



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

EVALUACIÓN DE LA ESTRATEGIA DE INTEGRACIÓN DE UNA PLANTA
GEOTÉRMICA DE CICLO BINARIO Y ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE
CONCENTRACIÓN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

SEBASTIÁN ESTEBAN GÁLVEZ LEAL

PROFESOR GUÍA:
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
DIEGO MORATA CÉSPEDES
ALVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: SEBASTIÁN ESTEBAN GÁLVEZ LEAL
FECHA: 2018
PROF. GUÍA: JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

EVALUACIÓN DE LA ESTRATEGIA DE INTEGRACIÓN DE UNA PLANTA GEOTÉRMICA DE CICLO BINARIO Y ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE CONCENTRACIÓN

El desarrollo de la industria y el crecimiento de la población chilena genera constantemente un aumento en la demanda energética del país. Es por esta necesidad que se requiere el aumento de la matriz eléctrica nacional. También es necesario disminuir las emisiones de gases de combustión al ambiente, para contribuir con el cuidado del medio ambiente. Por lo tanto, se requiere que participe en un mayor porcentaje la generación eléctrica a partir de fuentes renovables.

Chile presenta un gran potencial para las energías renovables. En el norte del territorio existen dos grandes fuentes de energía limpia: La energía geotérmica por la existencia del anillo de fuego del pacífico, y la energía solar, gracias a los cielos despejados del norte del país.

En particular, este trabajo analiza la localidad de Pampa Apacheta, en la región de Antofagasta, que cuenta con la primera planta geotérmica de Sudamérica, Cerro Pabellón.

El objetivo de esta memoria es analizar la estrategia de integración de una planta geotérmica de ciclo binario y un campo solar de concentración en el norte de Chile, específicamente en la localidad de Pampa Apacheta.

Para realizar el análisis se genera un modelo representativo de una planta geotérmica de ciclo binario de 26 MWe, utilizando los datos de Cerro Pabellón. Además, se desarrolla un modelo de un campo de colectores solares parabólicos en base a la radiación de la localidad de Pampa Apacheta. El calor solar obtenido de los colectores es entregado al ciclo geotérmico para aumentar la cantidad de vapor del fluido geotérmico y la temperatura de vapor a la entrada de la turbina de vapor. Se analiza la operación de la turbina fuera de los parámetros de diseño en base a la Elipse de Stodola, para valores de presión entre los 690 kPa y 1,500 kPa, temperaturas de entrada entre 438 K y 663 K y títulos de vapor entre 28,64 % y 90 %.

Se evalúan 4 configuraciones de planta híbrida. La configuración 1 logra la generación máxima de la planta híbrida de 73,45 MWe, aumentando un 276 % la generación total, utilizando un campo solar de 263,18 MWt. Pero esto no significa lograr un menor costo nivelado de energía LCOE. Por esto se realiza un análisis transiente del funcionamiento de la planta geotérmica-solar para evaluar su LCoE. Se logra disminuir el este índice con un campo solar cuya capacidad de diseño de generación térmico es de 66,13 MWt, obteniendo un LCoE de 87,3 USD/MWh, en comparación al 94,21 USD/MWh de una planta geotérmica en el norte de Chile y un LCOE de 100 – 120 USD/MWh de una planta concentradora solar CSP.

A mi familia, pareja y amigos. Mis grandes pilares de la vida.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Contexto	1
1.2. Motivación	3
1.2.1. Potencial Geotérmico en Chile	4
1.2.2. Potencial Solar en Chile	5
1.3. Objetivos	6
1.3.1. Objetivo Principal	6
1.3.2. Objetivos Específicos	6
1.4. Alcances	7
2. Antecedentes	8
2.1. Recurso Geotérmico Pampa Apacheta	8
2.2. Recurso Solar Pampa Apacheta	9
2.3. Análisis de Sistemas Híbridos Geotérmico-Solares	11
3. Metodología	14
3.1. Modelo de Ciclo Binario	14
3.1.1. Componentes del Ciclo Binario	14
3.1.2. Consideraciones para el Ciclo Binario	21
3.2. Campo Solar	21
3.2.1. Descripción del Campo Solar en SAM	21
3.3. Ciclo Híbrido	24
3.3.1. Parámetros de Operación	26
3.3.2. Modelo de Stodola para Carga Parcial	26
3.3.3. Consideraciones	28
3.4. Costo Nivelado de Energía Eléctrica LCoE	29
3.4.1. LCoE Combinado	30
3.4.2. Estimación de Costos de Inversión y Operación	30
4. Análisis de Resultados	35
4.1. Modelo Geotérmico Estacionario	35
4.2. Análisis del Ciclo Híbrido	36
4.2.1. Análisis de la Turbina de Vapor	37
4.2.2. Análisis del Aporte Solar	38
4.3. Modelo Híbrido en Régimen Transiente	42
5. Conclusión	50

Bibliografía	53
A. Modelo Geotérmico con Aporte Solar	56
B. Parámetros Pre-Determinados SAM	78

Índice de Tablas

2.1. Características Pampa Apacheta	8
2.2. Potencial Geotérmico Pozos de Prueba Cerro Pabellón.	9
2.3. Características geográficas Pampa Apacheta	9
3.1. Datos para Estimación de Costos Cerro Pabellón	31
3.2. Estimadores de Costo para Campo Solar de Concentración	32
4.1. Condiciones en boca de pozo	35
4.2. Condiciones ambientales	36
4.3. Parámetros de funcionamiento	36
4.4. Parámetros de diseño Turbina de Vapor	37
4.5. Rangos de los parámetros de entrada turbina vapor	37
4.6. Configuraciones seleccionadas para análisis transiente.	41
4.7. Características de los intercambiadores de calor geo-solar	45
4.8. Resultados para LCoE mínimo calculado	47

Índice de Ilustraciones

1.1. Participación de energías renovables en matriz energética chilena	2
1.2. Disponibilidad de recursos solares y geotérmicos en el norte de Chile	3
1.3. Costos y riesgo de una planta geotérmica.	4
2.1. Densidad de Probabilidad Radiación Solar Directa	10
2.2. Gráfico DNI horaria de Pampa Apacheta.	11
3.1. Ciclo Binario	15
3.2. Ciclo Híbrido.	25
4.1. Temperatura en función de la presión y flujo de vapor a la entrada de la turbina. 38	
4.2. Configuraciones de presión, temperatura y título de vapor.	39
4.3. Capacidad de generación de diseño del campo solar v/s presión de operación	39
4.4. Capacidad de generación de diseño del campo solar v/s Potencia eléctrica generada	40
4.5. Capacidad de generación de diseño del campos solar v/s eficiencia de primera ley	41
4.6. Generación eléctrica anual configuración 1.	42
4.7. Generación eléctrica anual configuración 2.	43
4.8. Generación eléctrica anual configuración 3.	43
4.9. Generación eléctrica anual configuración 4.	44
4.10. Costos nivelados de energía para configuración 1.	45
4.11. Costos nivelados de energía para configuración 2.	46
4.12. Costos nivelados de energía para configuración 3.	46
4.13. Costos nivelados de energía para configuración 4.	47
4.14. Gráfico de generación de potencia eléctrica horaria.	48
4.15. Generación diaria de la planta híbrida vs planta geotérmica	49

Capítulo 1

Introducción

1.1. Contexto

El desarrollo de la industria y el crecimiento de la población chilena ha generado un aumento en la necesidad de energía eléctrica a nivel nacional. Es por esto que el país requiere de la construcción de nuevas centrales de generación. Actualmente, Chile tiene una potencia eléctrica instalada de 22,763,4 [MWe] [1] entre el Sistema Interconectado Central (SIC) y el Sistema Interconectado del Norte Grande (SING).

