene un flujo homogéneo dentro del estanque, ya que el material de llenado ayuda a eliminar turbulencias que afectan negativamente a la estratificación térmica del estanque. Sin embargo, el estanque DMT es propenso a fallar catastróficamente debido a los esfuerzos térmicos que se generan en la operación cíclica del sistema, por la expansión y contracción constante del material de llenado [17]

Por otra parte, respecto a los estanques de termoclina SMT, éstos solo contienen sales fundidas, y son más vulnerables a las variaciones en las condiciones de borde del sistema ya que tienden a producir más vorticidades debido a la ausencia del material de llenado que actúa como un distribuidor, afectando esto negativamente a la estabilidad de la termoclina [16]. No obstante, estos estanques no están expuestos a fallas debido a los esfuerzos térmicos cíclicos.

La tecnología más comúnmente usada en las plantas CSP es la de estanque de termoclina DMT [16].

En la Figura 3.5 se muestra una representación simple de un estanque de termoclina DMT. Se puede apreciar una magnificación del material poroso de llenado.

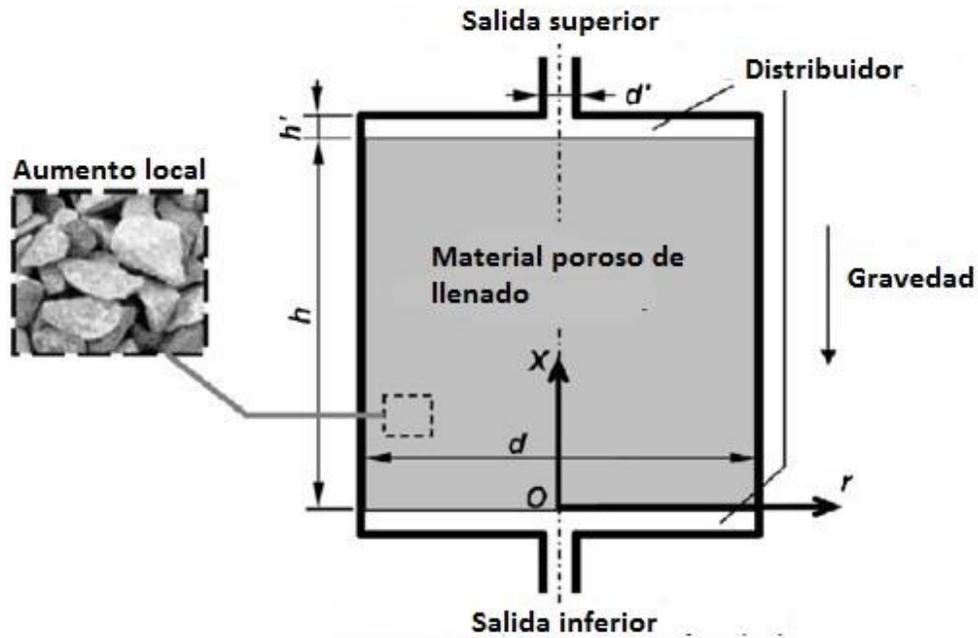


Figura 3.5: Representación de un estanque de termoclina DMT. Fuente: [18]

## 3.2 Contexto

A continuación, se presentan los antecedentes principales respecto al contexto mundial y al contexto nacional de la generación de energía mediante plantas CSP.

### 3.2.1 Contexto Mundial

En la Figura 3.6 se muestra de manera categorizada la participación mundial que tienen los distintos tipos de tecnología para la producción mundial de energía. Las plantas CSP tienen un porcentaje de participación inferior al 0,4% en la producción mundial de energía.

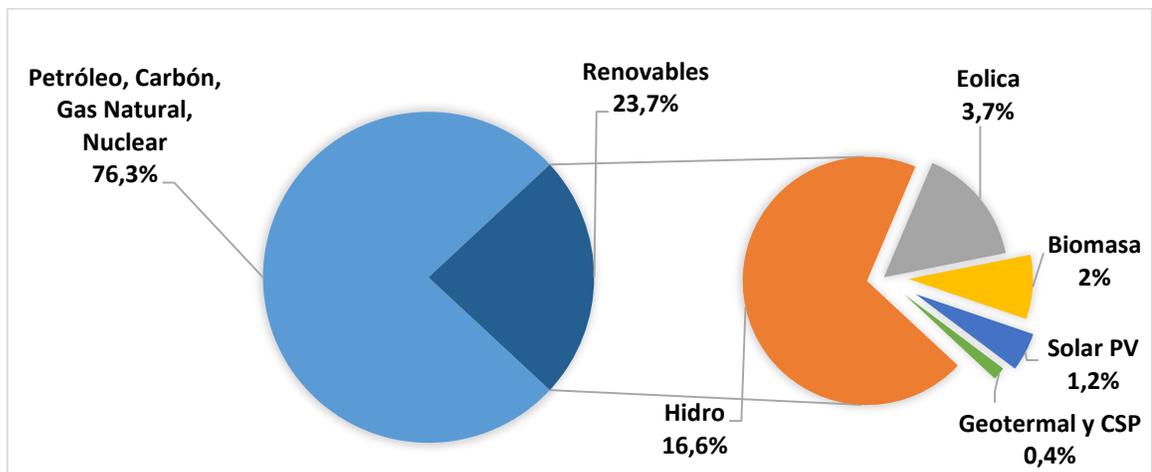


Figura 3.6: Producción mundial de energía. Fuente: Elaboración propia adaptado de [19]

Respecto a los países que poseen mayor capacidad de producción de energías renovables, éstos son China, EEUU, Alemania, Japón, India, Italia, y España. En la Figura 3.7 se muestran estadísticas respecto a esto, junto a la producción mundial de energías renovables, producción en la Union Europea (EU-28), y producción en BRICS (Brasil, Rusia, India, China, y Sudáfrica)

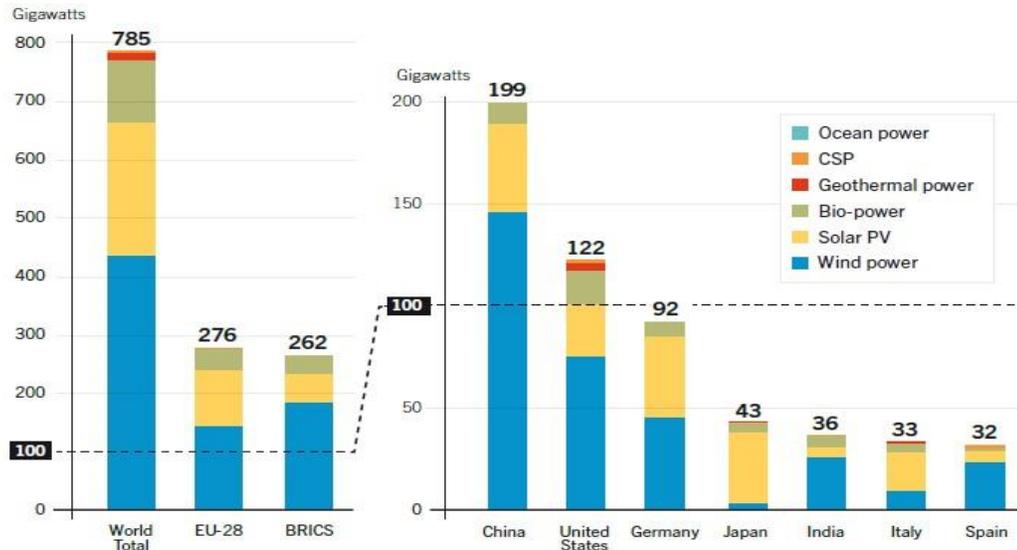


Figura 3.7: Detalles de generación de energías renovables, por sector. Fuente: [19]

Respecto a la generación de energía mediante tecnología CSP, se tiene que a finales del año 2015 este tipo de generación se incrementó en 420 MW, alcanzando una capacidad instalada total de 4,8 GW [19]. Además, todas las plantas construidas en el año 2015 fueron realizadas con sistema de almacenamiento térmico (TES) [19], una característica que actualmente se considera fundamental para hacer competitiva la generación de energía mediante CSP. El líder global en generación de energía mediante CSP actualmente es España, con una capacidad de generación de 2,3 GW mediante esta tecnología, seguido por EEUU con una capacidad de generación de 1,7 GW [19]. En la Figura 3.8 se muestra el progreso de la tecnología CSP en la generación de energía a través del tiempo, tomando como fecha de inicio el año 2005.

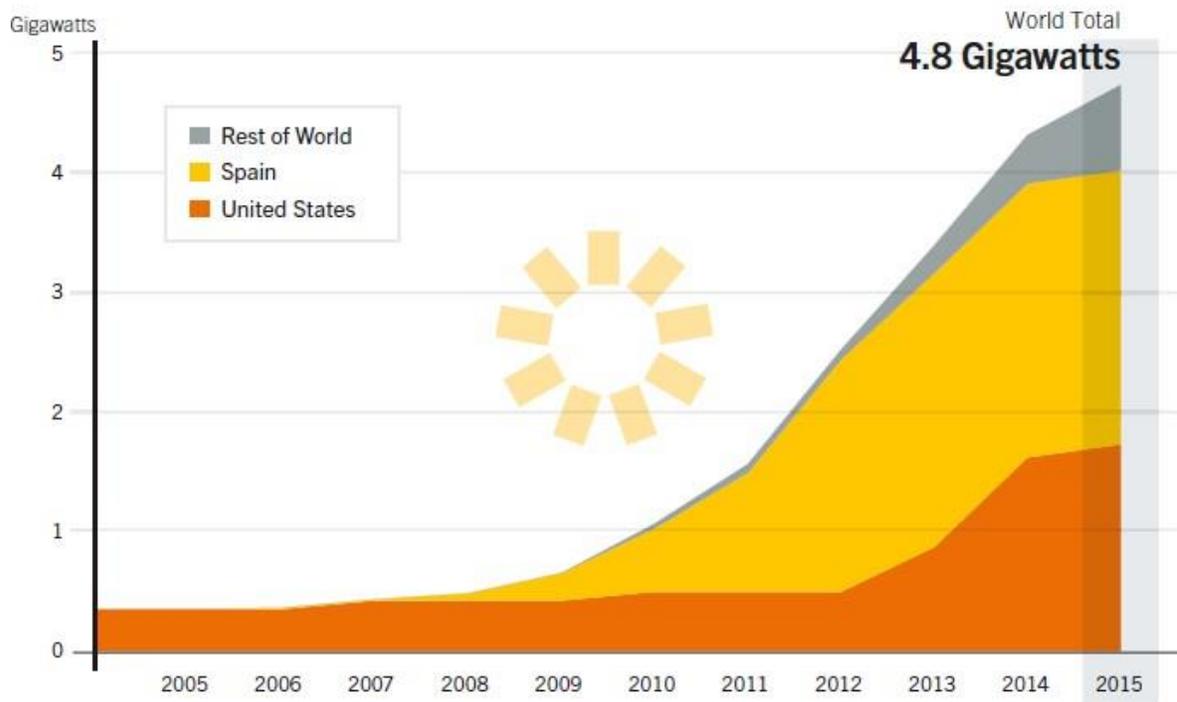


Figura 3.8: Capacidad instalada de plantas CSP a través del tiempo. Fuente: [19]

### 3.2.2 Contexto Nacional

Al año 2015, la capacidad instalada de generación energética total del país ascendió a 19.742 MW. De estos, 15.609 MW (79,1%) corresponden al Sistema Interconectado Central (SIC) y 3.968 MW (20,1%) al Sistema Interconectado del Norte Grande (SING). El restante 0,8% se encuentra distribuido entre el sistema eléctrico de Aysen y Magallanes, SEA y SEM respectivamente [20]. Respecto a las distintas tecnologías de generación, en la Figura 3.9 se muestra de manera categorizada la participación de cada una de las tecnologías de generación de energía respecto al total de generación nacional, donde destaca la generación mediante plantas termoeléctricas con un 58% del total de generación de electricidad. En la Figura 3.10 se muestra cómo ha ido progresando la capacidad de generación instalada de las distintas tecnologías, comparando la situación de Chile al 2005, con Chile al 2014, y Chile al 2015.

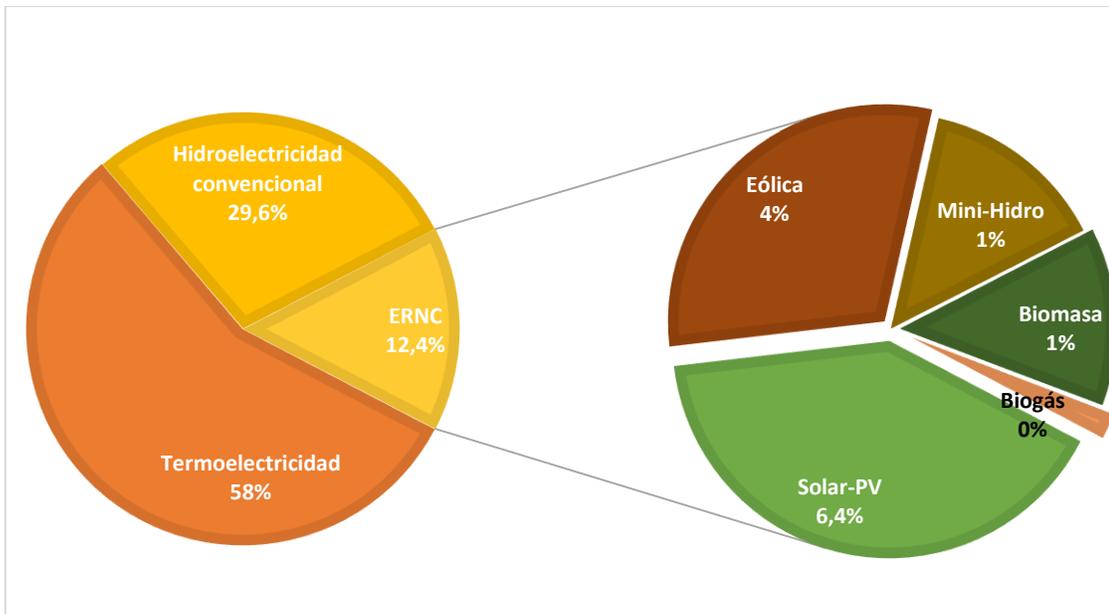


Figura 3.9: Producción nacional de energía. Fuentes: Elaboración propia adaptado de [2] y [20]

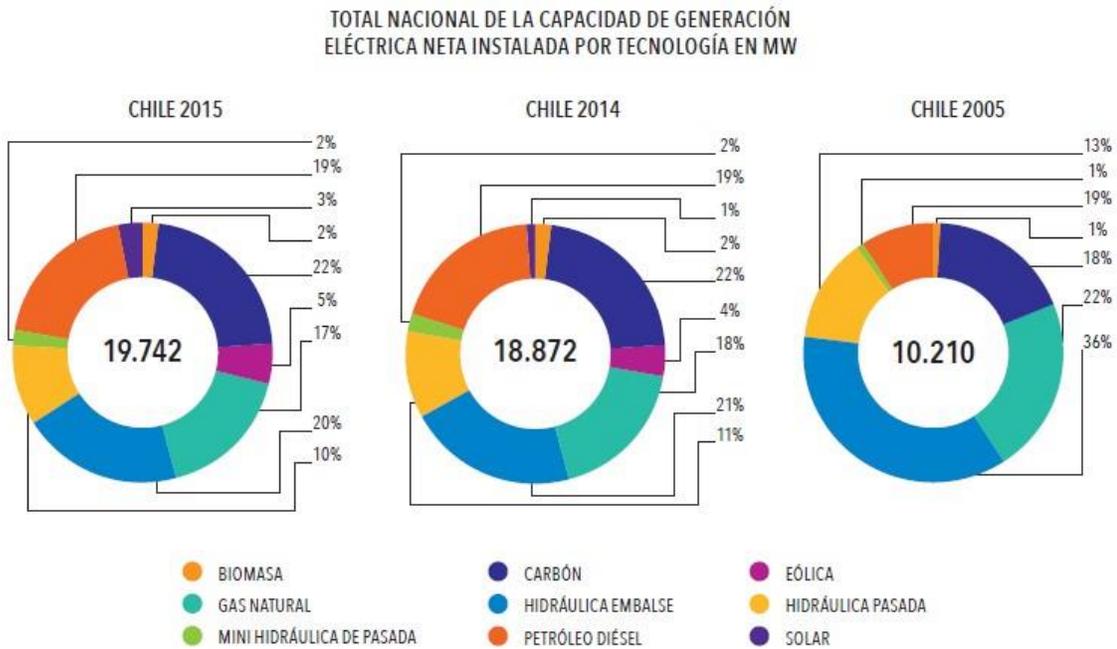


Figura 3.10: Capacidad de generación eléctrica por tecnología, en distintos años. Fuente: [20]

Respecto al marco normativo Chileno, en Enero del 2010 entra en vigencia la Ley N°20.257, más conocida como la “Ley ERNC”, que además de definir a las Energías Renovables No Convencionales (ERNC) textualmente como “energías cuya fuente sea no convencional, tales como geotérmica, eólica, solar, biomasa, mareomotriz, pequeñas centrales hidroeléctricas, cogeneración y otras similares determinadas fundamentalmente por la Comisión” [21], pone exigencias

respecto a porcentajes de inyección de ERNC a las empresas de generación, porcentajes que se irían actualizando anualmente. Posteriormente, en octubre del 2013 se promulga la Ley N°20.698, también conocida como “Ley 20/25”, la cual, con el objetivo de fomentar la generación de energía limpia mediante fuentes renovables, establece que al año 2025 las empresas generadoras deben acreditar un 20% de inyección de energía al país, proveniente de ERNC [1].

En la Figura 3.11 se muestra como ha variado la inyección de ERNC desde que entra en vigencia la “Ley ERNC”, donde se destaca el hecho de que la inyección de energía proveniente de ERNC supera los requerimientos que han sido impuestos por ley.



Figura 3.11: Evolución de inyección de ERNC desde vigencia de la ley 20.257. Fuente: [20]

En cuanto a la generación mediante plantas CSP, se tiene que a nivel nacional no existe generación de energía aún mediante esta tecnología. No obstante, por parte del grupo Abengoa, se encuentra en construcción en la región de Antofagasta una planta CSP de tecnología de Torre Solar, cuya capacidad asciende a 110 MW. Esta planta entrará en operación en el año 2017 [22]. Además, se encuentra en fase de evaluación ambiental el proyecto presentado por el grupo Likana Solar SpA, cuyo proyecto consiste en una planta CSP de 3 Torres Solares, con una capacidad total que asciende a 450 MW en la región de Antofagasta<sup>2</sup>.

A nivel nacional aún no hay generación de energía por parte de plantas CSP de colectores parabólicos.

<sup>2</sup> Sitio Web: <http://www.codexverde.cl/junio-2016-proyectos-presentados/>. Consulta realizada el 17 de octubre del 2016.

### 3.3 Ley de escalamiento

Para determinar el costo de una planta, existe una variedad de métodos usados por tasadores de plantas, maquinarias, y equipos. Uno de estos métodos es el denominado “costo a capacidad”, que pertenece al enfoque de costos de la disciplina de tasación de propiedades y equipos. Este método indica que el costo de una planta varía dependiendo de su capacidad, según la ecuación (3.1) [23]:

$$\frac{C_2}{C_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^\alpha \quad (3.1)$$

En esta ecuación,  $C_2$  es el costo buscado de la planta de capacidad  $Q_2$ , y  $C_1$  es el costo conocido de la planta de capacidad  $Q_1$ . El exponente  $\alpha$  es el que indica directamente el comportamiento de las economías de escala. Esta ecuación también se puede extrapolar a todo tipo de equipos [23].

Un  $\alpha > 1$  indica que existen deseconomías de escala, puesto que mientras mayor capacidad de generación haya, el costo de instalación de la planta aumenta de forma no lineal.

Un  $\alpha=1$  indica que no hay economías de escala, y el costo de una planta aumentará linealmente con la capacidad de generación.

Un  $\alpha < 1$  indica que hay economías de escala, puesto que mientras mayor sea la capacidad de generación, el costo de instalación también aumenta, pero a un ritmo menor al costo

En el caso de las plantas CSP, el valor de  $\alpha$  será investigado en el presente trabajo.

#### 3.3.1 Economías de escala

Como se menciona anteriormente, cuando el exponente  $\alpha$  de la ecuación (3.1) es menor a 1, se tienen economías de escala. En rigor, la economía de escala es la disminución del costo de capital por unidad de una planta o de un equipo cuando se incrementa la capacidad de éstos [24].

En el caso del presente trabajo, se realiza el análisis para determinar las economías de escala que existen en los costos de capital de una planta CSP.

#### 3.3.2 Normalización de datos de costos

La normalización de datos de costos tiene por objetivo hacer que los datos sean comparables entre sí, ajustando el costo debido al tiempo en que fueron construidas las plantas, y debido a las distintas tecnologías que poseen (en especial el sistema de almacenamiento térmico). A continuación, se explican los 3 principales factores usados para llevar a cabo la normalización de los datos.

##### 3.3.2.1 Estandarización debido a tecnología de almacenamiento térmico

Incluir un sistema de almacenamiento térmico en las plantas CSP da una gran cantidad de beneficios en el funcionamiento de ésta [12]. Sin embargo, el desarrollo comercial de las plantas

CSP de colectores parabólicos es relativamente reciente y en el comienzo de la implementación de la tecnología CSP, los sistemas de almacenamiento térmico no se encontraban lo suficientemente desarrollados para ser factibles en la generación de energía. En efecto, solo una de las nueve plantas del complejo SEGS construidas en la década del 80 posee un almacenamiento térmico, diseñado para abastecer a la planta de energía durante 3 horas [25]. Es por esta razón que a las plantas que no poseen almacenamiento térmico, se les agrega el costo de un sistema de almacenamiento térmico de 2 estanques de 7,5 horas de abastecimiento de energía. Para estimar el costo de cada sistema de almacenamiento térmico (estos sistemas dependerán de la capacidad de la planta) se obtiene una ley de escalamiento de estos sistemas, mediante datos de costos y capacidad obtenidos en la bibliografía [26]. Una vez que se tiene la ley de escalamiento del sistema de almacenamiento térmico de 2 estanques, se procede a calcular el costo de cada sistema, según la capacidad requerida por la planta. Luego, este costo obtenido se suma al costo de la planta que no posee sistema de almacenamiento térmico, y así se estandariza el costo de todas las plantas para igualarlas en términos de tecnología de almacenamiento térmico.

### 3.3.2.2 Actualización de datos debido a curva de aprendizaje

Las curvas de aprendizaje expresan la hipótesis de que el costo de la tecnología disminuye en una fracción constante (tasa de aprendizaje) cada vez que se duplica la capacidad instalada de la actividad. Esto debido a que cada vez que se produce una unidad de una determinada tecnología, se va acumulando conocimiento que a la larga conlleva a una producción más barata de otra unidad de la misma tecnología [27]. En particular, para la tecnología de plantas CSP se tiene que la tasa de aprendizaje es de 11% [28]. Esto quiere decir que cada vez que se duplica la capacidad instalada de plantas CSP en el mundo, el costo de instalación de una planta CSP disminuye en un 11%. Por lo tanto, en el presente trabajo se incluye el efecto de la curva de aprendizaje actualizando el costo de las plantas en relación a la capacidad instalada que existe hoy en día. El método para calcular el costo actualizado debido a esto se resume en calcular cuantas veces se ha duplicado la capacidad de la tecnología CSP desde el año que se instaló la planta, hasta el año 2015, y luego aplicar ese valor para actualizar el costo de la planta.

La ecuación (3.2) indica el costo final de una planta ( $C_{final}$ ) en función del costo inicial de la planta en un año  $x$  ( $C_{0x}$ ), de la tasa de aprendizaje (LR, Learning Rate) y de la cantidad de veces que se duplica la capacidad de la tecnología desde el año  $x$  hasta la actualidad,  $\gamma$ :

$$C_{final} = C_{0x}(1 - LR)(1 - LR) \dots (1 - LR) \quad (3.2)$$

Donde el factor  $(1-LR)$  se multiplica  $\gamma$  veces, entonces el resultado de esto se expresa en la ecuación (3.3):

$$C_{final} = C_{0x}(1 - LR)^\gamma \quad (3.3)$$

Para calcular el factor  $\gamma$ , se trabaja con 2 capacidades  $C_1$  y  $C_2$ , donde  $C_2 > C_1$ . Luego, se tiene la ecuación (3.4) donde se muestra que la capacidad  $C_2$  es la capacidad  $C_1$  multiplicada  $\gamma$  veces por 2:

$$C_2 = C_1 \times 2 \times 2 \dots \times 2 \times 2 \quad (3.4)$$

Lo cual se puede escribir como la ecuación (3.5):

$$C_2 = C_1 \times 2^\gamma \quad (3.5)$$

Despejando  $\gamma$  usando logaritmo natural, se tiene como resultado la ecuación (3.6) donde se usa la función parte entera debido a que se han tomado 2 capacidades arbitrariamente, y por lo tanto  $\gamma$  podría ser un número real cualquiera.

$$\gamma = \left[ \frac{\ln\left(\frac{C_2}{C_1}\right)}{\ln(2)} \right] \quad (3.6)$$

Donde  $[x]$  denota la parte entera de  $x$ .

### 3.3.2.2 Actualización de datos debido a inflación

Esta actualización refleja el cambio del precio histórico del valor de la planta en el tiempo, mediante un parámetro llamado factor de tendencia (trend). Este factor de tendencia se aplica sobre el costo histórico de la propiedad. La idea es que el factor de tendencia actualiza el costo histórico considerando ciertos factores como la inflación del país. Para el presente trabajo, se usan los factores de tendencia de la compañía Marshall & Swift [29] para plantas de generación a vapor. Estos valores se detallan en el anexo A, donde se usan los datos correspondientes a los activos fijos categorizados como “Steam Power”, ya que es la tecnología más similar a la estudiada en el presente trabajo.

## 3.4 Desarrollo físico-matemático de estanque de termoclina

A continuación, se realiza un desarrollo físico-matemático del funcionamiento térmico del estanque de termoclina. En primera instancia se analizan las principales ecuaciones gobernantes de la situación, y luego se analiza el rendimiento energético del estanque de termoclina. Para esto se considera el modelo mostrado en la Figura 3.12, donde  $D$  es el diámetro del estanque (sin considerar aislamiento),  $H$  es la altura del material de relleno de porosidad  $\varepsilon$ ,  $g$  es la gravedad, y  $L$  el grosor de la capa aislante (en caso de considerarse aislamiento). Se agregan 2 distribuidores tanto en la parte inferior como superior del estanque, ya que estos ayudan a que el flujo entre de forma uniforme al estanque, y así evitar turbulencias que mezclan el fluido caliente con el fluido frío. El modelo físico-matemático es hecho considerando un régimen transiente.

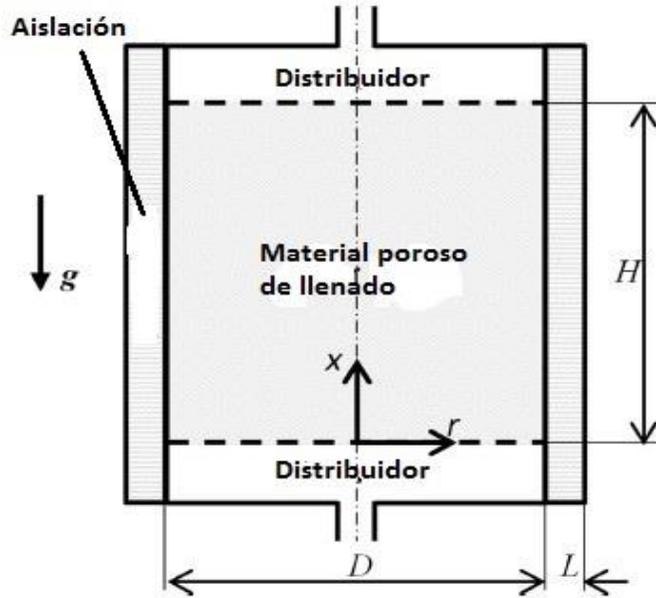


Figura 3.12: Modelo de estanque de termoclina. Fuente: [14]

### 3.4.1 Ecuaciones gobernantes

En primera instancia es importante notar que las densidades  $\rho_f$  y  $\rho_s$  denotan las densidades de la sal fundida y del material de llenado de porosidad homogénea  $\varepsilon$ , respectivamente. El campo de velocidad del fluido se denota mediante el vector  $\mathbf{u}$ . El gradiente espacial se trabaja en coordenadas cilíndricas, descrito por la ecuación (3.7), donde  $\mathbf{e}_r$ ,  $\mathbf{e}_\theta$  y  $\mathbf{e}_x$  denotan los vectores unitarios en aquellas direcciones. Para realizar un análisis completo del estanque de termoclina, se toman en cuenta los principios de conservación de la masa, momento, y energía [14]. Estos principios se resumen en las ecuaciones (3.8), (3.9), (3.12), y (3.13). La ecuación (3.8) es el principio de conservación de la masa aplicado a un fluido de densidad variable tanto temporalmente como espacialmente, al interior de un medio poroso de porosidad  $\varepsilon$ .

$$\nabla = \mathbf{e}_r \left( \frac{\partial}{\partial r} \right) + \mathbf{e}_\theta \left( \frac{1}{r} \right) \left( \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \mathbf{e}_x \left( \frac{\partial}{\partial x} \right) \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{u}) = 0 \quad (3.8)$$

La ecuación (3.9) describe la conservación de momento en el problema. El primer término de la parte izquierda de la ecuación describe la variación temporal del momentum lineal. El segundo término responde a la variación espacial de los términos de inercia (o aceleración) no lineales. Respecto a la parte derecha de la ecuación, el primer término describe el efecto del campo de presión ( $p$ ) sobre el campo de velocidad por la ley de Darcy. El segundo término describe la variación espacial del tensor de esfuerzos ( $\tilde{\tau}$ ) sobre el fluido. El tercer término describe el efecto de la gravedad ( $g$ ) sobre el balance debido a la presión hidrostática. En el cuarto término se incluyen las fuerzas viscosas, donde la permeabilidad ( $K$ ) y el coeficiente inercial ( $F$ ) son descritos mediante las correlaciones (3.10) y (3.11) donde  $d_s$  es el diámetro del material poroso, respectivamente ([30] y [31]).

$$\frac{\partial(\rho_f \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot \left( \rho_f \frac{\mathbf{u}\mathbf{u}}{\varepsilon} \right) = -\varepsilon \nabla p + \nabla \cdot \tilde{\boldsymbol{\tau}} + \varepsilon \rho_f \mathbf{g} - \varepsilon \left( \frac{\mu}{K} \mathbf{u} + \frac{F}{\sqrt{K}} \rho_f |\mathbf{u}| \mathbf{u} \right) \quad (3.9)$$

$$K = \frac{d_s^2 \varepsilon^3}{175(1 - \varepsilon)^2} \quad (3.10)$$

$$F = \frac{1,75}{\sqrt{150} \varepsilon^3} \quad (3.11)$$

El principio de conservación de la energía se expresa mediante las ecuaciones (3.12) y (3.13). Se desarrolla el balance de energía para la sal fundida (fluido) que intercambia energía térmica con el material poroso de llenado (sólido). Como existe un desequilibrio local térmico entre estas dos fases, se escribe una ecuación para cada fase. El coeficiente que relaciona este intercambio térmico es el coeficiente de intercambio térmico intersticial ( $h_i$ ), el cual se encuentra presente en ambas ecuaciones. El factor  $c_{p,f}$  denota el calor específico del fluido, y  $c_{p,s}$  el calor específico del material de llenado. Las temperaturas  $T_f$ ,  $T_s$ , y  $T_c$  denotan las temperaturas del fluido, material de llenado, y temperatura mínima de trabajo del estanque, respectivamente. Se considera la conductividad térmica efectiva  $k_{eff}$  para dar cuenta de la difusión térmica en el medio poroso. Además, se asume que la velocidad del fluido es relativamente baja por lo que no se toman en cuenta los efectos de disipación viscosa [14].

La ecuación (3.12) es la ecuación de energía para el fluido. El primer término del lado izquierdo de la ecuación es la tasa de cambio de la entalpía del fluido en el estanque, mientras que el segundo término da cuenta del intercambio térmico convectivo debido a la velocidad del fluido  $\mathbf{u}$ . El primer término del lado derecho de la ecuación es el intercambio térmico debido a conducción en el medio poroso, mientras que el segundo término denota al intercambio convectivo intersticial entre el material poroso y el fluido.

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_f c_{p,f} (T_f - T_c))}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{u} c_{p,f} (T_f - T_c)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T_f) + h_i (T_s - T_f) \quad (3.12)$$

En la ecuación (3.13), el lado izquierdo es la tasa de cambio de la energía del material de llenado, mientras que el lado derecho es el intercambio convectivo intersticial entre el material poroso y el fluido.

$$\frac{\partial((1 - \varepsilon) \rho_s c_{p,s} (T_s - T_c))}{\partial t} = -h_i (T_s - T_f) \quad (3.13)$$

Sumando las ecuaciones (3.12) y (3.13) se obtiene la ecuación (3.14), la cual es la ecuación de energía final para el análisis del estanque termoclino. Se puede observar que en esta ecuación final no figura el coeficiente de intercambio térmico intersticial  $h_i$ .