La electricidad generada en Chile es en su mayoría en base a combustibles fósiles (54% [2]), los que generan emisiones de CO_2 y otros gases, aumentando el calentamiento global. Además, este tipo de plantas genera una alta dependencia de Chile con los productores de combustible internacionales, ya que el país no es capaz de solventar por si solo la producción de combustible total para la generación eléctrica nacional. Por otro lado, tan solo el 19% de la matriz eléctrica nacional esta construida en base a energías renovables no convencionales (ERNC)[1].

Las ERNC contemplan todas las fuentes renovables exceptuando la generación hidroeléctrica de alta potencia, debido a que puede competir directamente con las centrales termoeléctricas. Aunque el porcentaje de participación de estas energías en la matriz eléctrica nacional es bajo, existe un notorio aumento de la participación de este grupo de energías, en el último tiempo, tal como se muestra en la Figura 1.1.

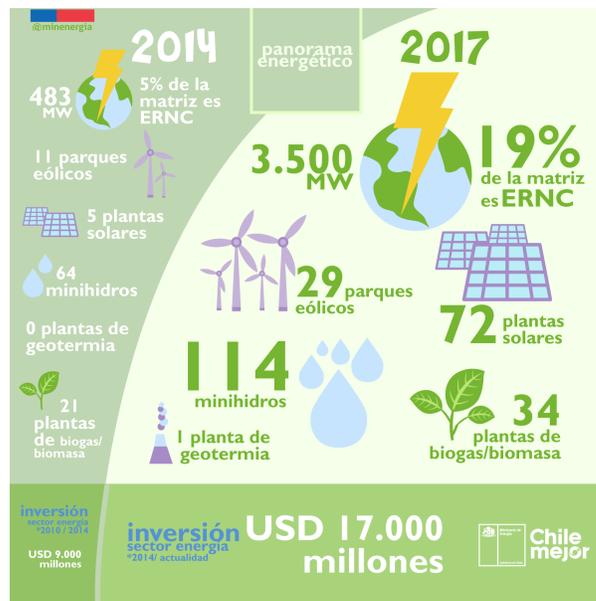


Figura 1.1: Participación de energías renovables en matriz energética chilena [1]

De la participación de energías renovables no convencionales, un 8% de la matriz eléctrica corresponde a energía solar y tan solo un 0,2% corresponde a energía geotérmica [2], por lo que se requiere aumentar la generación eléctrica del país, utilizando fuentes de energía renovables para así disminuir la emisión de gases contaminantes por la generación eléctrica nacional. En el año 2008 entró en vigencia la Ley de Energías Renovables No Convencionales [3], que estipula la obligación, desde el 1 de enero de 2010, de las empresas generadoras de electricidad para generar un 10% del total de su producción eléctrica en base a ERNC. Esto estimula de gran manera que la matriz eléctrica nacional tenga una mayor participación de ERNC.

Con el fin de poder aumentar la participación de energías renovables y hacerlas más atractivas para los inversionistas, se han desarrollado distintas áreas de investigación para lograr disminuir los costos de las fuentes renovables y aumentar también su eficiencia de producción. Se han desarrollado nuevas tecnologías para el aprovechamiento de fuentes renovables, como almacenadores térmicos, baterías de mayor eficiencia, colectores solares para calefacción, entre otros. También se han descubierto fuentes de energía que antes no se explotaban para la generación eléctrica, como la energía mareomotriz. Una línea de investigación que ha tomado fuerza para ayudar a la utilización de fuentes renovables es la hibridación. La hibridación permite que dos o más fuentes de energía interactúen entre ellas de forma sinérgica, generando distintos beneficios, como aumentar la eficiencia de primera y de segunda ley del ciclo de generación, aumentar la cantidad de energía eléctrica producida, entre otros. Esta metodología de aprovechamiento de fuentes renovables abre una amplia gama de posibilidades para aumentar su participación en la generación eléctrica.

1.2. Motivación

Dos de las fuentes de energía renovables que se investigan para su hibridización son la energía solar y la energía geotérmica. Particularmente en el norte de Chile existen reservorios geotérmicos de alta entalpía [4] que pueden ser aprovechados para la generación eléctrica. Por otro lado, en el norte de Chile existe una alta radiación solar directa [5], suficiente para aprovecharla utilizando tecnología fotovoltaica y/o concentradores solares (CSP). Al compartir ambas fuentes de energía el mismo lugar de origen, tal como se aprecia en la Figura 1.2, facilita la posibilidad de que ambas colaboren en conjunto para realizar la hibridización de ambas fuentes.

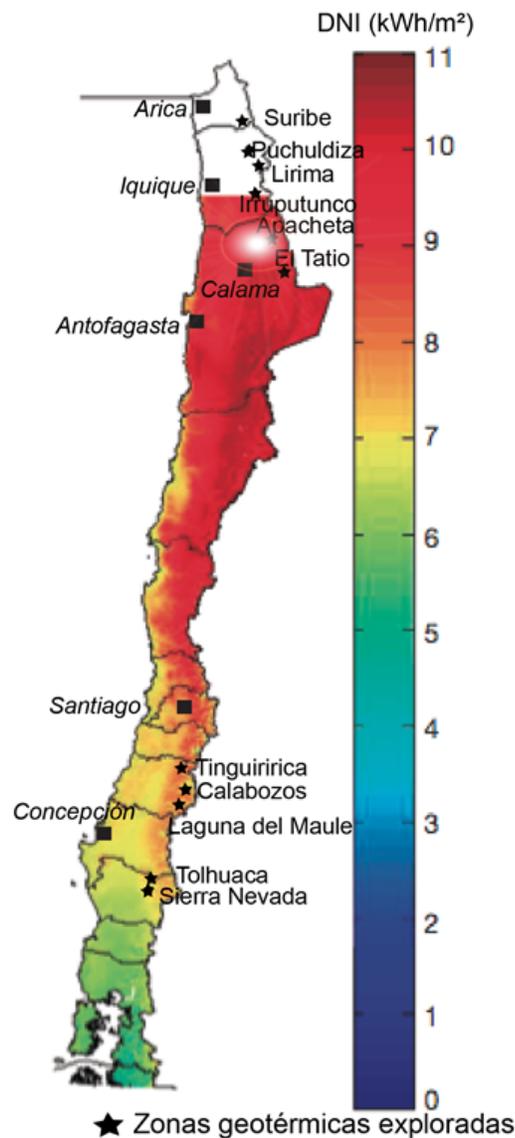


Figura 1.2: Disponibilidad de recursos solares y geotérmicos en el norte de Chile [5]

Tal como se observa en la figura anterior, la radiación solar directa (DNI), se presenta con mayor intensidad en el norte de Chile, lugar donde existen distintos reservorios geotérmicos

de alta entalpia, como lo es el Tatio y Apacheta.