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho_f c_{p,f}(T_f - T_c))}{\partial t} + \frac{\partial((1 - \varepsilon)\rho_s c_{p,s}(T_s - T_c))}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{u} c_{p,f}(T_f - T_c)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T_f) \quad (3.14)$$

A continuación, se presentan las principales propiedades físicas de la sal fundida la cual es una mezcla eutéctica de nitratos de sodio y potasio, en función de su temperatura  $T_f$  (en °C). La densidad ( $\frac{kg}{m^3}$ ), conductividad térmica ( $\frac{W}{m \cdot K}$ ), y viscosidad absoluta (mPa·s) se obtienen mediante correlaciones experimentales [32] y se expresan en las ecuaciones (3.15), (3.16), y (3.17). El calor específico de la sal fundida se puede considerar relativamente constante para el rango de temperaturas de trabajo [14].

$$\rho_f(T_f) = 2090 - 0,636T_f \quad (3.15)$$

$$\mu_f(T_f) = 22,714 - 0,120T_f + 2,281 \times 10^{-4}T_f^2 - 1,474 \times 10^{-7}T_f^3 \quad (3.16)$$

$$k_f(T_f) = 0,443 + 1,9 \times 10^{-4}T_f \quad (3.17)$$

### 3.4.2 Rendimiento del estanque de termoclina

El rendimiento energético se obtiene mediante la ecuación (3.18) [14], donde  $\dot{m}_{out,descarga}$  es el flujo másico que sale del estanque durante el ciclo de descarga, y  $\dot{m}_{in,carga}$  es el flujo másico que entra al estanque durante el ciclo de carga. Las temperaturas  $T_{out}$ ,  $T_{max}$ , y  $T_c$  denotan la temperatura de salida del estanque durante la descarga, y la temperatura máxima y mínima de trabajo del estanque, respectivamente. El parámetro  $C_{pf}$  denota el calor específico de la sal fundida. De estos parámetros el único que varía con el tiempo es la temperatura  $T_{out}$ , ya que el flujo de sal fundida se va enfriando a medida que sale del estanque [14]. El parámetro  $t_o$  es el tiempo de duración del ciclo (carga o descarga). El numerador de la ecuación (3.18) indica la energía que sale del estanque durante el ciclo de descarga, mientras que el denominador da cuenta de la energía máxima que puede almacenar el estanque, de modo que se cumplan los requerimientos energéticos de la planta CSP. (3.22)

$$\eta = \frac{\int_0^{t_o} \dot{m}_{out,descarga} \times C_{pf} \times (T_{out} - T_c) dt}{\dot{m}_{in,carga} \times C_{pf} \times (T_{max} - T_c) \times t_o} \quad (3.18)$$

### 3.4.3 Dimensionamiento del estanque termoclino

El dimensionamiento del estanque termoclino consiste en determinar su diámetro y altura de modo que se cumpla la condición fundamental de operación del sistema de almacenamiento térmico, la cual es energizar la planta CSP durante un periodo determinado. De esta manera se conoce la capacidad del estanque para cada caso, y así se puede determinar el costo de cada estanque mediante la ley de escalamiento del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino. Para realizar el dimensionamiento es necesario considerar que, durante el ciclo de

descarga, la temperatura de salida de la sal fundida caliente se degrada debido a que la sal fundida fría que ingresa al estanque extrae calor del medio poroso caliente que posee el estanque en su interior, provocando a su vez el enfriamiento del fluido caliente que sale desde el estanque [33]. Es por esto que se considera un volumen ideal del estanque (ecuación (3.23)), para luego calcular el volumen real (ecuación (3.24)), el cual debe ser mayor al volumen ideal para contrarrestar el efecto del enfriamiento de la sal fundida caliente a la salida del estanque termocline, en el ciclo de descarga.

Se considera que el estanque posee una geometría cilíndrica, con una razón de aspecto determinada (razón entre la altura del estanque y su diámetro). En las siguientes ecuaciones,  $H$  corresponde a su altura (m),  $D$  es el diámetro (m),  $RA$  es la razón de aspecto,  $V_{real}$  es su volumen real ( $m^3$ ),  $V_{Ideal}$  es su volumen ideal ( $m^3$ ), y  $Q_{almacenamiento}$  es su calor de almacenamiento (MJ).

Respecto a la sal fundida,  $\rho_f$  es su densidad ( $\frac{kg}{m^3}$ ) a una temperatura promedio entre sus temperaturas máximas y mínimas de funcionamiento,  $T_h$  y  $T_c$ , respectivamente (K). Las densidades  $\rho_{f,h}$  y  $\rho_{f,c}$  corresponden a las densidades de la sal fundida a las temperaturas máximas y mínimas de funcionamiento, respectivamente.  $C_{pf}$  es el calor específico de la sal fundida ( $\frac{J}{kg \cdot K}$ ). Las velocidades de entrada de sal fundida fría y caliente se denominan mediante  $u_c$  y  $u_h$ , respectivamente ( $\frac{m}{s}$ ). El flujo másico de la sal fundida (se considera igual tanto para la sal fundida fría como la sal fundida caliente) es  $\dot{m}$  ( $\frac{kg}{s}$ ).

Respecto al medio poroso, se tiene que  $K$  corresponde a la permeabilidad del medio poroso ( $m^2$ ),  $D_p$  al diámetro medio de partícula del material de llenado (m), y  $\varepsilon$  a su porosidad. La densidad y el calor específico se señalan mediante  $\rho_s$  y  $C_{ps}$ , respectivamente.

Los parámetros  $P$ ,  $t_0$ , y  $\eta$ , dan cuenta de la capacidad de la planta CSP (MW), el tiempo de descarga del estanque termocline (s), y el rendimiento del ciclo de Rankine, respectivamente.

A continuación, se presentan las principales ecuaciones para realizar el dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico de estanque termocline. Estas ecuaciones se han obtenido de diversas fuentes bibliográficas, principalmente [33] y [14]. Posteriormente el dimensionamiento es evaluado mediante el rendimiento energético del estanque.

#### 3.4.3.1 Flujo Másico ( $\frac{kg}{s}$ )

$$\dot{m} = \frac{P}{\eta C_{pf} (T_h - T_c)} \quad (3.19)$$

#### 3.4.3.2 Velocidad de sal fundida caliente ( $\frac{m}{s}$ )

$$u_h = \frac{4\dot{m}}{\pi\rho_{f,h}D^2} \quad (3.20)$$

3.4.3.3 Velocidad de sal fundida fría ( $\frac{m}{s}$ )

$$u_c = u_h \left[ \varepsilon \left( \frac{\rho_{f,h}C_{pf}}{(1-\varepsilon)\rho_s C_{ps} + \varepsilon\rho_{f,h}C_{pf}} \right) \left( 1 - \frac{\rho_{f,h}}{\rho_{f,c}} \right) + \frac{\rho_{f,h}}{\rho_{f,c}} \right] \quad (3.21)$$

3.4.3.4 Calor de almacenamiento (MJ)

$$Q_{almacenamiento} = \frac{Pt_0}{\eta} \quad (3.22)$$

3.4.3.5 Volumen ideal de estanque ( $m^3$ )

$$V_{ideal} = \frac{Q_{almacenamiento}}{\rho_f C_{pf} (T_h - T_c)} \quad (3.23)$$

3.4.3.6 Volumen real de estanque ( $m^3$ )

$$V_{real} = \frac{\rho_f C_{pf}}{\rho_s C_{ps} (1-\varepsilon) + \rho_f C_{pf} \varepsilon} V_{ideal} \quad (3.24)$$

3.4.3.7 Diámetro de estanque (m)

$$D = \frac{4V_{real}}{\sqrt[3]{\pi RA}} \quad (3.25)$$

3.4.3.8 Altura de estanque (m)

$$H = \frac{4V_{real}}{\pi D^2} \quad (3.26)$$

Respecto al medio poroso, se tienen las siguientes ecuaciones [34]:

### 3.4.3.9 Permeabilidad ( $m^2$ )

$$K = \frac{D_p^2 \varepsilon^2}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad (3.27)$$

### 3.4.3.10 Resistencia Viscosa ( $m^{-2}$ )

$$RV = \frac{1}{K} \quad (3.28)$$

### 3.4.3.11 Resistencia Inercial ( $m^{-1}$ )

$$RI = \frac{3,5(1 - \varepsilon)}{D_p \varepsilon^3} \quad (3.29)$$

## 3.5 Desarrollo numérico del estanque termoclino

A continuación, se detallan los principales parámetros de operación que se consideran para el desarrollo numérico en FLUENT del estanque de termoclina. En la Tabla 3.2 se indican las condiciones de operación que se consideran para desarrollar la simulación numérica del problema, mientras que en la Tabla 3.3 se indican las propiedades del material poroso considerado en la simulación (roca cuarcita)

Tabla 3.2: Condiciones de operación para desarrollo de simulación numérica

Rendimiento Ciclo Rankine	0,400 [35]
Temperatura máxima (K)	673,150 [26]
Temperatura mínima (K)	543,150 [26]
Calor específico Sal fundida (J/kg*K)	1.520 [14]

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.3: Propiedades de la roca cuarcita, para desarrollo de simulación numérica

Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	2.500 [14]
Calor específico (J/kg*K)	830 [14]
Porosidad	0,220 [14]
Conductividad (w/m-k)	5,690 [36]
Diámetro medio de partícula (m)	0,019 [36]

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 3.4 se detallan los parámetros de Permeabilidad, Resistencia Viscosa, y Resistencia Inercial del material poroso dadas las condiciones de operación. Estos son parámetros que se ingresan directamente en FLUENT. Estos parámetros son calculados mediante las ecuaciones (3.27), (3.28), y (3.29).

Tabla 3.4: Propiedades de roca cuarcita, para desarrollo de simulación numérica

Permeabilidad ( $m^2$ )	$4,230 \times 10^{-8}$
Resistencia viscosa ( $\frac{1}{m^2}$ )	$2,362 \times 10^7$
Resistencia inercial ( $\frac{1}{m}$ )	$1,345 \times 10^4$

Fuente: Elaboración propia



## 4- Resultados

### 4.1 Presentación de los resultados

A continuación, se muestran los resultados del presente trabajo.

#### 4.1.1 Ley de escalamiento preliminar

La ley de escalamiento preliminar es la ley de escalamiento de plantas CSP considerando que todas poseen un sistema de almacenamiento térmico de doble estanque.

Se expone la Tabla 4.1, donde se muestra la lista de plantas con costos y capacidades encontradas en la revisión bibliográfica, para así obtener la ley de escalamiento preliminar mediante el costo normalizado.

Tabla 4.1: Datos de costo de capital y capacidad de plantas CSP de colectores parabólicos. Los datos marcados con (\*) fueron obtenidos desde el sitio web detallado al pie de página<sup>3</sup>.

Nombre	País	Año construcción	Capacidad (MW)	Costo (MUSD)	Costo normalizado (MUSD)
Proyecto Helioterm	Brasil	2014	1	14,00*	17,48
Holaniku Keahole P.	EEUU	2009	2	20,00*	17,04
SEGS I	EEUU	1984	14	62,00 [37]	50,55
SEGS II	EEUU	1985	30	96,00 [37]	138,60
SEGS IV	EEUU	1989	30	104,00 [37]	165,07
SEGS V	EEUU	1989	30	122,00 [37]	185,51
SEGS VI	EEUU	1989	30	116,00 [37]	178,70
SEGS VII	EEUU	1989	30	117,00 [37]	179,84
SEGS III	EEUU	1985	30	101,00 [37]	143,65
Solnova1	España	2008	50	308,68*	289,53
N. Solar One	España	2006	50	350,96*	307,91
SEGS VIII	EEUU	1989	80	233,00 [37]	361,84
Shams 1	Emiratos Árabes	2012	100	600,00*	657,58

Fuente: Elaboración propia.

Respecto a la actualización de los datos debido a la curva de aprendizaje (sección 3.3.2.2), se tiene que para la tecnología de plantas CSP, la tasa de aprendizaje es de 11% [28], y en la Tabla 4.2 se detalla cómo ha ido aumentando la capacidad total instalada acumulada (MW) respecto a

<sup>3</sup> Sitio web: <http://www.cspworld.org/cspworldmap>. Consulta realizada el 16 de octubre del 2016.

cada año, desde el año 1984, año en que se instaló la primera planta CSP de colectores parabólicos, SEGS I. Los datos de capacidad total instalada acumulada se obtuvieron de la publicación de la organización REN21 [19] y de la información brindada por el sitio web descrito al pie de la página<sup>4</sup>.

En la última columna de la Tabla 4.2 se indica la cantidad de veces que se duplica la capacidad para el año respectivo, en comparación al año 2015. Esto se realiza mediante la fórmula (3.6). Con esto se tienen todos los datos para actualizar los costos debido a la curva de aprendizaje, usando la fórmula (3.3).

Tabla 4.2: Capacidad total instalada acumulada (MW) por año, para tecnología CSP.

Año	Capacidad total instalada acumulada (MW)	Veces que se duplica capacidad
1984	14	8
1985	74	6
1989	274	4
1990	354	3
2001	354	3
2004	355	3
2006	355	3
2007	429	3
2008	484	3
2009	662,5	2
2010	989	2
2011	1741,5	1
2012	2553	0
2013	3476,5	0
2014	4400	0
2015	4800	0

Fuente: Elaboración propia.

Respecto a la estandarización de datos debido a la tecnología de almacenamiento térmico, según se indica en la sección 3.3.2.1, se considera una ley de escalamiento para el sistema de almacenamiento térmico de doble estanque, con los datos detallados en la Tabla 4.3. Esta ley de escalamiento permite calcular el costo que tendría un sistema de almacenamiento térmico de 2 estanques, según la capacidad requerida por la planta CSP y el tiempo de abastecimiento de energía. En la figura 4.1 se grafica el logaritmo natural del costo del sistema de almacenamiento térmico de doble estanque versus el logaritmo natural de la capacidad de éste. En la ecuación (4.1) se indica la fórmula correspondiente a este caso, que relaciona el costo con la capacidad mediante un

<sup>4</sup> Sitio web: <http://www.cspworld.org/resources/csp-facts-figures>. Consulta realizada el 16 de octubre del 2016.

exponente de escalamiento de 0,7419, por lo que éste es el valor obtenido para el  $\alpha$  de la ecuación (3.1), en el caso del sistema de almacenamiento térmico de doble estanque.

De la misma forma, en la Tabla 4.4 se indican los datos necesarios para establecer la ley de escalamiento del sistema de almacenamiento térmico termoclino, la cual se determina mediante la regresión lineal que se obtiene con el gráfico del logaritmo natural del costo del sistema de almacenamiento térmico termoclino versus el logaritmo natural de la capacidad de éste (figura 4.2). En la ecuación (4.2) se indica la fórmula correspondiente a este caso, que relaciona el costo con la capacidad mediante un exponente de escalamiento de 0,7012, por lo que éste es el valor obtenido para el  $\alpha$  de la ecuación (3.1), en el caso del sistema de almacenamiento térmico de tipo termoclino. La información brindada por esta ley de escalamiento es útil para determinar la ley de escalamiento definitiva de las plantas estudiadas.

Tabla 4.3: Datos de costo y capacidad de sistema de almacenamiento térmico (MWht), para sistema de almacenamiento térmico de 2 estanques.

Capacidad almacenamiento (MWht)	Costo (MUSD)
0	0
100	17,137
500	85,685
1000	171,370
3000	514,110

Fuente: Elaboración propia adaptado de [26].

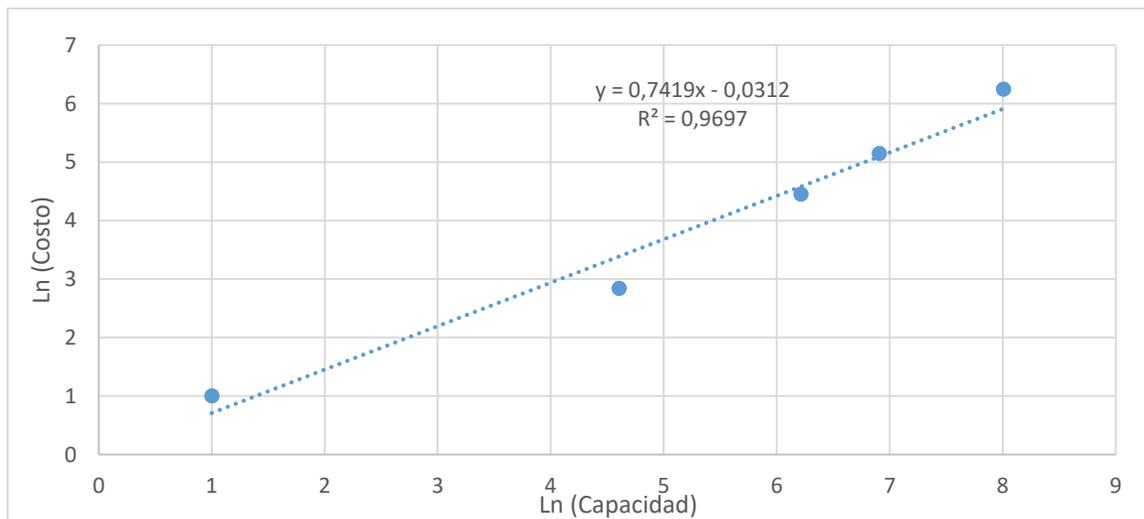


Figura 4.1: Gráfico de logaritmo natural del costo versus logaritmo natural de la capacidad de sistema de almacenamiento térmico de doble estanque. Fuente: Elaboración propia.

$$Costo = 0,97 \times Capacidad^{0,7419} \quad (4.1)$$

Tabla 4.4: Datos de costo y capacidad de sistema de almacenamiento térmico (MWht), para sistema de almacenamiento térmico termoclino.

Capacidad almacenamiento (MWht)	Costo (MUSD)
0	0
100	12,973
500	64,865
1000	129,730
3000	389,190

Fuente: Elaboración propia adaptado de [26]

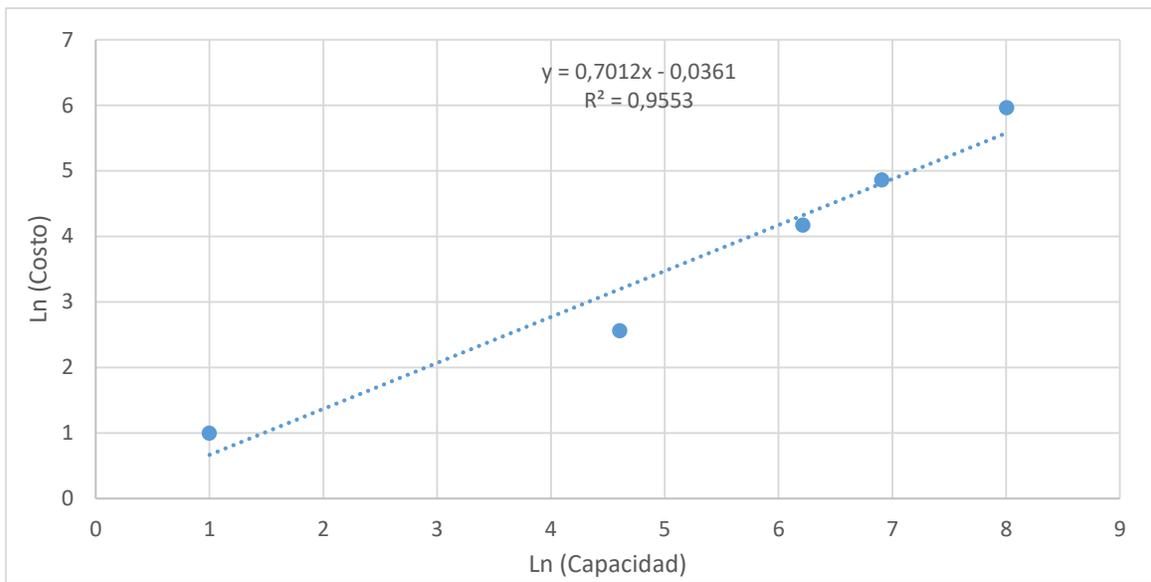


Figura 4.2: Gráfico de logaritmo natural del costo versus logaritmo natural de la capacidad del sistema de almacenamiento térmico tipo termoclino. Fuente: Elaboración propia.

$$Costo = 0,97 \times Capacidad^{0,7012} \quad (4.2)$$

Respecto a la actualización de datos debido a inflación, se usan los factores de tendencia de la compañía Marshall & Swift, detallados en el Anexo A. En el Anexo B se muestra el modelo desarrollado en el programa MS Excel para trabajar y consolidar la información obtenida. Con esto es posible graficar el logaritmo natural del costo normalizado versus el logaritmo natural de la capacidad de cada planta, lo cual se muestra en la figura 4.3.

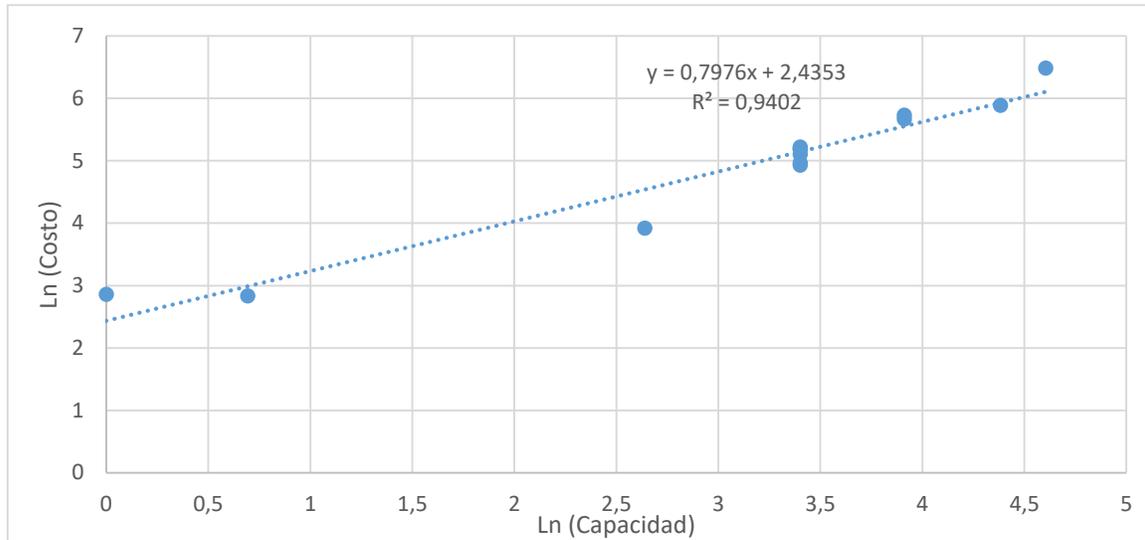


Figura 4.3: Gráfico de logaritmo natural del costo normalizado versus logaritmo natural de la capacidad de plantas. Fuente: Elaboración propia.

En la ecuación (4.3) se indica la fórmula correspondiente a este caso, que relaciona el costo con la capacidad mediante un exponente de escalamiento de 0,7976, por lo que este es el valor obtenido para el  $\alpha$  de la ecuación (3.1), obteniéndose así la ley de escalamiento preliminar de costo-capacidad para las plantas CSP de colectores parabólicos.

$$Costo = 11,42 \times Capacidad^{0,7976} \quad (4.3)$$

#### 4.1.2 Simulación numérica de estanque termoclino

A continuación, se muestran los principales resultados de la simulación numérica del estanque termoclino que se lleva a cabo en el módulo FLUENT de Ansys. La descripción que sigue a continuación es válida para el caso del estanque termoclino dimensionado para una planta de 14 (MW), con un tiempo de descarga de 7,5 horas, y una razón de aspecto de 0,4. Sin embargo, los demás casos se realizan de manera idéntica a éste.

En total se realizan 6 simulaciones de casos, considerando capacidades de plantas CSP de colectores parabólicos de 14, 30, y 80 (MW), donde en cada una de estas 3 capacidades se evalúa el rendimiento energético para estanques termoclino con razones de aspecto de 0,4 y 1. El plan es obtener el rendimiento energético para cada caso, para evaluar la influencia que tiene la razón de aspecto sobre el rendimiento energético, y determinar si el dimensionamiento del estanque se ha

realizado eficientemente. De resultar así, se puede extrapolar que el dimensionamiento se realizó de manera eficiente para todos los estanques estudiados.

Para realizar la simulación, en general se considera que el problema se lleva a cabo en un régimen transiente, y la geometría es bidimensional axisimétrica respecto al eje x. En la figura 4.4 se muestra una imagen de la geometría usada con las respectivas indicaciones. Se considera que hay gravedad en el sentido negativo del eje x, con un valor igual a  $9,81 \frac{m}{s^2}$ . La figura 4.5 muestra el mallado realizado sobre la geometría del problema.

Los modelos considerados para realizar la simulación son los de Multifase VoF (Volume of Fluid) de 2 fases Eulerianas con formulación explícita, Energía, y Viscoso k- $\epsilon$  estándar. El modelo Multifase VoF resuelve la ecuación de momentum (3.9), mientras que el modelo de Energía resuelve las ecuaciones de energía (3.12) y (3.13), descritas en la sección (3.4.1) de Ecuaciones gobernantes [34]. El modelo Viscoso k- $\epsilon$  estándar se habilita ya que se está trabajando en un régimen turbulento.

Respecto a las condiciones de borde, se considera en la entrada una condición de tipo “Velocity Inlet” donde sólo ingresa fluido frío a 543,15 (K), en la salida una condición de tipo “Pressure Outlet” donde sólo sale fluido caliente con una temperatura Backflow (temperatura que se impone en caso de que se produzca flujo inverso en la salida del estanque debido a la simulación, lo cual ayuda en la convergencia de ésta) de 673,15 (K), las regiones de contacto entre los distribuidores y la zona porosa se trabajan como “Interface”, el eje de simetría se trabaja como “Axis”, y el muro con una condición de tipo “Wall” adiabático.

El hecho de que las propiedades físicas del fluido varíen con la temperatura (ecuaciones (3.15), (3.16), y (3.17)) provoca que la simulación a realizar sea no lineal.

En la Tabla 4.5 se resumen los parámetros anteriormente mencionados para realizar la simulación.

En las Tablas 4.6 y 4.7 se detalla el diámetro y altura de los estanques trabajados en la simulación.

Se debe notar que en las figuras correspondiente al modelo realizado en el programa (como la figura 4.4), el eje “x” y el eje “y” corresponden a los los ejes “z” y “r” de la formulación axisimétrica tradicional. Además, para usar una geometría axisimétrica, FLUENT usa el eje “x” como eje de simetría, por lo que esto obliga a visualizar el problema de manera horizontal con la gravedad actuando en la misma dirección del eje “x”.

Tabla 4.5: Principales parámetros de simulación

Capacidad de Planta (MW)	14
Tiempo de descarga (hr)	4,50
Geometría	Bidimensional, axisimetrica
Razón de aspecto	0,40
Modelos	VoF Multifase, Energía, Viscoso k-ε
Velocidad de entrada (m/s)	$2,51 \times 10^{-4}$
Temperatura de entrada (K)	543,15
Temperatura Backflow de salida (K)	673,15
Paredes del estanque	Adiabáticas

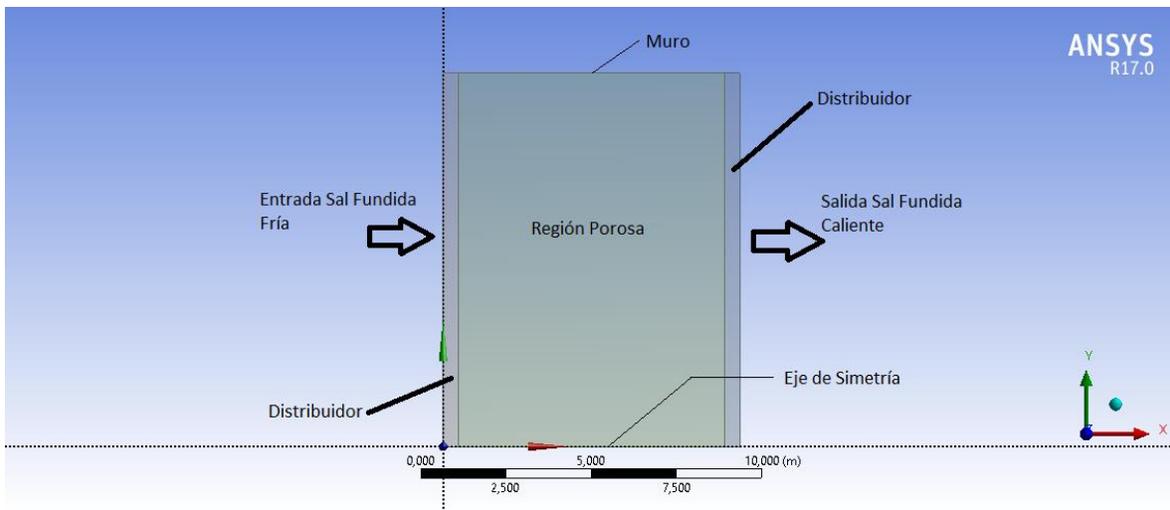


Figura 4.4: Geometría del problema. Fuente: Elaboración propia.

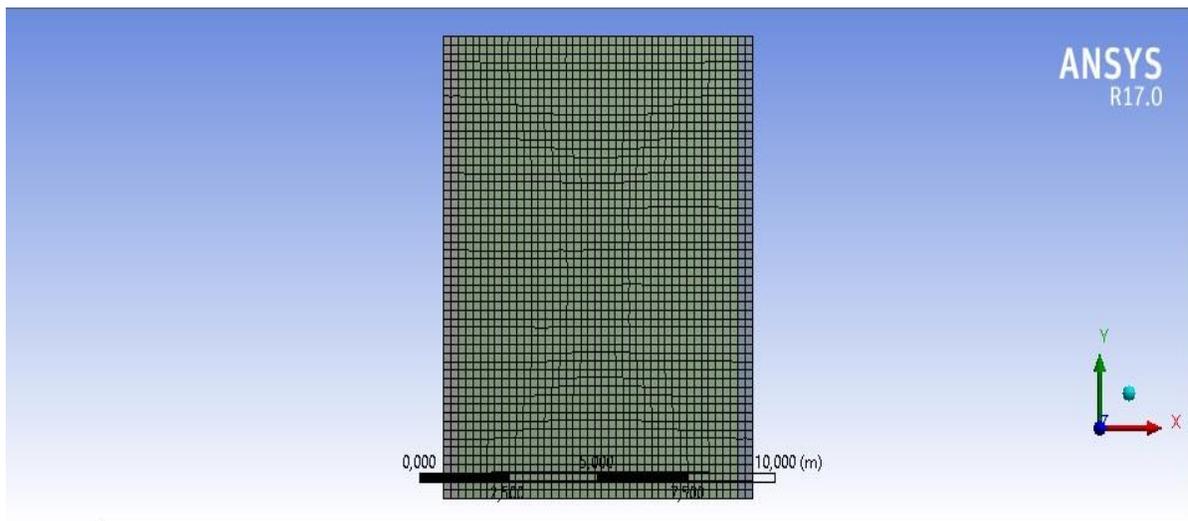


Figura 4.5: Mallado de la geometría. Fuente: Elaboración propia.

En las figuras 4.6, 4.7, 4.8, y 4.9 se muestran los principales resultados de la simulación para el caso expuesto. Las figuras 4.6 y 4.7 muestran el campo de temperaturas y la fracción volumétrica del fluido frío entrante, respectivamente, que se generan luego de un tiempo físico de simulación de 1 [hr]. Las figuras 4.8 y 4.9 muestran el campo de temperaturas y la fracción volumétrica del fluido frío entrante, respectivamente, que se generan luego de un tiempo físico de simulación de 4,5 (hr).

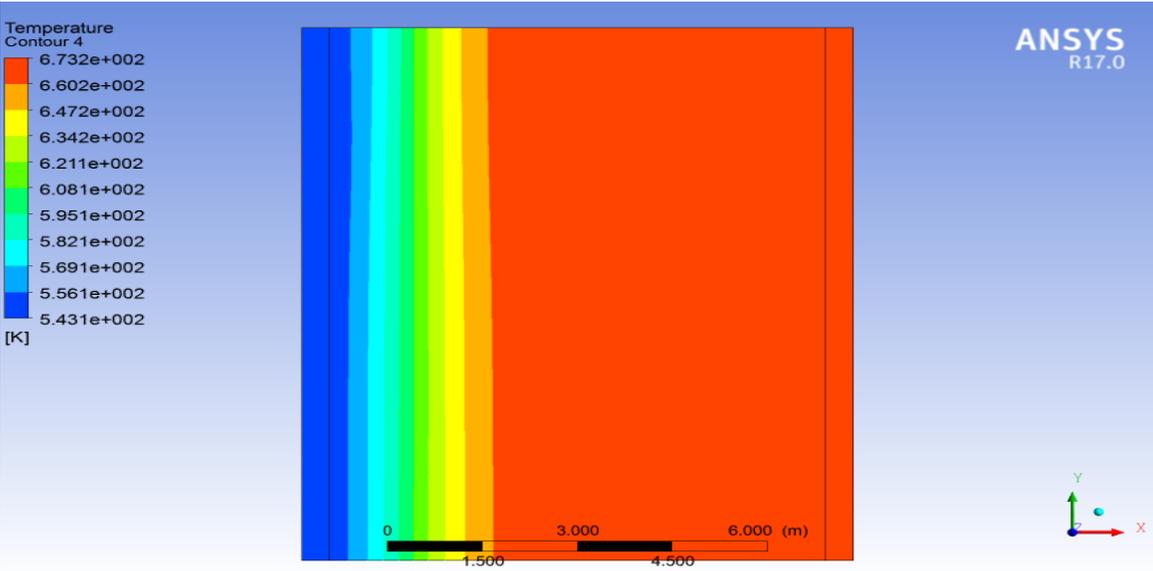


Figura 4.6: Campo de temperaturas. Tiempo de 1 [hr]. Fuente: Elaboración propia.

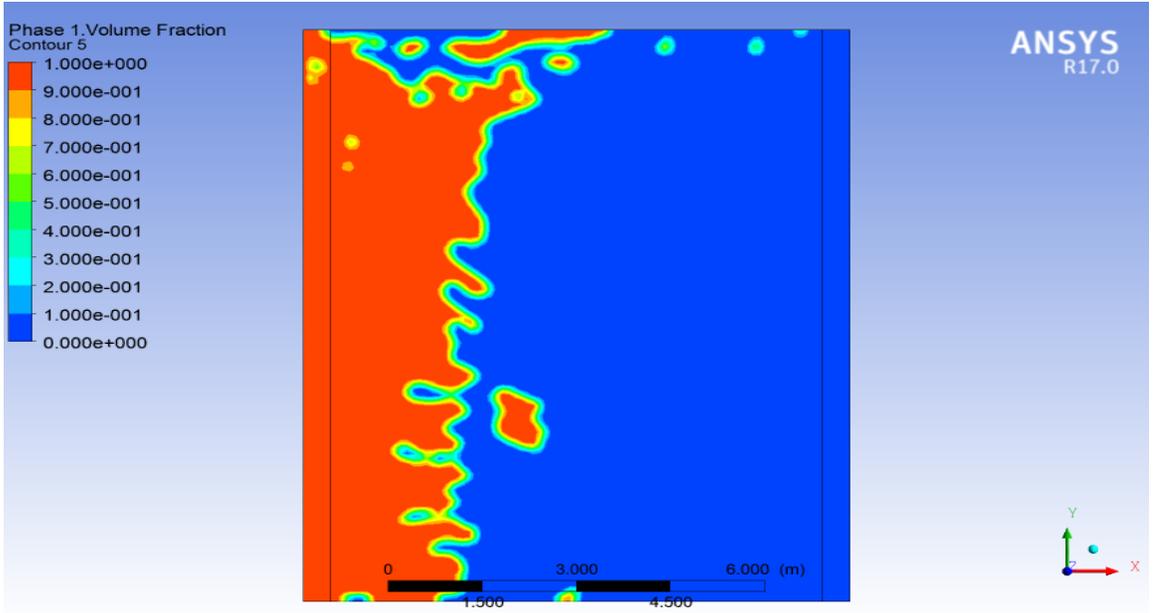


Figura 4.7: Fracción volumétrica del fluido frío entrante. Tiempo de 1 [hr]. Fuente: Elaboración propia.