1.2.1. Potencial Geotérmico en Chile

Chile es uno de los países con mayor actividad volcánica del mundo, cuenta con más del 20 % de los volcanes de Sudamérica [6]. Esta característica es atribuida a que el país está ubicado sobre el Cinturón de Fuego del Pacífico, zona donde la placa tectónica de Nazca realiza subducción bajo la placa Sudamericana. Lo anterior origina una gran ventaja en lo que refiere a recursos geotérmicos del país, ya que el calor originado por esta condición genera zonas subterráneas de altas temperaturas, posibilitando que reservorios de agua subterranos alcancen altas temperaturas.

Según estudios del Sernageomín [7], el potencial eléctrico en base a geotermia que se puede obtener a nivel nacional es de aproximadamente 3,000[MW]. Esto genera un gran atractivo para la instalación de plantas generadoras de electricidad en base a geotermia en Chile. Lamentablemente, las barreras de entrada existentes para la explotación de la geotermia en el territorio nacional son muchas, como el alto riesgo de exploración, la dificultad de obtención de permisos y adjudicación de concesiones de explotación. Los costos de implementación de una planta geotérmica y el nivel de riesgo de ella se presentan en la Figura 1.3.

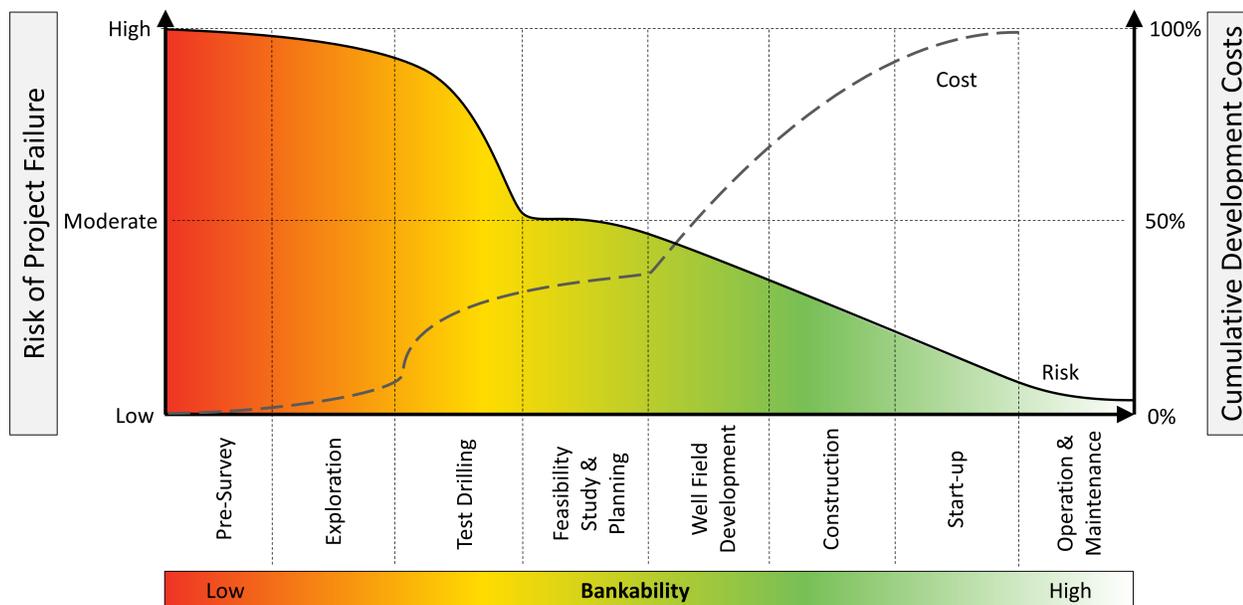


Figura 1.3: Costos y riesgo de una planta geotérmica.

Se observa un alto riesgo al comienzo de un proyecto geotérmico, el cual va disminuyendo después de los estudios de exploración cuando se asegura el potencial del recurso. Con la disminución del riesgo viene el aumento de inversión para el comienzo de la construcción de la planta.

Actualmente, los reservorios geotérmicos con mayor proyección para la generación eléctrica en Chile son los siguientes [4] : Pampa Apacheta, cuya proyección de generación de 99[MWe] ; El Tatio, reservorio con una proyección de 59 [MWe]; Tolhuaca, reservorio con una proyección de 70 [MWe]. De estos reservorios, actualmente existe solo una planta en operación en Pampa Apacheta, llamada Cerro Pabellón [8], con una potencia instalada de 48 [MWe] y posibilidades de expansión hasta 80 [MWe]. Esta planta es la base de este trabajo de título, evaluando la posibilidad de integrarla con un campo de colectores solares.

1.2.2. Potencial Solar en Chile

Según Escobar et al [5], Santiago recibe una Radiación Global Horizontal (GHI) de aproximadamente $1,874 \text{ kWh}/m^2$ - año en promedio, mientras que en el norte de Chile se percibe un GHI promedio de $2,578 \text{ kWh}/m^2$ -año [5]. La elevada disponibilidad del recurso solar en el norte de Chile lo hace una excelente alternativa para instalar plantas de generación eléctrica en base a energía solar.

Entre los años 2012 y 2017 se han desarrollado 21 proyectos de generación eléctrica a partir de energía solar en el territorio nacional, agregando un potencial eléctrico de 1,826 MWe a la matriz de generación eléctrica chilena. Asimismo, Chile proyecta para el 2050 tener una matriz de producción energética en al menos un 60 % de participación de energías renovables, donde la energía solar cubriría un 44 % aproximadamente [9].

La motivación de hibridizar una planta geotérmica con energía solar se origina debido a que la energía solar, utilizando almacenamiento térmico, presenta una alta eficiencia y disponibilidad de generación calórica, para entregarla a un ciclo de generación eléctrica. Por otro lado, la energía geotérmica en Chile tiene un alto riesgo de exploración, barreras de entrada al restringir los permisos de explotación del recurso, además de dificultades de accesibilidad al recurso, ya que se encuentra en territorios remotos [10]. Es por esto que el calor solar entrega un valor agregado, haciendo de la energía geotérmica aún mas interesante en términos tanto económicos, como de generación eléctrica.

Particularmente, esta memoria analiza la posibilidad de instalar en Pampa Apacheta un campo de colectores solares parabólicos para captar energía térmica de la radiación solar y entregarla a una planta geotérmica existente, como Cerro Pabellón, con el fin de evaluar la estrategia de integrar estas dos fuentes de energía para la generación eléctrica.

Una primera iniciativa sobre hibridizar las fuentes de energía solar y geotérmica fue propuesta por Lentz y Almanza [11]. Ambos investigadores buscaban modificar una planta geotérmica existente en el norte de México con el fin de inyectar calor solar para generar un mayor flujo de vapor geotérmico y con esto aumentar en un 10 % la potencia total de generación de la planta. Posteriormente, Astolfi et al. [12] el 2011 analizaron el funcionamiento en carga parcial de una turbina de un ciclo Rankine Orgánico, con el fin de conocer como varían los parámetros de funcionamiento al modificar los parámetros de entrada gracias a una fuente de energía externa, como lo es un campo solar de concentración. El 2016 Cardemil et al [13] estudiaron cuatro alternativas de hibridización geotérmica-solar en el norte de Chile, las que contemplan generar más vapor (como Lentz y Almanza) y sobrecalentar el vapor existente

para mejorar la eficiencia de primera y segunda ley del ciclo de generación. Junto a esto realizaron un análisis en régimen transiente de la generación eléctrica obtenida por el ciclo geotérmico-solar, con el fin de conocer la variación de la potencia generada por una planta híbrida de forma horaria durante un año.

Generar más potencia, aumentar la eficiencia de generación tanto de primera, como de segunda ley, o disminuir los costos son algunos de los objetivos que buscan las distintas investigaciones al hibridizar las fuentes geotérmicas y solares.

Durante el 2017, se inauguró en Chile la primera central geotérmica de ciclo binario de alta entalpía en Sudamérica, llamada Cerro Pabellón. Esta planta es uno de los hitos más importantes para la generación en base a geotermia a nivel nacional. La planta en cuestión es uno de los pilares principales de este trabajo, para evaluar la posibilidad de integrar al ciclo geotérmico un campo solar de concentración con el fin de hibridizarla y analizar las variaciones de eficiencia y generación eléctrica que puedan suceder al combinar estas dos fuentes de energía y compararlas con la operación de la planta sin intervenir.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo Principal

El objetivo principal de este trabajo de título es desarrollar un modelo estacionario de una planta geométrica de ciclo binario y un modelo de campo solar de concentración. Posteriormente se analiza la posibilidad de integración de ambas fuentes de energía mediante un modelo en régimen transiente de una planta híbrida geotérmica-solar con el fin de evaluar la estrategia de integración a utilizar y analizar los resultados de eficiencia de primera y segunda ley, junto al aumento de generación eléctrica al compararlo con la planta sin integrar.

1.3.2. Objetivos Específicos

Para lograr el objetivo principal de este trabajo, es necesario realizar los siguientes objetivos específicos:

- Desarrollar un modelo estacionario de una planta geotérmica de ciclo binario ubicada en el sector de Pampa Apacheta en el norte de Chile, en base a los datos existentes de los pozos de Cerro Pabellón y el trabajo desarrollado por Flores [14].
- Realizar un análisis de funcionamiento a carga parcial de la turbina del ciclo de vapor.
- Desarrollar un modelo de colectores solares parabólicos utilizando una base de datos de radiación solar y datos meteorológicos de Pampa Apacheta.
- Identificar la generación térmica de diseño del campo solar que maximice la eficiencia en primera ley de la planta híbrida, utilizando un método discreto.
- Desarrollar un modelo en régimen transiente que integre los datos obtenidos de los

modelos estacionarios de la planta geotérmica y del campo solar de concentración.

- Realizar un análisis de los parámetros de funcionamiento y de costos nivelados de energía de la planta híbrida en régimen transiente durante un año de operación.

1.4. Alcances

Los alcances de este trabajo de título son los siguientes:

- El modelo estacionario de la planta geotérmica y el análisis de la turbina de vapor se realiza en EES [15].
- El modelo del campo solar se realiza en el programa System Advisor Model (SAM) [16] y utiliza una base de datos satelital de radiación solar en el sector de Pampa Apacheta.
- Se analizan los parámetros de funcionamiento para distintas combinaciones de parámetros de entrada de la turbina de vapor.
- Se evalúan solo cuatro condiciones de diseño para el modelo en régimen transiente, representando el conjunto de parámetros de diseño que puede adoptar la planta híbrida.
- Los componentes del modelo del campo solar de concentración son parte de la biblioteca del programa SAM y se seleccionan en base a lo considerado por Cardemil et al [13] y Starke et al [17].

Capítulo 2

Antecedentes

Pampa Apacheta esta localizada en la Región de Antofagasta, Provincia El Loa, comuna de Ollagüe. Se encuentra en una cuenca intra-montañosa, a 120 kilómetros de la ciudad de Antofagasta. Pampa Apacheta esta ubicado a $4,500\text{msnm}$ y abarca una superficie de 81 km^2 . Las características climáticas del sector se presentan en la siguiente Tabla [18].

Tabla 2.1: Características Pampa Apacheta

Temperatura ambiental promedio	3.35	C
Presión Altura	59.10	kPa
Altura	4,500	msnm
Humedad relativa	0.23	%

Este sector se utiliza como referencia para el desarrollo de la memoria, considerando la existencia de la planta geotérmica Cerro Pabellón [8], recursos geotérmicos de alta entalpía [4] y una alta radiación solar directa en la zona [5].

2.1. Recurso Geotérmico Pampa Apacheta

En Pampa Apacheta se encuentra uno de los reservorios geotérmicos con mayor potencial energético en el territorio chileno [19]. Este reservorio se origina por la existencia de cúmulos de agua subterránea y el aporte calorífico geotérmico.

Según el estudio de impacto ambiental realizado para el proyecto Planta Geotérmica Cerro Pabellón entregado al Servicio de Evaluación de Impacto Ambiental (SEIA) [18], existen dos plataformas de perforación para los pozos de prueba CPE-1 y CPE-2. La información de las pruebas realizadas durante la primera apertura de los pozos CPE-1 y CPE-2, para conocer la disponibilidad de potencial geotérmico para alimentar a la planta geotérmica Cerro Pabellón, se presentan en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2: Potencial Geotérmico Pozos de Prueba Cerro Pabellón.

Primera Apertura CP-1			Primera Apertura CP-2		
Presión [bar]	Flujo [ton/h]	Título	Presión [bar]	Flujo [ton/h]	Título
17.9	0	0	6	0	0
13.88	221	0.35	2.51	99	0.2
13.27	214	0.35	2.5	99	0.2
13.27	214	0.35	2.5	99	0.2
13.23	210	0.35	2.5	99	0.2
12	254	0.3	2.47	99	0.2
11.25	238	0.31	2.43	99	0.2
10.64	267	0.31	2.43	99	0.2
10.01	254	0.3	2.41	99	0.2
9.59	277	0.29	2.41	99	0.2
9.47	265	0.31	2.4	99	0.29
9.22	276	0.29	2.36	94	0.34
8.79	280	0.29	2.32	99	0.24
8.48	297	0.28	2.27	100	0.21

Igualmente, en base a lo presentado por Aravena et al [4], la temperatura que presentan los pozos CPE-1 y CPE-2 es de 256 C a 1,742 m y 238 C a 1,950 m de profundidad respectivamente. Estas temperaturas son suficientes para considerar este reservorio como un recurso geotérmico de alta entalpía y presión.