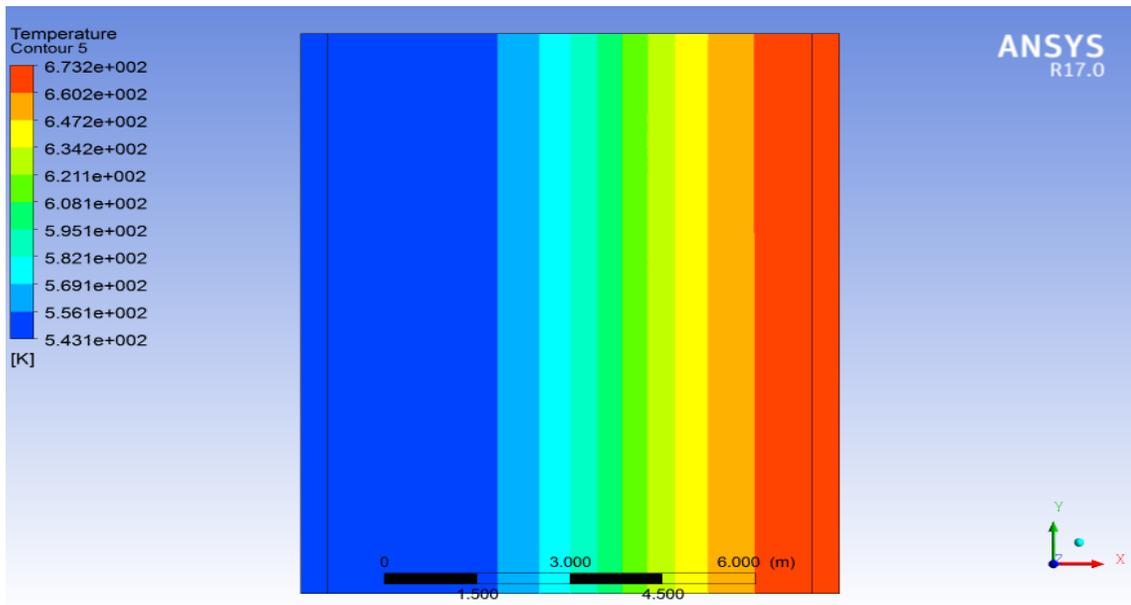


Figura 4.8: Campo de temperaturas. Tiempo de 4,5 (hr). Fuente: Elaboración propia.

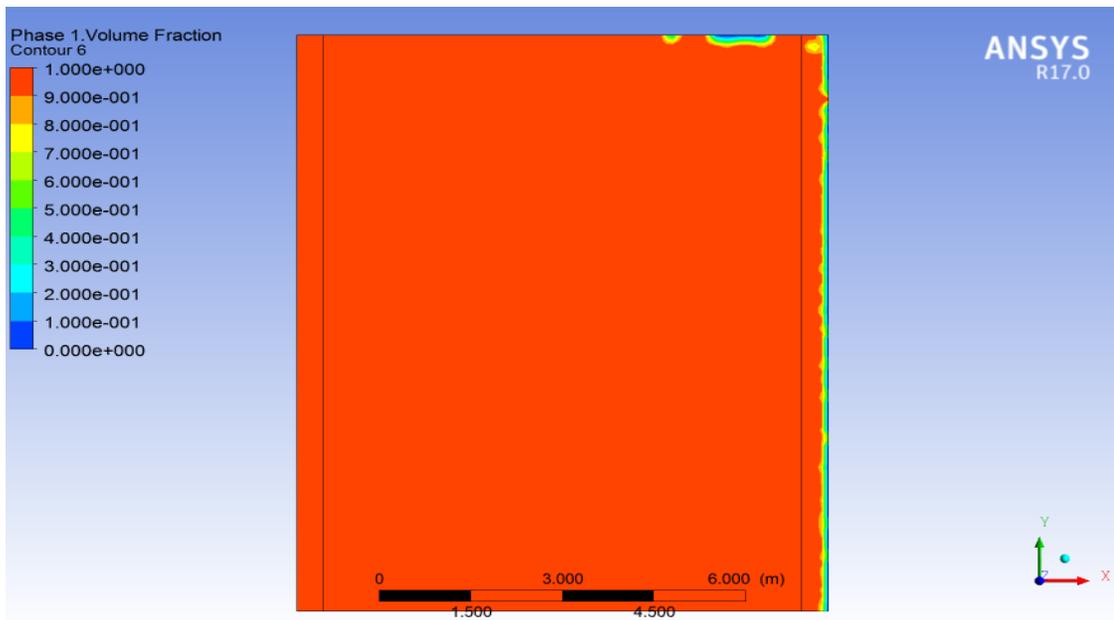


Figura 4.9: Fracción volumétrica del fluido frío entrante. Tiempo de 4,5 (hr). Fuente: Elaboración propia.

En la figura 4.10 se resumen los datos obtenidos de la simulación para el caso mostrado anteriormente, donde se grafica la temperatura de salida de la sal fundida caliente versus el respectivo tiempo de simulación. Notar que el gráfico se escala de tal manera de poder apreciar la degradación de la temperatura con el tiempo de simulación.

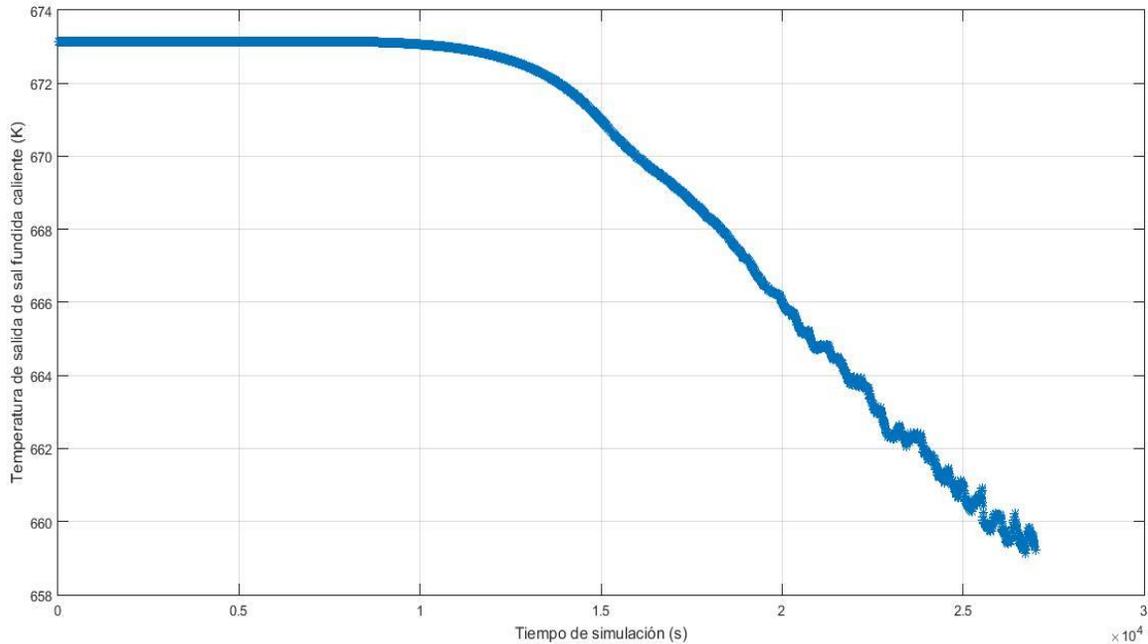


Figura 4.10: Gráfico de la temperatura de salida de sal fundida caliente versus el tiempo de simulación. Fuente: Elaboración propia.

En el Anexo C se muestran los resultados de la simulación numérica para un estanque termoclino diseñado para alimentar una planta CSP de 80 (MW) por un tiempo de 7,5 (hr), y una razón de aspecto de 1. Se toman imágenes para un total de 8 tiempos distintos, separados por un periodo de 0,75 (hr). Notar que las imágenes del lado izquierdo muestran el campo de temperatura dentro del estanque, donde se puede apreciar el avance de la termoclina a través del estanque. El lado derecho de las imágenes muestra la fracción volumétrica de la sal fundida que entra al estanque, para el mismo caso. Estas imágenes permiten observar el comportamiento de la termoclina dentro del estanque durante el ciclo de descarga, junto con la fracción volumétrica de la sal fundida fría entrante.

#### 4.1.3 Dimensionamiento estanque termoclino

A continuación, se expone de manera resumida el rendimiento obtenido para el estanque termoclino en distintas capacidades de plantas. Para cada capacidad de planta, se consideran 2 razones de aspecto diferentes. En la Tabla 4.6 se muestran los resultados del rendimiento obtenido considerando una razón de aspecto de 0,4, y en la Tabla 4.7 se muestran los resultados obtenidos

considerando una razón de aspecto de 1. En el Anexo D se muestra el modelo desarrollado en MS Excel para obtener el rendimiento requerido.

Tabla 4.6: Resultados de rendimiento para estanque de termoclina, con razón de aspecto igual a 0,4

Capacidad planta (MW)	Capacidad de almacenamiento (MWht)	Flujo másico (kg/s)	Velocidad entrada fluido frío (m/s)	Diámetro (m)	Altura (m)	Rendimiento
14	262,500	177,126	$2,514 \times 10^{-4}$	21,759	8,703	0,972
30	562,500	379,555	$3,241 \times 10^{-4}$	28,052	11,221	0,975
80	1.500	1.012,146	$4,494 \times 10^{-4}$	38,900	15,560	0,971

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.7: Resultados de rendimiento para estanque de termoclina, con razón de aspecto 1

Capacidad planta (MW)	Capacidad de almacenamiento (MWht)	Flujo másico (kg/s)	Velocidad entrada fluido frío (m/s)	Diámetro (m)	Altura (m)	Rendimiento
14	262,500	177,126	$4,631 \times 10^{-4}$	16	16	0,916
30	562,500	379,555	$5,970 \times 10^{-4}$	20,670	20,670	0,953
80	1.500	1.012,146	$8,279 \times 10^{-4}$	28,662	28,662	0,954

Fuente: Elaboración propia

#### 4.1.2 Ley de escalamiento definitiva

Para obtener la ley de escalamiento definitiva, se considera el supuesto de que todas las plantas estudiadas poseen un sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino. Luego, a las plantas que no poseen almacenamiento térmico en la realidad, se les suma el costo de un sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino según la capacidad de la planta y las horas requeridas de almacenamiento, esto usando la información de la ley de escalamiento para el

sistema de almacenamiento térmico termoclino (ecuación (4.2)). Para las plantas que si poseen almacenamiento térmico en la realidad (de 2 estanques), se les resta el costo de éste sistema de almacenamiento térmico (el costo del sistema de almacenamiento térmico de doble estanque se calcula mediante la ecuación (4.1)), y se le agrega al costo de la respectiva planta CSP el costo de un sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino. Con esta información, es posible obtener el gráfico de la figura 4.11, que muestra el logaritmo natural del costo normalizado versus el logaritmo natural de la capacidad de las plantas estudiadas, incluyendo un sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino.

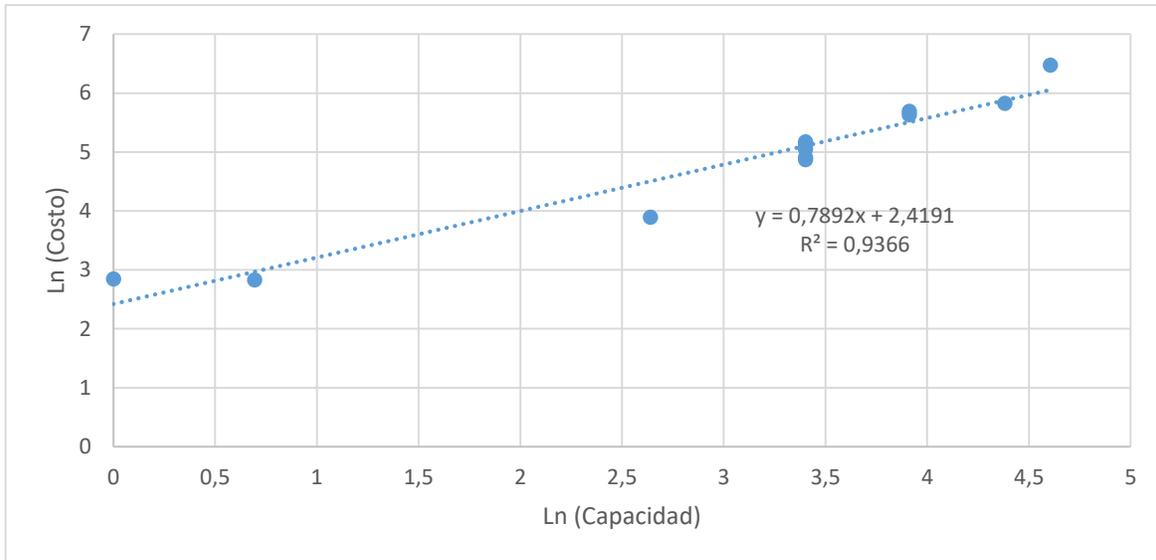


Figura 4.11: Gráfico de logaritmo natural del costo normalizado versus logaritmo natural de la capacidad de plantas, considerando sistema de almacenamiento térmico termoclino. Fuente: Elaboración propia.

En la ecuación (4.4) se indica la fórmula correspondiente a este caso, que relaciona el costo con la capacidad mediante un exponente de escalamiento de 0,7892, por lo que éste es el valor obtenido para el  $\alpha$  de la ecuación (3.1), obteniéndose así la ley de escalamiento definitiva de costo-capacidad para las plantas CSP de colectores parabólicos, con un sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino.

$$\text{Costo} = 11,24 \times \text{Capacidad}^{0,7892} \quad (4.4)$$

## 4.2 Análisis de los resultados

- La ley de escalamiento preliminar se obtiene usando datos de 13 plantas construidas en distintos periodos de tiempo, donde algunas poseen almacenamiento térmico y otras no. Respecto a la variabilidad de los datos, se tiene que ésta es relativamente baja ya que sólo hay 7 capacidades distintas para analizar la ley de escalamiento. Esto se considera como un factor negativo dentro del análisis, ya que mientras menos datos de distintas capacidades existan, menos preciso es el valor del  $\alpha$  encontrado en la ley de escalamiento. Por otra parte,

este factor se ve potenciado por el hecho de que el número de plantas analizadas es relativamente bajo (13 datos de costo/capacidad). Los factores anteriormente mencionados existen debido a que la tecnología de plantas CSP de colectores parabólicos es relativamente nueva (primera planta construida en 1984), y ésta se encuentra aún en desarrollo, por lo que el número de plantas en operación existentes es relativamente bajo, llegando a ser sólo 66 plantas comerciales en operación con solo 10 capacidades distintas, analizándose un 19,7% de los datos de costos disponibles, y un 70% de los datos de capacidades disponibles, números que se consideran aceptables para el análisis de la ley de escalamiento. No es posible analizar la totalidad de las plantas en el mundo ya que la información respecto a los costos de instalación de una planta es intrínsecamente de carácter comercial y por lo tanto en la gran mayoría de los casos es información confidencial, que no se encuentra en la literatura disponible para el investigador.