2.2. Recurso Solar Pampa Apacheta

El recurso solar de Pampa Apacheta se obtiene de la base de datos realizada por Solargis [20]. Solargis genera un año meteorológico típico (Typical Meteorological Year TMY) para la localidad de Pampa Apacheta. Las características del sitio de evaluación se presentan en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3: Características geográficas Pampa Apacheta

Latitud	21.85 S
Longitud	68.14 W
Altitud	4,512 msnm
Presión	600 [kPa]

Esta base de datos es generada al recopilar la radiación solar de la zona durante un periodo de tiempo extenso (10 a 15 años). Posteriormente, se promedian los meses de la muestra, para elegir cual de ellos es el que se asemeja al promedio obtenido, y se selecciona para pertenecer al TMY. Se repite el proceso con los otros meses, y de esta manera, se construye una base de datos de radiación directa de Pampa Apacheta que sea representativa de todos los años

involucrados. El periodo de evaluación para generar esta base de datos es desde el año 1999 hasta el año 2015, lo que origina un TMY3 (debido a la época de los datos). Un TMY es en base a 229 locaciones entre 1948 y 1980, un TMY2 contempla 239 locaciones entre 1961 y 1990 y un TMY 3 contempla 1020 locaciones entre los años 1991 y 2015 [21]. Con el fin de normalizar el promedio de los datos para un año meteorológico típico. Se presenta en la Figura siguiente la distribución de probabilidad y la densidad acumulada de la DNI para un TMY en la zona de Pampa Apacheta.

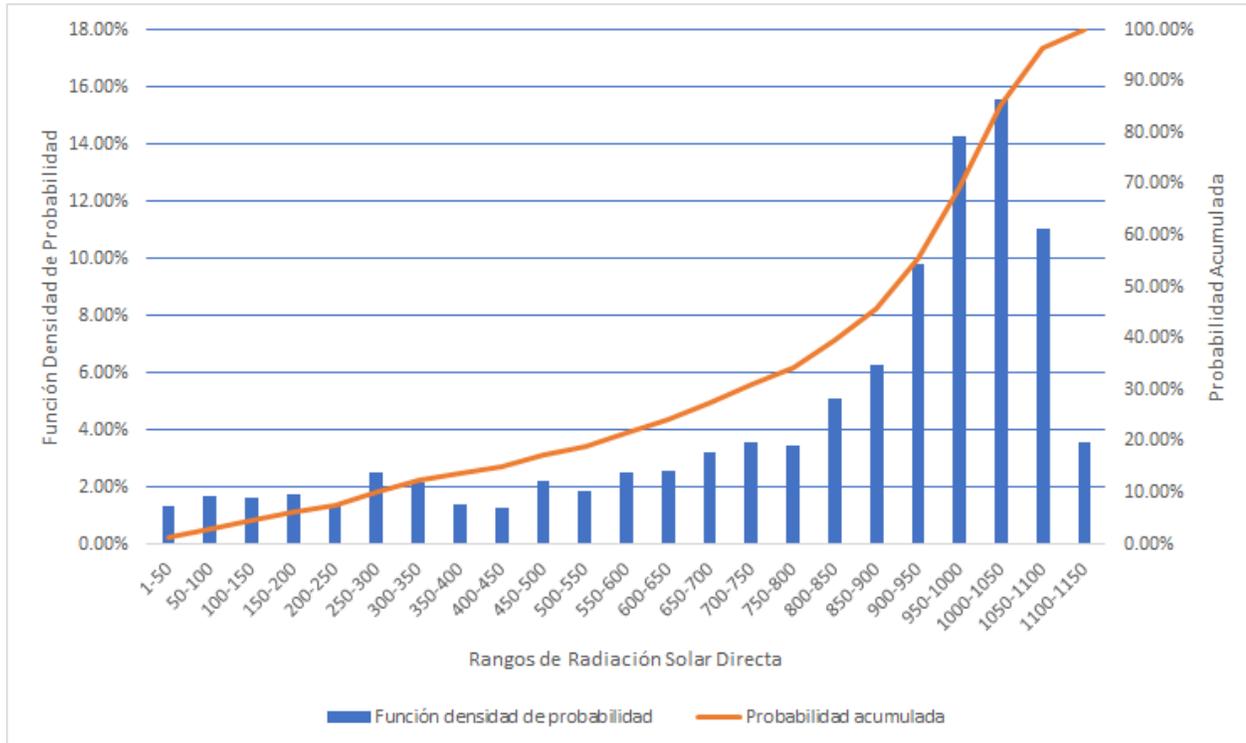


Figura 2.1: Densidad de Probabilidad Radiación Solar Directa

En base al gráfico de la Figura 2.1 se observa que el 90% del tiempo se tiene una radiación solar directa DNI en la zona de Pampa Apacheta igual o menor a $1,050W/m^2$. Este valor es considerado como el valor de diseño para el modelo del campo solar de concentración.

En la Figura 2.2 se presenta un gráfico de la radiación solar directa anual (DNI) que recibe la zona de Pampa Apacheta de forma horaria.

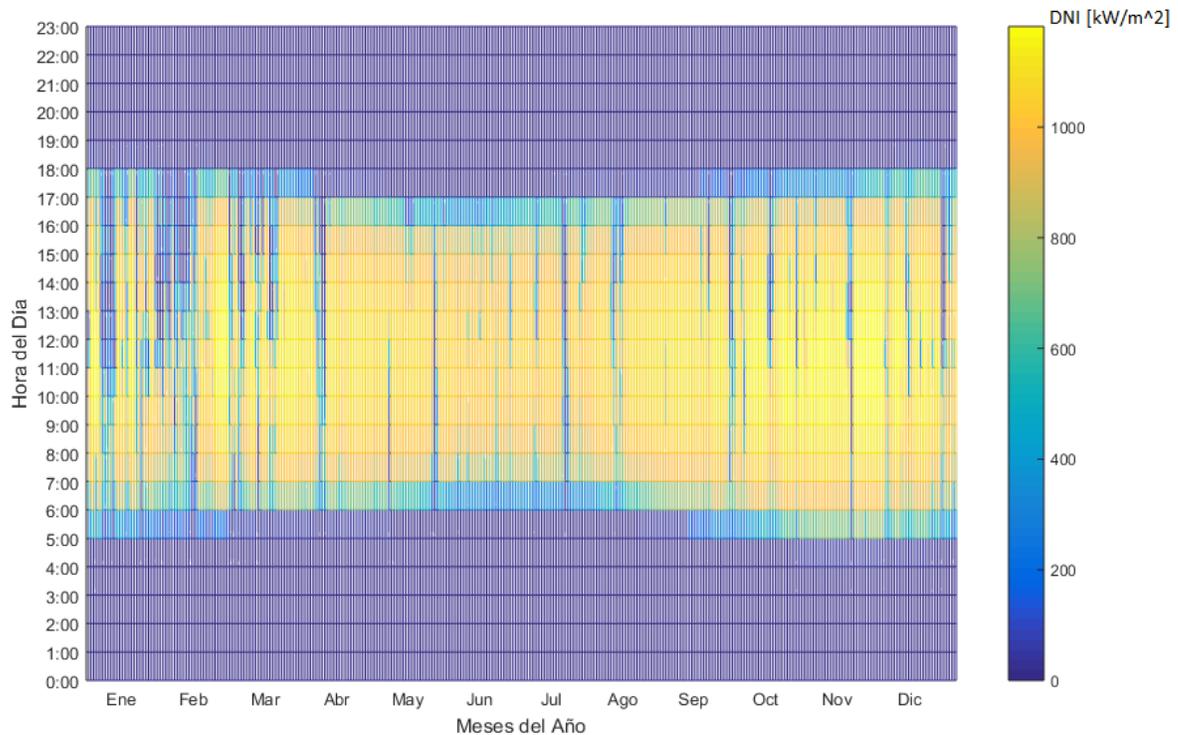


Figura 2.2: Gráfico DNI horaria de Pampa Apacheta.

La Figura 2.2 muestra la mayor concentración de radiación solar directa entre las 8 am y las 4 pm. Además, la radiación solar directa de la zona es mayor entre los meses de octubre y diciembre. Entre enero y marzo hay una disminución de la DNI debido al Invierno Altiplánico, fenómeno de alta nubosidad y lluvias que ocurre durante esta época en la zona del altiplano chileno-boliviano.

2.3. Análisis de Sistemas Híbridos Geotérmico-Solares

Una de las líneas de investigación de la utilización de energías renovables que ha crecido en los últimos 11 años es la integración de sistemas geotérmicos y sistemas solares. Los sistemas geotérmico presentan una generación eléctrica continua en el tiempo, pero de alto riesgo de exploración. Por otro lado, los sistemas de concentración térmica solar, utilizando concentradores solares, permiten acumular grandes cantidades de calor para entregarlas a ciclos de generación. Es por esto que integrar estas dos fuentes de energía resulta atractivo.

Durante el año 2006, Lentz y Almanza [11] propusieron un sistema que lograra integrar un campo solar de concentración a una planta geotérmica existente en Cerro Prieto, al noroeste de México. Tenían como objetivo principal de su investigación aumentar la generación eléctrica en un 10 %, inyectando calor solar al fluido geotérmico, aumentando el flujo de vapor que entra a la turbina.

El incremento del flujo de vapor se vio limitado por las sales disueltas en el fluido geotermal, pero lograron determinar el tamaño del campo solar necesario para aumentar el título de vapor del fluido geotérmico lo máximo posible, sin provocar grandes precipitaciones de sílice en el sistema. Por otro lado, Lentz y Almanza no evaluaron la posibilidad de modelar un ciclo double flash ni un ciclo binario, con el fin de utilizar el calor de desecho que contiene el líquido geotérmico a la salida del separador, antes de la reinyección. Además, no incursionaron en las repercusiones que tiene operar la turbina de vapor fuera de los parámetros de diseño, lo cual se analiza mediante el modelo de Stodola [22]. Por último, tampoco evaluaron la posibilidad de sobrecalentar el vapor a la salida del separador, con el fin de mejorar la eficiencia de la turbina.

Greenhut et al [23], durante el año 2010 desarrollaron un análisis sobre la integración de dos recursos, uno geotérmico de baja entalpía y otro solar. Realizaron la evaluación de un rango de combinaciones de generación eléctrica y fluidos de trabajo, con el fin de comparar la potencia de generación eléctrica que se obtienen en cada combinación y los costos en los que se incurría para cada una de las alternativas de sobrecalentamiento del vapor y de aumento de la cantidad de vapor existente en un fluido geotermal bifásico.

Además, Greenhut et al. desarrollaron un modelo que considera la variación de distintos parámetros solares debido a efectos de estacionalidad climática y variación de la radiación solar durante un día. Con lo anterior, lograron generar un análisis transiente de un modelo geotérmico-solar para un día promedio de enero y un día promedio de julio, con el fin de obtener la máxima generación eléctrica en ambos días. Junto a lo anterior, lograron estimar un costo nivelado de energía en base a procedimientos de estimación de costos de los equipos utilizados en sus modelos geotérmico-solares. No obstante, no desarrollaron un modelo transiente que considere las variaciones de la radiación solar para un año. Además, no consideraron la utilización de almacenamiento térmico para disminuir el impacto de la variación de radiación solar durante el día.

Posteriormente, Astolfi et al [12] evaluaron el funcionamiento de una turbina de ciclo orgánico al integrarle un campo de colectores solares cilindro-parabólicos. Para analizar su funcionamiento variaron algunos parámetros de diseño del proceso, como la temperatura de entrada del fluido de trabajo a la turbina, las capacidades de los intercambiadores de calor involucrados y la cantidad de vapor que ingresa a la turbina. Los parámetros evaluados fueron la presión de entrada a la turbina, la presión de saturación del fluido orgánico, el calor intercambiado en el recuperador y evaporador del ciclo, pero no consideraron la elipse de Stodola [22] en su análisis. Por otro lado, hicieron una evaluación de costos nivelados de energía tanto para la generación de un ciclo orgánico sin intervenir, y la de un ciclo orgánico integrado a un campo de colectores solares. Obtuvieron mejoras en el LCoE y en el aumento de potencia de generación del ciclo orgánico. No obstante, no consideraron la utilización de almacenamiento térmico para mejorar el desempeño de generación eléctrica de la planta híbrida.

Ayub et al.[24] durante el 2015 desarrollaron un modelo que integra un campo solar de concentración a una planta geotérmica de ciclo binario existente. El campo de concentradores solares esta diseñado para maximizar la potencia generada por la planta, logrando aumentar en un 7 % su generación eléctrica. Posteriormente, realizaron un análisis económico del modelo

en base a la evaluación del costo nivelado de energía (LCoE), evidenciando una disminución de un 2% en comparación con el LCoE de la planta geotérmica, sin hibridizar.

Por otro lado, realizaron una optimización del proceso de la planta geotérmica sin hibridizar, logrando disminuir un 8% el LCoE. Este resultado es mejor que el obtenido mediante la hibridización de la planta geotérmica con el campo solar de concentración.

Del trabajo realizado por Ayub et al no se observa un análisis de la operación de la turbina fuera de sus parámetros de diseño. Lo anterior produce incertidumbre sobre la verdadera capacidad que puede tener la turbina para recibir el aporte de un campo solar de concentradores cilindro-parabólicos, ya que es incierto si verdaderamente se obtiene una mejora en la generación eléctrica de la turbina orgánica si se varían los parámetros mencionados en este trabajo.

Cardemil et al [13] en el año 2016 realizaron un trabajo de investigación para analizar los rendimientos de una planta geotérmica con un solo sistema de separación de vapor geotérmico (Single Flash) y una planta geotérmica con dos separadores de vapor geotérmico (Double Flash), al integrarlas a un campo solar de concentración térmica en el norte de Chile. Consideraron cuatro reservorios geotérmicos de distintas condiciones en boca de pozo. Como primeros resultados obtuvieron mejoras en la eficiencia de primera y segunda ley para los sistemas híbridos analizados, siendo el sistema geotérmico Double Flash integrado el que presenta la mayor generación adhesionada. Por otro lado, realizaron un análisis en régimen transiente para la generación eléctrica de cada una de las alternativas integradas en un año de operación, considerando las pérdidas de exergía y el LCoE de cada una.

El trabajo realizado por Cardemil et al. no considera el análisis del funcionamiento de la turbina de vapor fuera de sus parámetros de diseño, lo cual induce cambios en las condiciones de operación y en los resultados de generación eléctrica de cada una de las alternativas. Tampoco se considera almacenamiento térmico para mejorar el desempeño de generación eléctrica de la planta híbrida.