- Respecto al costo del sistema de almacenamiento térmico de 2 estanques, éste se obtiene mediante la ecuación (4.1). La regresión lineal del gráfico de la figura 4.1 se obtiene mediante 5 datos de costo/capacidad para este tipo de almacenamiento térmico. Se obtiene un exponente de escalamiento  $\alpha$  de 0,7419, con un coeficiente de correlación  $R^2 = 0,9697$ . De la misma forma se obtiene la ley de escalamiento para el sistema de almacenamiento térmico de termoclina, donde se tiene como resultado que el exponente de escalamiento  $\alpha$  es de 0,7012, con un coeficiente de correlación  $R^2 = 0,9553$ .
- Se puede observar que el sistema de almacenamiento térmico de termoclina presenta mayores economías de escala, ya que su exponente de escalamiento es menor al exponente de escalamiento del sistema de almacenamiento térmico de 2 estanques. Además de esto, al comparar los valores de costos de las Tablas 4.3 y 4.4 se puede notar que el sistema de almacenamiento térmico de termoclina es más económico que el sistema de almacenamiento térmico de doble estanque.
- Respecto a la simulación numérica de la descarga del estanque termoclino, en las figuras 4.6 y 4.8 se puede observar la termoclina que se genera dentro del estanque, que separa al fluido de alta temperatura con el de baja temperatura. Se puede notar que a medida que se desarrolla la descarga del estanque, la termoclina va aumentando su grosor, pasando de tener aproximadamente 2 [m] de espesor hasta tener unos 4 [m] de espesor. Esto ocurre principalmente debido a que el estanque se vacía a una velocidad relativamente baja para este caso ( $2,5 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$ ), lo cual provoca que predomine el intercambio térmico conductivo entre el material poroso de llenado (roca cuarcita) y el fluido frío (sal fundida), por sobre el intercambio térmico convectivo (que depende de la velocidad del flujo de la sal fundida).
- Otro resultado notable de la simulación numérica, es el hecho de que la termoclina no viaja a la misma velocidad que el nivel de la sal fundida fría entrante. Esto se puede apreciar en

las figuras 4.6, 4.7, 4.8, y 4.9. En las figuras 4.6 y 4.7 se tiene el campo de temperaturas y la fracción volumétrica de la sal fundida fría (en rojo), respectivamente, luego de un tiempo físico de simulación de 1 [hr], y en las figuras 4.8 y 4.9 se tiene el campo de temperaturas y la fracción volumétrica de la sal fundida fría (en rojo), respectivamente, luego de un tiempo físico de simulación de 4,5 [hr]. Como se puede apreciar, sobre todo de las figuras 4.8 y 4.9, a pesar de que el estanque esté lleno de la sal fundida fría entrante, aún prevalece una zona de gradiente de temperatura (termoclina) que separa sal fundida caliente de la sal fundida fría, lo cual indica que la sal fundida fría entrante va aumentando su temperatura a medida que viaja por el estanque, debido a la energía que intercambia con el medio poroso y con la sal fundida caliente que se encuentra en contacto con ésta.

- Los rendimientos obtenidos por las Tablas 4.6 y 4.7 indican que los estanques son dimensionados de manera efectiva, ya que siempre se mantiene un rendimiento mayor a 0,9, lo cual indica que mediante un estanque de termoclina es posible recuperar más del 90% de la energía almacenada por éste. Sin embargo, la diferencia de los rendimientos mostrados por las Tablas 4.6 y 4.7 se deben a la razón de aspecto considerada para construir la geometría del estanque. A partir de los resultados, es posible observar que los estanques cuya razón de aspecto es de 0,4 (con un rendimiento energético promedio de 0,97) poseen un mejor rendimiento que los estanques que poseen una razón de aspecto de 1 (con un rendimiento energético promedio de 0,94).
- Finalmente, mediante el gráfico de la figura 4.11 se obtiene que el exponente de escalamiento de plantas CSP considerando sistemas de almacenamiento térmico de termoclina es  $\alpha = 0,7892$ , con un coeficiente de correlación de  $R^2 = 0,9366$ , por lo que se tiene definida la ley de escalamiento definitiva buscada por la presente investigación. Se puede observar que el exponente de escalamiento para plantas CSP considerando sistemas de almacenamiento térmico de termoclina es menor que el exponente de escalamiento para plantas CSP considerando sistemas de almacenamiento térmico de 2 estanques (0,7892 versus 0,7976, respectivamente), por lo que el sistema de almacenamiento térmico de termoclina produce que existan mejores economías de escala en las plantas CSP de colectores parabólicos, respecto a su contraparte de almacenamiento térmico de 2 estanques.

## 5- Discusión y conclusiones

### 5.1 Discusión

Respecto a los antecedentes de la presente investigación:

- Dado los datos mostrados por la figura 3.6, es posible indicar que la tecnología CSP de colectores solares parabólicos posee una relativa baja participación en la generación de energía renovable no convencional, ya que sólo participa con un porcentaje del 0,4% de la producción de energía a nivel mundial, cifra compartida con la generación de energía mediante Geotermia. Una posible explicación a este bajo porcentaje es que la tecnología de generación de energía mediante CSP es relativamente nueva, ya que la primera planta comercial CSP se construye en 1984, tal como se indica en la sección 3.1. A nivel nacional el panorama no es muy distinto, debido a que no hay generación de energía mediante tecnología CSP. Sin embargo, se encuentra en construcción una planta CSP de torre solar que aportaría 110 MW a la generación eléctrica nacional, y se encuentra en proceso de resolución ambiental un proyecto CSP de 450 MW. Probablemente estos proyectos han sido impulsados gracias a la reciente (2013) normativa chilena respecto a ERNC (“Ley 20/25”).
- El rendimiento de la ecuación (3.18) considera en el denominador la energía máxima que podría almacenar el estanque termoclino según diseño. Esta forma de obtener el rendimiento subestima la performance del estanque, ya que la energía almacenada realmente por el estanque es menor a la energía máxima calculada según los requerimientos de la capacidad de la planta CSP, esto debido a que en el ciclo de carga del estanque existen pérdidas energéticas que no han sido consideradas por el presente estudio, principalmente debido al intercambio térmico con el medio ambiente del estanque y a las variaciones que tiene la temperatura de la sal fundida caliente en la entrada del estanque termoclino, esto debido a que el fluido proviene directamente de los colectores solares parabólicos, los cuales captan radiación solar que tiene un comportamiento variable durante el día. Por otra parte, la energía de descarga (numerador de la ecuación (3.18)) obtenida mediante la simulación numérica por FLUENT, se calcula en función de la temperatura de salida del estanque en el ciclo de descarga de sal fundida caliente, la cual es variable con el tiempo. Para calcular esta temperatura de salida se usa el supuesto de que los muros del estanque termoclino son adiabáticos, por lo que existe una pérdida de energía térmica no considerada, que podría disminuir el rendimiento del estanque. En resumidas cuentas, hay dos factores (similares) no considerados que podrían respectivamente aumentar y disminuir el rendimiento energético del estanque termoclino, por lo que eventualmente, al considerar ambos en el modelo, la acción de un factor podría compensar al otro. Esto conlleva a que se consideren aceptables los supuestos actualmente usados para determinar el rendimiento energético.

- En la presente investigación sólo se considera el ciclo de descarga del estanque termoclino para obtener el rendimiento energético de éste. La simulación numérica del ciclo de carga es una investigación interesante de realizar, ya que se podría estimar de forma precisa la energía que almacena el estanque termoclino, y así obtener un resultado más certero para el rendimiento de éste. No obstante, esta simulación no se contempla dentro de los alcances del trabajo. Además, el cálculo del rendimiento se realiza para verificar que el estanque termoclino se ha dimensionado eficientemente respecto a los requerimientos de capacidad que posee la planta CSP, por lo que no se justifica realizar un estudio más preciso del rendimiento energético del estanque, al menos para este trabajo.

Respecto a los resultados obtenidos:

- Se obtienen las leyes de escalamiento de los sistemas de almacenamiento térmico de doble estanque y del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino, mediante 5 datos de costo-capacidad para cada uno de estos sistemas. Las leyes de escalamiento de costo-capacidad de estos sistemas se trata de información que tiene un uso versátil, ya que permite obtener el costo de un sistema de almacenamiento térmico de cualquier capacidad, lo cual es fundamental para el presente trabajo ya que la información de costos de plantas CSP de colectores parabólicos con sistemas de almacenamiento térmico termoclino es escasa. Por otra parte, mediante las Tablas 4.3 y 4.4 es posible calcular cuánto más barato es el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino, respecto al de doble estanque. Para cada capacidad, se tiene que el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino es un 25,3% más económico. Esto difiere de ciertas fuentes que indican que el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino podría llegar a ser hasta un 35% más económico que su contraparte de 2 estanques [15]. A pesar de esto, se confía en los datos mostrados por las Tablas 4.3 y 4.4, ya que estos costos fueron obtenidos mediante una segregación de costos de los sistemas de almacenamiento térmico [26]. Por otro lado, independientemente de si el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino es un 25,3% o un 35% más económico, se justifica plenamente realizar la presente investigación, ya que cualquiera de los 2 valores representa una reducción importante en los costos de la planta CSP, si es que el sistema de almacenamiento térmico se encuentra eficientemente dimensionado.
- La variable de razón de aspecto es considerada ya que por razones de construcción los estanques no pueden superar los 14 [m] de altura [38], por lo que hay algunos casos que en la realidad no podrían realizarse, como son el estanque termoclino con razón de aspecto de 0,4 para una planta de 80 [MW] de capacidad (Tabla 4.6), y todos los casos de estanque termoclino con una razón de aspecto de 1 (Tabla 4.7). No obstante, a pesar de que éstos casos no sean realizables en la práctica, el análisis de todas maneras se puede realizar ya que las herramientas computacionales no tienen restricciones en cuanto a construcción, por lo que se justifica estudiar estos casos.

- Se considera que la simulación en FLUENT se realiza de manera correcta ya que los resultados de la simulación (Figuras 4.6, 4.7, 4.8, y 4.9) indican que el proceso de descarga del estanque termoclino se lleva a cabo tal como se esperaba, esto principalmente debido a que se genera una termoclina bien definida que separa las regiones de fluido a alta temperatura del fluido a baja temperatura, y por otra parte se observa que las líneas de flujo de fluido frío entrante se vuelven homogéneas a medida que hacen ingreso al estanque termoclino (no se generan vorticidades en el desarrollo del ciclo de descarga). Ambos fenómenos son debido a la influencia que tiene el medio poroso sobre la operación del estanque. Lo anterior también es complementado por la información expuesta en el Anexo C.

Naturalmente, lo anterior conduce a que los rendimientos obtenidos son válidos ya que el método ha sido correctamente usado. Por otra parte, ciertas fuentes indican que el rendimiento energético de un estanque termoclino con medio poroso es de 98,72% [14], lo cual se acerca bastante al rendimiento energético obtenido para los estanques de termoclina de razón de aspecto 0,4.

- Para mejorar el cálculo del rendimiento energético, es posible refinar aún más el mallado mostrado por la figura 4.5, y además se recomienda realizar un mallado más pequeño en las cercanías del muro del estanque, en el caso de que se estudie un estanque no adiabático. No obstante, hay que considerar que el tiempo de procesamiento aumenta si es que se llevan a cabo estas mejoras en el cálculo del rendimiento.
- La elección de las plantas analizadas (14 (MW), 30 (MW), y 80 (MW), detalladas en Tablas 4.6 y 4.7) para encontrar el rendimiento del respectivo estanque termoclino se realiza de tal manera de abordar los datos más característicos posibles de todo el rango de capacidades que se tienen (mostrados en la Tabla 4.1). En ese sentido, se considera que 14 [MW] es una capacidad pequeña, 30 (MW) es una capacidad mediana, y 80 (MW) es una capacidad grande, todo esto respecto al rango completo de capacidades que existen.
- Respecto a la ley de escalamiento definitiva, se tiene que el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino produce pequeñas mejorías en las economías de escala de las plantas CSP de colectores solares parabólicos con sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino, ya que el exponente de escalamiento para este caso es de 0,7892, el cual es levemente menor al exponente de escalamiento del caso de plantas CSP de colectores solares parabólicos con sistema de almacenamiento térmico de doble estanque, que es de 0,7976. A pesar de que los valores difieren levemente, un exponente de escalamiento menor y el menor costo relativo del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino respecto al sistema de almacenamiento térmico de doble estanque, justifica la implementación del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino en las plantas CSP que se construyen hoy en día, y por lo tanto un estudio detallado de este tipo de sistema de almacenamiento térmico, como se realiza en el presente trabajo.

Respecto a los objetivos planteados:

- Es posible indicar que se cumple el objetivo general y los objetivos específicos de la presente investigación, ya que se logra analizar la ley de escalamiento de costo-capacidad que poseen las plantas CSP de colectores parabólicos, y la influencia del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino sobre la ley de escalamiento.

## 5.2 Conclusiones

De acuerdo a lo realizado en la presente investigación, se concluye lo siguiente:

- Se obtienen 13 datos de costo-capacidad de plantas CSP de colectores solares parabólicos que se encuentran en operación. Se realiza una normalización de los costos, considerando una estandarización debido a tecnología de almacenamiento térmico, actualización de datos debido a curva de aprendizaje, y actualización de datos debido a inflación.
- Se obtienen las leyes de escalamiento para los sistemas de almacenamiento térmico de doble estanque y de estanque termoclino, resultando en exponentes de escalamiento de 0,7419 y 0,7012, respectivamente. Con esto se obtiene la ley de escalamiento preliminar, con un exponente de escalamiento de 0,7976.
- Se logra un estudio físico-matemático del sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino, identificando las principales ecuaciones que gobiernan la operación de este sistema, las cuales son la ecuación de conservación de la masa, ecuación de conservación de momentum, y ecuación de conservación de la energía.
- Se logra comprobar que el dimensionamiento de los estanques según las capacidades requeridas por cada planta se realiza de manera efectiva, ya que los rendimientos energéticos obtenidos mediante las simulaciones en FLUENT superan el 90%.
- Se obtiene la ley de escalamiento definitiva de plantas CSP de colectores solares parabólicos con sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino. El exponente de escalamiento resulta ser 0,7892.
- Finalmente se concluye que el sistema de almacenamiento térmico de estanque termoclino produce pequeñas mejorías en las economías de escala en comparación al sistema de almacenamiento térmico de doble estanque. Sin embargo, se trata de un sistema de almacenamiento térmico más económico, lo cual lo pone en una situación ventajosa respecto al sistema de almacenamiento térmico de doble estanque tradicional, en el momento de elección de tecnología para este fin.

## 6- Bibliografía

- [1] Diario Oficial de la República de Chile, «Ley 20.698,» Gobierno de Chile, Chile, 2013.
- [2] Ministerio de Energía, «Reporte CIFES, Energías Renovables en el Mercado Eléctrico Chileno,» Chile, 2016.
- [3] IRENA, «Concentrating Solar Power, Cost Analysis Series,» 2012.
- [4] IRENA, «Concentrating Solar Power, Volume 1: Power Sector,» IRENA, 2012.
- [5] GIZ, «CSP Parabolic Trough Technology for Brazil,» Alemania, 2014.
- [6] D. Baharoon et al., «Historical development of concentrating solar power technologies,» Malaysia, 2014.
- [7] I.-E. & IRENA, «Thermal Energy Storage, Technology Brief,» IEA-ETSAP & IRENA, 2013.
- [8] E. Zarza, «Medium Temperature Solar Concentrators,» España.
- [9] IEA, «Technology Roadmap, Concentrating Solar Power,» Chile, 2010.
- [10] D. Kearney et al., «Assessment of a molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field,» EEUU, 2002.
- [11] E. M. Mokheimer, «Techno-economic performance analysis of parabolic trough collector,» Arabia Saudita, 2014.
- [12] M. Medrano et al., «State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation,» España, 2010.
- [13] M. Biencinto et al., «Simulation and assessment of operation strategies for solar thermal power plants with a thermocline storage tank,» España, 2014.
- [14] C.Mira et al., «Comparative Analysis Of Single And Dual Media Thermocline Tanks For Thermal Energy Storage In Concentrating Solar Power Plants,» EEUU, 2015.
- [15] Z. Yang et al., «Molten Salt Thermal Energy Storage in Thermoclines under Different Environmental Boundary Conditions,» EEUU, 2010.
- [16] C. Mira et al, «Numerical simulation of single- and dual-media thermocline tanks for energy storage in concentrating solar power plants,» EEUU, 2013.
- [17] S. M. Flueckiger et al., «Thermomechanical Simulation Of The Solar One Thermocline Storage Tank,» EEUU, 2012.

- [18] Z. Yang et al., «Cyclic operation of molten-salt thermal energy storage in thermoclines for solar power plants,» EEUU, 2012.
- [19] REN21, «Renewables 2016 Global Status Report,» EEUU, 2016.
- [20] Comisión Nacional de Energía, «Anuario Estadístico de Energía 2005 - 2015,» Chile, 2015.
- [21] Diario Oficial de la República de Chile, «Ley 20.257,» Chile, 2010.
- [22] CMI Energy, «Atacama I Chile 110 MW Molten Salts CSP,» Chile, 2015.
- [23] American Society Of Appraisers, Valuing Machinery and Equipment: The fundamentals of Appraising Machinery and Technical Assets, New York, 2005.
- [24] D. L. Phung, «Theory and Evidence for Using the Economy-of-Scale Law in Power Plant Economics,» EEUU, 1987.
- [25] H. Price et al., «Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology,» España, 2002.
- [26] M. N. Strasser, «Performance and Cost Analysis of a Structured Concrete Thermocline Thermal Energy Storage System,» EEUU, 2012.
- [27] Jrc Scientific and Policy Reports, «Technology Learning Curves for Energy Policy Support,» 2012.
- [28] J. Hernandez-Moro et al., «Analytical model for solar PV and CSP electricity costs: Present LCOE values and their future evolution,» España, 2012.
- [29] Marshall & Swift, «Cost Indexes,» EEUU, 2013.
- [30] C. Beckerman et al., «Natural Convection Solid/Liquid Phase Change in Porous Media,» EEUU, 1988.
- [31] S. Krishnan et al., «A Two-Temperature Model for the Analysis of Passive Thermal Control Systems,» EEUU, 2004.
- [32] J. E. Pacheco et al., «Results of Molten Salt Panel and Component Experiments for Solar Central Receivers,» EEUU, 1995.
- [33] A. G. Vilella, «Analysis of heat storage with a thermocline tank for CSP plants,» Turquía, 2014.
- [34] Ansys, «Ansys Fluent User Guide,» EEUU, 2013.
- [35] Z. Yang et al., «Thermal Analysis of Solar Thermal Energy Storage in a Molten-Salt Thermocline,» EEUU, 2010.
- [36] A. Modi et al., «Thermocline thermal storage systems for concentrated solar power plants,» Dinamarca, 2014.