Recientemente, Flores [14] el año 2016 generó un modelo de un ciclo geotérmico binario para representar la planta geotérmica de Cerro Pabellón. Estableció los parámetros de entrada necesarios para simular su funcionamiento en base a investigaciones del reservorio geotérmico ubicados en la zona de Pampa Apacheta. Al mismo tiempo, evaluó qué fluido orgánico maximizaba la generación eléctrica y realizó un análisis exergético del modelo generado. Este modelo se utiliza como punto de partida para el desarrollo del modelo geotérmico desarrollado en esta memoria.

La revisión bibliográfica muestra que no se ha analizado la posibilidad de utilizar almacenamiento térmico en el funcionamiento de una planta geotérmica-solar, ni como impacta en el LCoE del conjunto integrado. Además, de los trabajos anteriores se concluye que la mejor opción es sobrecalentar el vapor, pero no consideran las limitantes de la turbina de vapor al operar fuera de sus condiciones de diseño. Esto permite formular los objetivos principales de este trabajo, para analizar la forma de integrar una fuente geotérmica con un campo solar de concentración, analizando el desempeño de la turbina, la capacidad de producción energética considerando almacenamiento térmico y como impactan en su LCoE.

Capítulo 3

Metodología

El presente trabajo se basa en el desarrollo de modelos computacionales para analizar la estrategia de integración de una planta generadora de energía eléctrica en base a un recurso renovable geotérmico y un campo solar de concentración. La planta geotérmica de este estudio esta ubicada en la zona de Pampa Apacheta, en la región de Antofagasta, al norte de Chile, y se basa en la configuración de la planta geotérmica Cerro Pabellón, inaugurada por Enel y Enap durante el año 2017 en la misma zona. La planta geotérmica Cerro Pabellón tiene una capacidad instalada de 48 [MW] [8] y una proyección estimada de 30 años de vida útil, lo que es tomado como base para el desarrollo del modelo geotérmico de esta memoria. El campo solar a integrar a la planta geotérmica es de concentración, utilizando Colectores Solares Parabólicos y estanques de almacenamiento térmico para disminuir las horas en que no se puede entregar energía térmica debido a la ausencia de radiación solar.

3.1. Modelo de Ciclo Binario

El ciclo binario de la planta geotérmica esta compuesto por dos ciclos: Un ciclo de vapor, el cual se alimenta de un fluido bifásico geotermal extraído desde un pozo geotérmico; y un ciclo Rankine Orgánico. El ciclo Rankine Orgánico utiliza el calor de desecho del ciclo de vapor geotérmico para entregarlo a un fluido de trabajo orgánico, evaporándolo hasta la saturación para posteriormente pasar por una turbina y generar energía eléctrica con un generador. El ciclo binario se modela utilizando el programa de modelamiento termodinámico Engineering Equation Solver (EES) [15].

3.1.1. Componentes del Ciclo Binario

La planta geotérmica, representada por un ciclo binario, se muestra en la Figura 3.1:

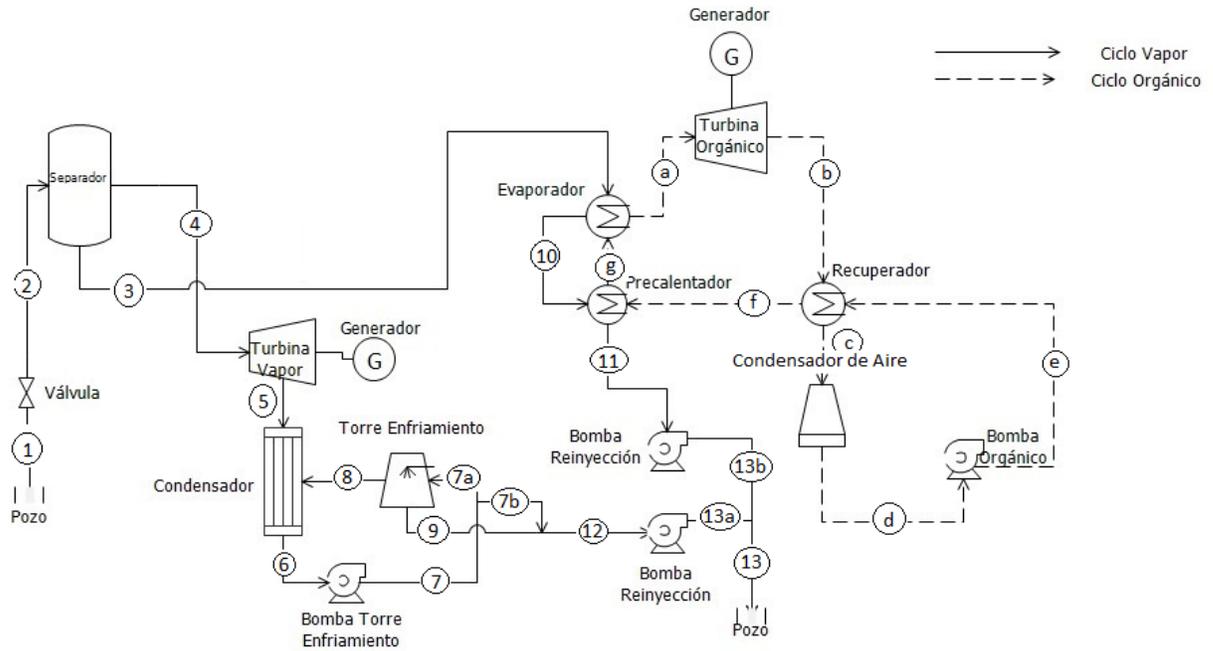


Figura 3.1: Ciclo Binario

La planta presentada en la Figura 3.1 se compone de un pozo geotérmico de extracción (1), del cual se obtiene la mezcla saturada bifásica de fluido geotérmico. La válvula de entrada al ciclo (2), regula la presión del fluido geotérmico que ingresa a la planta. Posteriormente, el separador ciclónico separa el flujo geotérmico en líquido saturado (3) y vapor saturado (4). El vapor saturado ingresa a la turbina de vapor, realizando un salto entálpico hasta (5) para generar trabajo mecánico, disminuyendo su entalpía, presión y temperatura. El líquido saturado entrega calor al ciclo orgánico mediante un evaporador (10) y un precalentador (11), para ser reinyectado nuevamente al pasar por una bomba (13b) hasta el pozo (13). El vapor a la salida de la turbina es condensado y enfriado por el condensador hasta (6), para luego ser bombeado hasta (7) y ser separado en dos: el flujo (7a) se enfría en la torre de enfriamiento hasta (8) para luego condensar los vapores a la salida de la turbina de vapor; el resto del flujo (7b) es llevado hasta (12) para ser bombeado hasta (13a) y reinyectado en (13).

Por otro lado, en el ciclo orgánico, el fluido orgánico en estado de vapor saturado (a) ingresa a la turbina orgánica, realizando un salto entálpico hasta (b) para realizar trabajo sobre la turbina y así generar electricidad. Luego, el vapor orgánico se enfría en el recuperador hasta (c) para luego ser condensado en el condensador de aire (d). El líquido orgánico es bombeado hasta (e), para ingresar al recuperador y recibir el calor de este equipo (f). Posteriormente, ingresa al precalentador, donde recibe calor del ciclo de vapor hasta (g), para ser finalmente evaporado por el evaporador y recomenzando el ciclo en (a).