- [37] C. Winter, «Solar Power Plants: Fundamentals, Technology, Systems, Economics,» Alemania, 1991.
- [38] G. Angelini et al., «Comparison of thermocline molten salt storage performances to commercial two-tank configuration,» Italia, 2013.
- [39] Investing.com, «Investing,» 2016. [En línea]. Disponible: <http://www.investing.com/>. [Último acceso: 5 Junio 2016].
- [40] CSP World, «CSP World,» 2015. [En línea]. Disponible: <http://www.cspworld.org/resources/technology>. [Último acceso: 16 Octubre 2016].
- [41] T. Ruegamer, «Molten Salt for Parabolic Trough Applications: System Simulation and Scale Effects,» Alemania, 2013.
- [42] Codexverde, «Codexverde,» [En línea]. Disponible: <http://www.codexverde.cl/junio-2016-proyectos-presentados/>. [Último acceso: 18 10 2016].
- [43] R. S. Pindyck, «Microeconomía,» España, 2009.
- [44] Sargent & Lundy LLC Consulting Group, «Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts,» EEUU, 2003.

## Anexos

Anexo A: Base de datos de factores de tendencia

Anexo B: Modelo desarrollado para ley de escalamiento

Anexo C: Simulación para caso: Razón de aspecto 1, Capacidad de planta CSP 80 (MW), Tiempo descarga 7,5 (hr)

Anexo D: Modelo desarrollado para el dimensionamiento del estanque termoclino

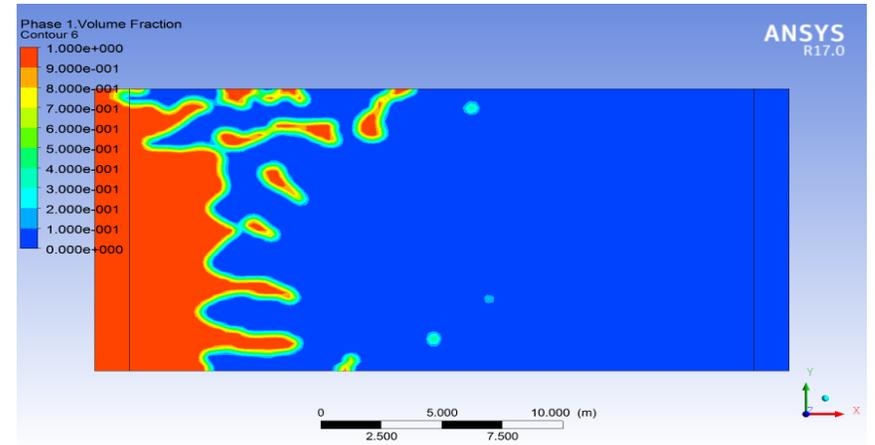
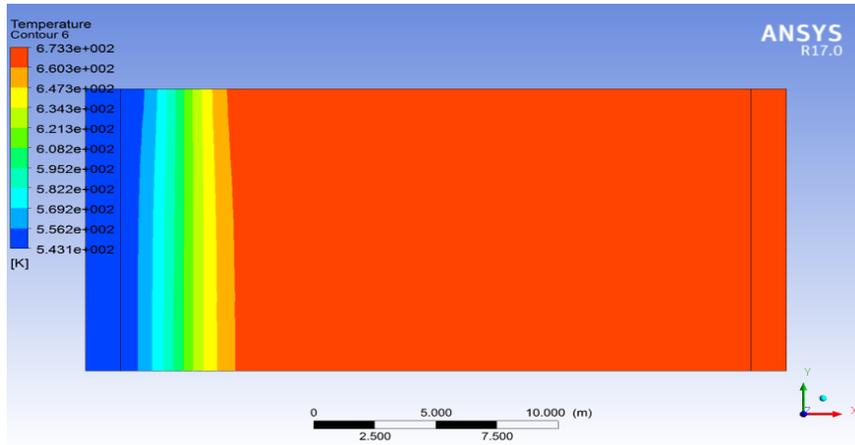
Anexo A: Base de datos de factores de tendencia.

B	AU	AV	AW	AX	AY	AZ	BA	BB	BC	BD	BE	BF	BG
	Rubber	School	Ship Building	Steam Power	Store	Textile	Theater	Warehousing	Woodworking	Computers	Motor Vehicles & f	Construction In Progres	Passenger Cars
	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57
	M&S	M&S	M&S	M&S	M&S	M&S	M&S	M&S	M&S	BLS WPU115	BLS 141		BLS 141101
	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59
2015	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2014	1,0109	1,0138	1,0116	1,0094	1,0139	1,0101	1,0121	1,0125	1,0197	0,9761	1,0134	1	1,0135
2013	1,0216	1,029	1,0242	1,02	1,0296	1,0226	1,026	1,0268	1,0375	0,9565	1,0251	1	1,0238
2012	1,0223	1,0406	1,0301	1,0199	1,0402	1,0282	1,0317	1,0424	1,0555	0,904	1,0338	1	1,0168
2011	1,0498	1,0632	1,0639	1,0489	1,0677	1,0543	1,0584	1,0728	1,0838	0,8721	1,0545	1	1,0269
2010	1,0803	1,0993	1,0962	1,0863	1,0985	1,0807	1,091	1,104	1,1167	0,8282	1,0683	1	1,0341
2009	1,0646	1,097	1,0746	1,0759	1,0938	1,0659	1,087	1,0972	1,1079	0,7886	1,073	1	1,0191
2008	1,1031	1,1231	1,118	1,1126	1,1237	1,0986	1,1177	1,1318	1,1339	0,7357	1,0962	1	1,0349
2007	1,1464	1,1668	1,1635	1,1659	1,1595	1,1366	1,1574	1,1715	1,1708	0,6769	1,112	1	1,0571
2006	1,2081	1,2262	1,2242	1,2445	1,2085	1,1855	1,2133	1,2147	1,2181	0,6203	1,1221	1	1,0422
2005	1,2581	1,2766	1,2841	1,3108	1,2563	1,2299	1,2653	1,2569	1,2637	0,5713	1,1179	1	1,0121
2004	1,3493	1,3597	1,4026	1,4286	1,343	1,3168	1,3539	1,3452	1,3498	0,5239	1,1221	1	1,0129
2003	1,3968	1,4009	1,4547	1,4813	1,3878	1,3552	1,3975	1,3923	1,3912	0,4821	1,1343	1	1,0301
2002	1,4253	1,4221	1,4838	1,5113	1,409	1,375	1,4202	1,4085	1,412	0,4303	1,1316	1	1,0301
2001	1,4294	1,4326	1,491	1,5164	1,4189	1,3811	1,4273	1,4137	1,4248	0,3782	1,1179	1	1,0106
2000	1,8323	1,4142	1,5001	1,5288	1,4273	1,3918	1,438	1,4217	1,426	0,3436	1,1111	1	1,0045
1999	1,4631	1,4721	1,5246	1,5524	1,4547	1,4127	1,4641	1,448	1,4502	0,3171	1,1162	1	1,016
1998	1,4689	1,4771	1,5301	1,5541	1,4564	1,4148	1,4656	1,4497	1,4523	0,274	1,1187	1	1,0114
1997	1,4849	1,4915	1,5468	1,5652	1,4666	1,4263	1,477	1,4549	1,4587	0,2286	1,1078	1	0,9985
1996	1,5057	1,5175	1,5713	1,5815	1,4942	1,4509	1,4992	1,4786	1,4947	0,1967	1,0962	1	0,9852
1995	1,534	1,5425	1,5961	1,6074	1,5123	1,4704	1,5209	1,4918	1,5102	0,1714	1,1053	1	0,9948
1994	1,5881	1,5955	1,6523	1,6714	1,5586	1,5152	1,5717	1,5341	1,5534	0,1571	1,1187	1	0,9963
1993	1,6257	1,6468	1,6909	1,7068	1,6141	1,5544	1,6216	1,5849	1,6063	0,1439	1,1484	1	1,0277
1992	1,6574	1,6633	1,7199	1,7263	1,655	1,5846	1,6546	1,6217	1,6615	0,1223	1,1789	1	1,0512
1991	1,674	1,707	1,7347	1,7343	1,6819	1,604	1,6742	1,6445	1,6942	0,1006	1,2039	1	1,0749

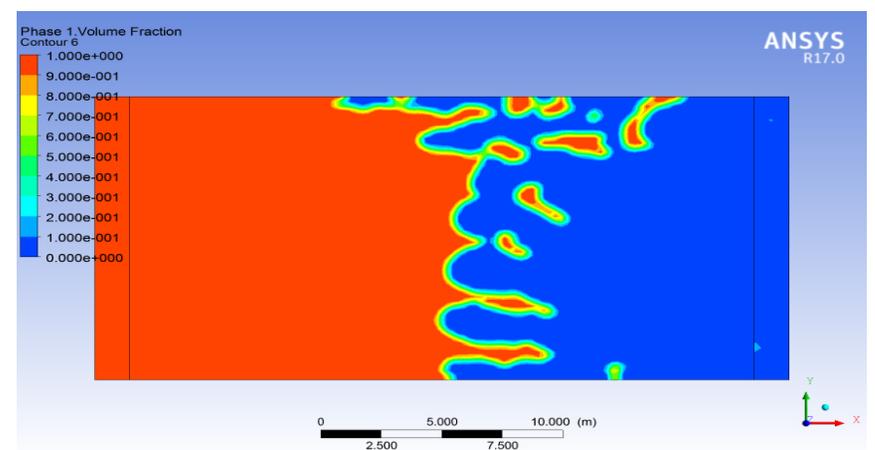
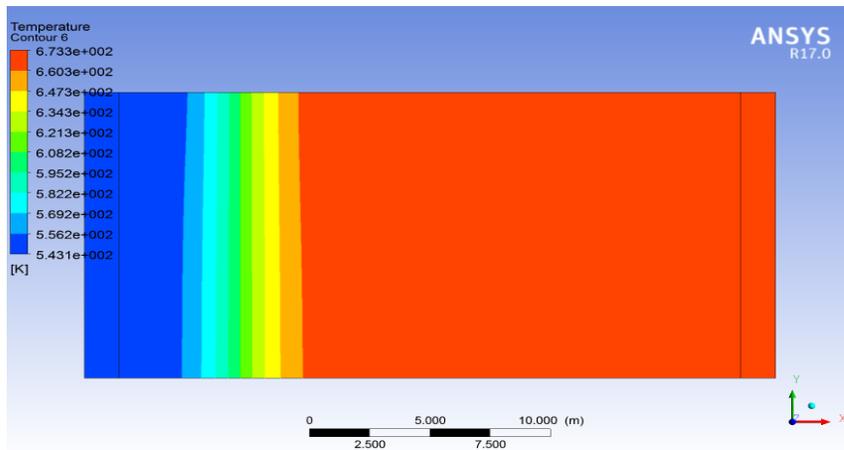
## Anexo B: Modelo desarrollado para ley de escalamiento

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z		
1	PLANTAS EN EL MUNDO																											
2	Nombre	País	Estado	Año construido	Almacenamiento	Hrs de almacenamiento	Potencia	Costo (\$)	Costo estandarizado**	Costo actualizado*(MU)	Costo normalizado (M * D)	Considerando estanque termocline																
8	Projeto Helioterm	Brazil	En Construcción	2014	NO		1	14,00		17,32	17,32	17,48	14,00	17,04	17,04	17,20												
9	Holanika at Kesahole Point	US	Operando	2009	SI	2,00	2	20,00	20,00	15,84	17,04	17,32	17,04	17,32	19,87	15,74	16,34			Learning	0,11							
11	SEGS I	US	Operando	1984	SI	3,00	14	62,00	62,00	24,41	50,55	50,09	60,25	23,72	43,12													
12	SEGS IV	US	Operando	1989	NO		30	104,00	145,38	31,22	165,07	104,00	136,36	85,93	155,51													
13	SEGS V	US	Operando	1989	NO		30	122,00	163,38	102,51	185,51	122,00	154,36	97,23	175,35													
14	SEGS VI	US	Operando	1989	NO		30	116,00	157,38	98,75	178,70	116,00	148,36	93,46	163,14													
15	SEGS VII	US	Operando	1989	NO		30	117,00	158,38	99,37	179,84	117,00	149,36	94,09	170,27													
16	SEGS II	US	Operando	1985	NO		30	96,00	137,38	68,28	138,60	96,00	128,36	64,09	130,11													
17	SEGS III	US	Operando	1985	NO		30	101,00	142,38	70,76	143,65	101,00	133,36	66,58	135,15													
26	Solnova 1	Spain	Operando	2008	NO		50	308,68	369,13	260,23	289,53	###	355,84	250,86	279,11													
36	Nevada Solar One	Spain	Operando	2006	SI	0,50	50	350,36	350,36	247,42	307,91	290,51	337,67	238,05	296,25													
39	SEGS VIII	US	Operando	1989	NO		80	233,00	318,67	199,94	361,84	###	298,57	187,33	333,01													
40	Shams 1	Emiratos	Operando	2012	NO		100	600,00	644,75	644,75	657,58	###	635,49	635,49	648,14													
44																												
45	Observaciones																											
46	*	Costo actualizado debido a curva de aprendizaje. La tecnología cada vez va bajando más su costo, debido al aprendizaje acumulado que existe cada vez que se instalan plantas CSP, lo cual reduce el costo de producción de los equipos y la instalación de éstos.																										
47	**	Costo considerando estandarización de tecnologías. El objetivo de esto es poder comparar plantas que poseen almacenamiento térmico con las que no. Para esto se agregará un % del Costo a cada una de las plantas que no poseen almacenamiento térmico. El % es 9,3%, suponiendo que se agrega un almacenamiento																										
48													LISTO?															
49	POR HACER	1) Considerar efecto de la curva de aprendizaje en los costos, ya que la tecnología en el año 1989 tenía un costo unitario mayor a la misma tecnología en el año 2016											SI															
50		2) Estandarizar la tecnología, es decir, decidir si se va a trabajar con plantas con almacenamiento térmico o no, y averiguar cual es el % del costo total que afecta el almacenamiento térmico.											SI															
51		3) Considerar efecto de la inflación en los costos de la tabla, mediante los índices de costo histórico (buscar índices para las plantas de generación de potencia).											SI															
52		4) Llegar al costo definitivo de cada planta al año 2016											SI															
53		5) Encontrar la ley de escalamiento											No															
54																												
55	Learning Rate		0,11																									
56																												
57																												
58																												
59																												
60																												
61																												
62																												
63																												
64																												
65																												

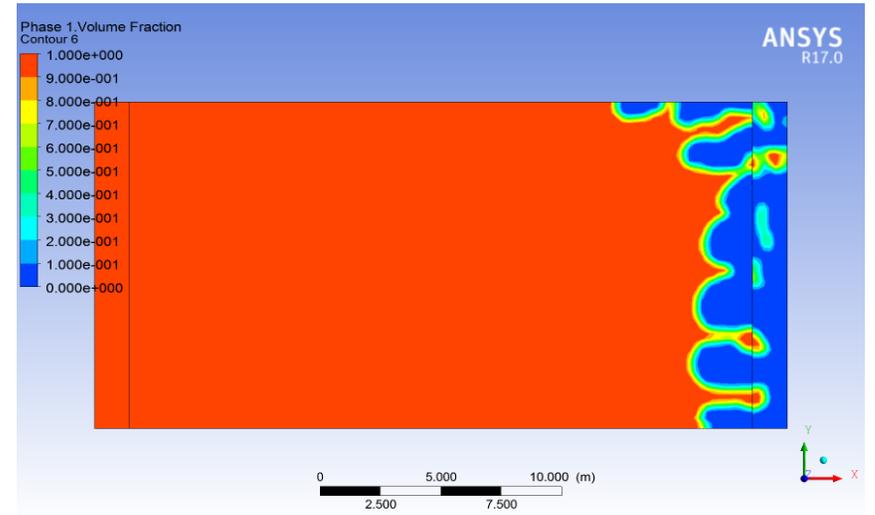
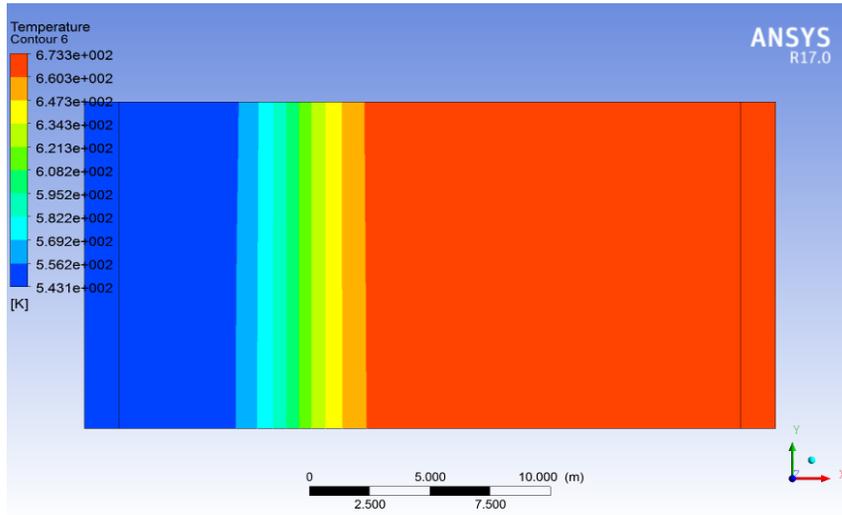
Anexo C: Simulación para caso: Razón de aspecto 1, Capacidad de planta CSP 80 (MW), Tiempo descarga 7,5 (hr)



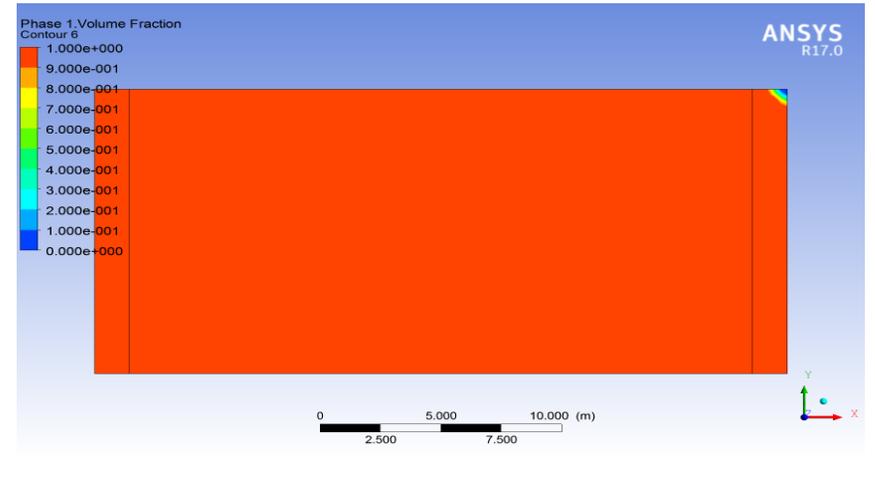
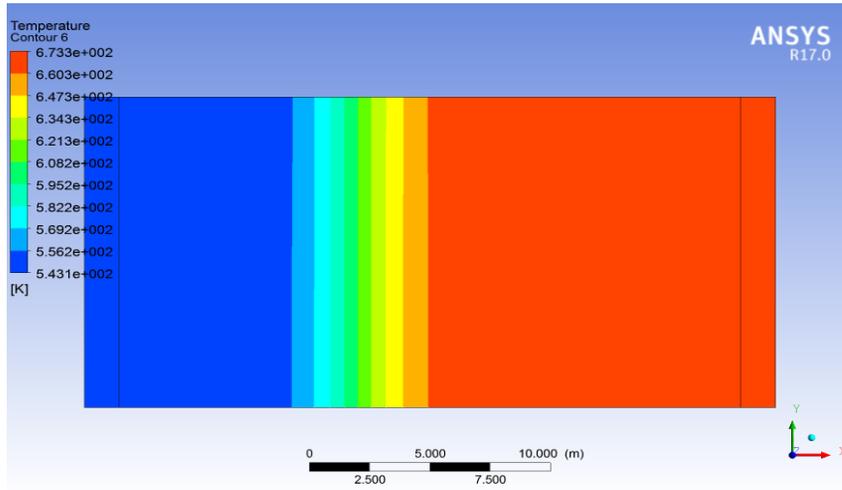
t = 0,75 (hr)



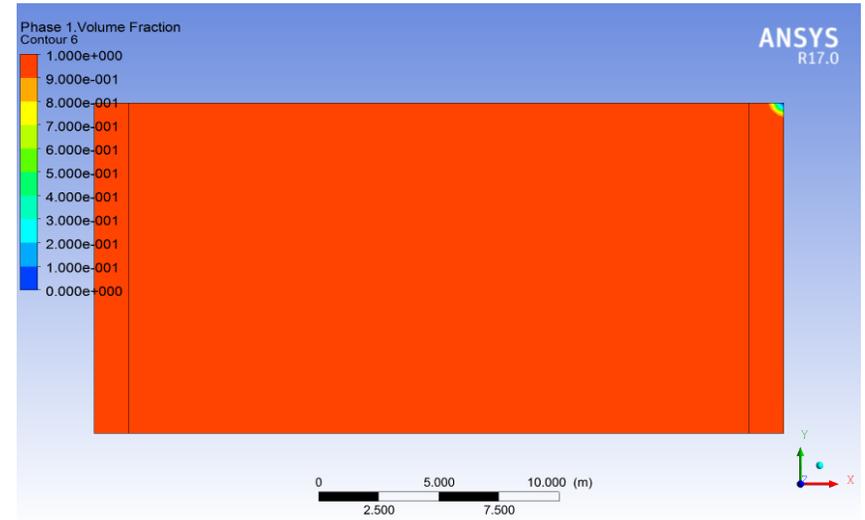
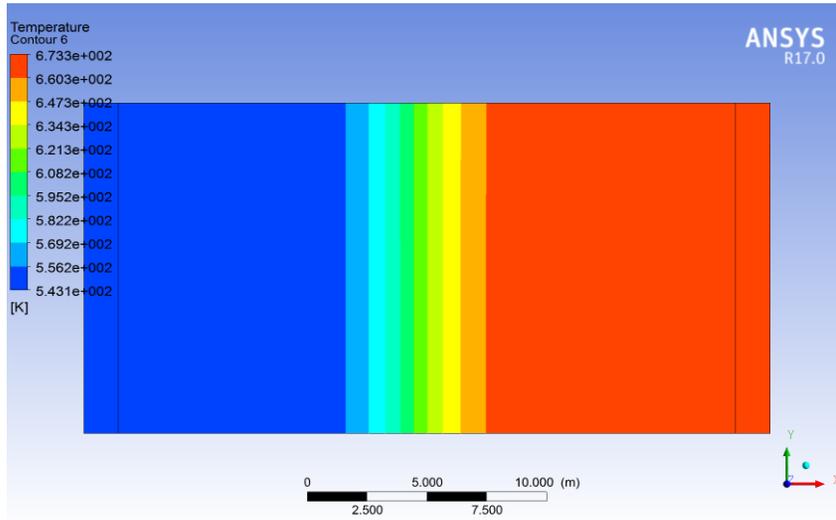
t = 1,5 (hr)



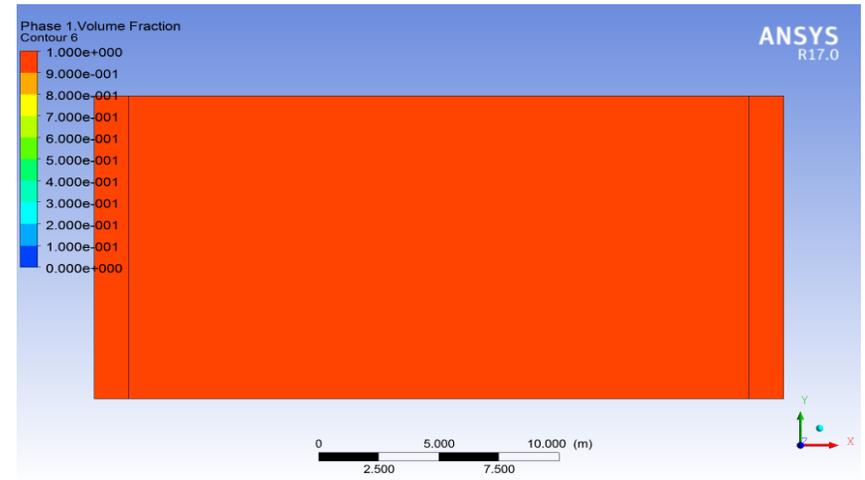
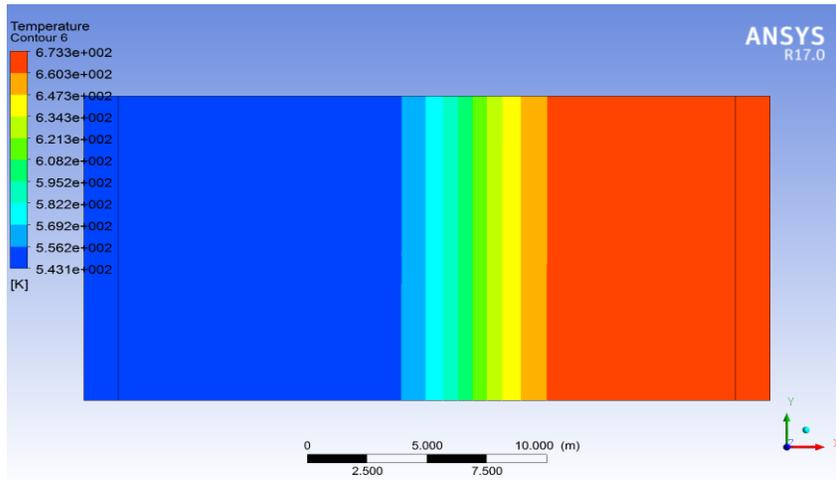
t = 2,15 (hr)



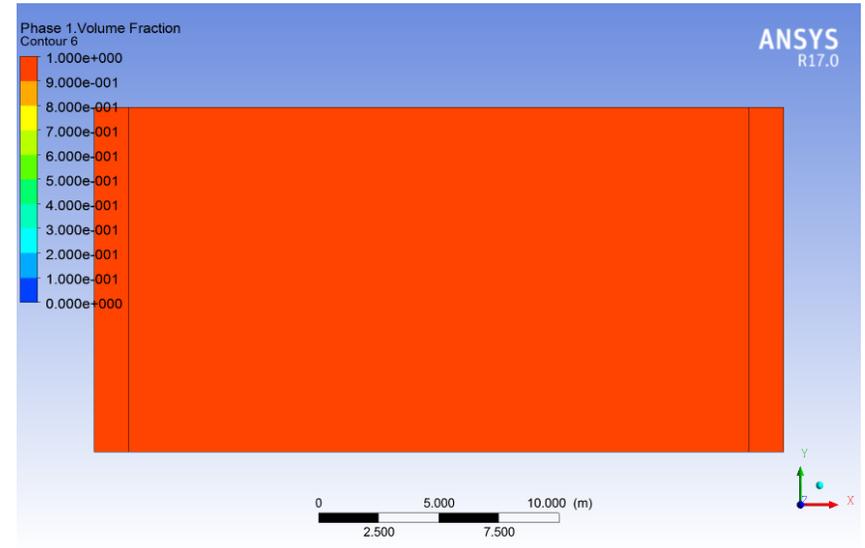
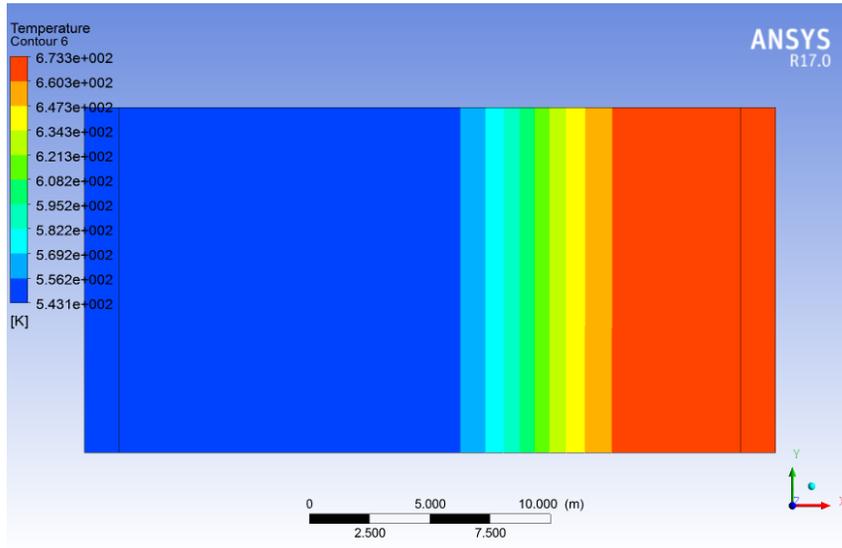
t = 3 (hr)



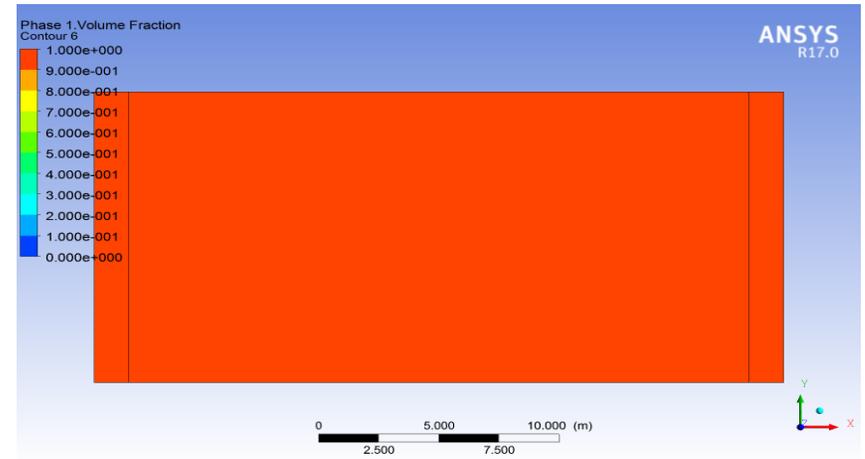
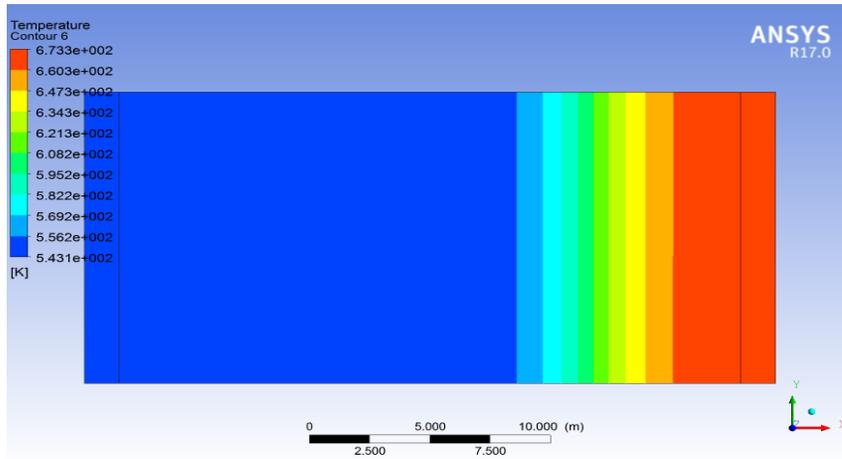
$t = 3,75$  (hr)



$t = 4,5$  (hr)



t = 5,15 (hr)



t = 6 (hr)

## Anexo D: Modelo desarrollado para el dimensionamiento del estanque termocline

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1												
2		Capacidad planta (MW)	Tiempo de descarga (h)	Calor de almacenamiento (MWh)	Potencia estanque (MW)	Flujo Másico (kg/s)	Velocidad de entrada fluido caliente (m/s)	Velocidad de entrada fluido frío (m/s)	Número de Reynolds f	Volumen ideal (m <sup>3</sup> )	Volumen real	Razón de aspecto H/D (m)
3		1				12,651822	0,000125	0,0001210	481,515			0,5
4		1	7,5	18,75	2,5	12,651822	0,000198	0,0001921	606,671	181,998	231,165	1
5		1				12,651822	0,000315	0,0003050	764,357			2
6		2				25,303644	0,000327	0,0003172	1102,394			0,4
7		2	2	10	5,0	25,303644	0,000603	0,0005843	1496,179	97,066	123,288	1
8		2				25,303644	0,000957	0,0009275	1885,067			2
9		14	7,5	262,5	35,0	177,125506	0,000260	0,0002514	2596,520	2547,971	3236,309	0,4
10		14	7,5	262,5	35,0	177,125506	0,000478	0,0004631	3524,020	2547,971	3236,309	1
11		14				177,125506	0,000569	0,0005516	3846,090			1,3
12		30				379,554656	0,000276	0,0002675	3921,097			0,3
13		30	7,5	562,5	75,0	379,554656	0,000335	0,0003241	4315,726	5459,938	6934,947	0,4
14		30	7,5	562,5	75,0	379,554656	0,000616	0,0005970	5857,341			1
15		50				632,591093	0,000250	0,0002421	4815,148			0,2
16		50	7,5	937,5	125,0	632,591093	0,000327	0,0003172	5511,969	9099,896	11558,245	0,3
17		50				632,591093	0,000397	0,0003843	6066,707			0,4
18		80				1012,145749	0,000184	0,0001784	5228,129			0,1
19		80	7,5	1500	200,0	1012,145749	0,000292	0,0002831	6587,030	14559,834	18493,193	0,2
20		80				1012,145749	0,000464	0,0004494	8299,138			0,4
21		80	7,5	1500	200,0	1012,145749	0,000855	0,0008279	11263,863	14559,834	18493,193	1
22		100				1265,182186	0,000858	0,0008313	12619,259			0,3
23		100	2,5	625	250,0	1265,182186	0,001040	0,0010071	13889,291	6066,598	7705,497	0,4
24		100				1265,182186	0,001206	0,0011686	14961,785			0,5
25												
26		Obs: Altura de estanque no puede superar los 14 [m] por razones de construcción										
27												
28												
29												
30				202500000000			500,000000					