Para cada uno de los equipos de este modelo no se considerarán pérdidas de carga. Además, el flujo total a la entrada de cada equipo será igual al flujo total a la salida de los mismos, respetando la continuidad del flujo, tal como se expresa en la ecuación siguiente:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (3.1)$$

El funcionamiento de cada uno de los componentes de los ciclos descritos se presentan a continuación:

Pozo Geotérmico

El pozo geotérmico permite la obtención del fluido geotermal contenido en el reservorio geotérmico. Los pozos geotérmicos tienen una profundidad entre 3 a 5 [km]. Para el modelo del ciclo binario se consideran los parámetros termodinámicos en la boca de pozo (presión, temperatura, título de vapor) iguales a los del pozo CPE-1 utilizado por la planta de Cerro Pabellón [18].

El flujo másico a la salida del pozo es representado según la ecuación propuesta por DiPippo [25], quien mediante un arreglo polinomial, expresa el flujo másico a la salida de un pozo en función de la presión a la que opera el separador del flujo geotérmico. Esto se representa en la ecuación siguiente:

$$\dot{m}_{geo} = 99,663 - 2,6287P + 0,5802P^2 - 0,04212P^3 \quad (3.2)$$

donde \dot{m}_{geo} es el flujo másico geotérmico a la salida del pozo, P [bar] es la presión a la que se encuentra el fluido geotérmico en boca de pozo. En el separador se divide el flujo másico entre un flujo de líquido geotérmico saturado y un flujo de vapor geotérmico saturado. En el modelo geotérmico, se consideran tres (3) pozos con las mismas condiciones de boca de pozo, para alcanzar de esta manera una generación similar a la de uno de los ciclos binarios de la estación de Cerro Pabellón (Cada ciclo binario genera 24 MWe [8]).

Válvula

La válvula de boca de pozo es la que regula la presión con la que el separador del ciclo de vapor opera. Para el modelo de la planta híbrida realizado en esta memoria, la válvula de boca de pozo es la encargada de variar la presión de operación del ciclo geotérmico para adaptarse a los parámetros operativos de la turbina de vapor, al transferir calor desde el campo solar al ciclo geotérmico. La válvula se considera para los fines de esta memoria un equipo cuyo proceso isoentálpico.

Separador

El separador considerado para el modelo del ciclo binario es de tipo ciclónico. Su función es separar el estado líquido del gaseoso que componen el fluido geotérmico bifásico manteniendo la presión constante. El flujo de vapor a la salida del separador es proporcional al título de

vapor del fluido bifásico, tal como se muestra a continuación:

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_{geo} X_{vap} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{liq} = \dot{m}_{geo}(1 - X_{vap}) \quad (3.4)$$

donde el flujo total de vapor \dot{m}_{vap} es equivalente al porcentaje del fluido geotérmico \dot{m}_{geo} representado por el título de vapor X_{vap} . El flujo de líquido geotérmico saturado \dot{m}_{liq} es el flujo restante que queda luego de extraer el flujo de vapor al fluido geotérmico, sin considerar pérdidas de masa. Además, se considera este proceso adiabático, por lo que la energía contenida en el fluido geotérmico se conserva dentro del flujo líquido y el flujo de vapor, como se muestra a continuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{geo} h_{geo} = \dot{m}_{vap} h_{vap} + \dot{m}_{liq} h_{liq} \quad (3.5)$$

donde la energía \dot{Q} se representa mediante el flujo másico del fluido \dot{m}_i y su entalpía en ese estado h_i .

Turbinas

Este modelo considera la utilización de dos turbinas para la generación eléctrica: Una turbina para el ciclo de vapor y una turbina para el ciclo orgánico. No se consideran pérdidas de calor al ambiente para ninguna de las turbinas, por lo que el trabajo generado por flujo ingresado a cada una se describe mediante la ecuación siguiente:

$$\dot{W}_{mec} = \eta_T (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) \quad (3.6)$$

donde h_{in} y h_{out} son las entalpías de entrada y salida respectivamente y \dot{m}_{in} y \dot{m}_{out} es el flujo másico a la entrada y salida del equipo. Como el proceso no es Isoentrópico, se requiere aplicar una eficiencia a la turbina, para lo cual se utiliza la ecuación de eficiencia de Baumann [25], tal como se presenta a continuación:

$$\eta_T = \eta_{TD} \left(\frac{x_{in} + x_{out}}{2} \right) \quad (3.7)$$

donde η_T es la eficiencia real de la turbina, η_{TD} es la eficiencia de diseño, x_{in} y x_{out} son los títulos del flujo de vapor a la entrada y salida de la turbina respectivamente. Además, para la salida de la turbina de vapor se establece una presión de salida constante igual a la presión atmosférica en Pampa Apacheta de 0.59 [bar] [18].

La potencia eléctrica generada por la turbina \dot{W}_T es equivalente al trabajo generado por la turbina \dot{W}_{mec} propuesto en la ecuación 3.6 ponderado por dos eficiencias. Una eficiencia es la mecánica η_m , que considera las pérdidas por fricción de los alabes y otros elementos mecánicos, cuyo valor utilizado es $\eta_m = 0,97$. La segunda eficiencia es el rendimiento de generación eléctrica η_{gen} dado por el generador, cuyo valor se aproxima a $\eta_{gen} = 0,98$. Esto se resume en la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_T = \eta_m \eta_{gen} \dot{W}_{mec} \quad (3.8)$$

Intercambiadores de Calor

Para lograr que el ciclo geotérmico (I) le entregue calor al ciclo orgánico (II), se requiere de dos intercambiadores de calor con el fin de precalentar y evaporar el fluido orgánico. Ambos intercambiadores se rigen por las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{out-hot} = \dot{Q}_{in-cold} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_I(h_{I,in} - h_{I,out}) = -\dot{m}_{II}(h_{II,in} - h_{II,out}) \quad (3.10)$$

donde el flujo másico del líquido geotérmico se denomina \dot{m}_I y el flujo orgánico se denomina \dot{m}_{II} . Las entalpías de entrada y salida del flujo geotérmico son $h_{I,in}$, $h_{I,out}$ respectivamente, y las entalpías de entrada y salida del flujo orgánico son $h_{II,in}$, $h_{II,out}$ respectivamente. En los intercambiadores de calor se considera un proceso isobárico y adiabático con el ambiente.

Condensador del Flujo Geotérmico

Para el modelo del ciclo de vapor de la planta geotérmica binaria se considera la utilización de un condensador de mezcla para condensar el flujo de vapor a la salida de la turbina. Este equipo utiliza un flujo de líquido geotérmico proveniente desde la torre de enfriamiento que se utiliza en el proceso para condensar el flujo de vapor proveniente de la turbina. Como resultado se obtiene un flujo geotérmico saturado y condensado (es decir, con título cero), lo que se puede expresar mediante un balance de masa y energía, tal como se muestran en las ecuaciones siguientes:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_v + \dot{m}_{lcold} \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_{cond} h_{cond} = \dot{m}_v h_v + \dot{m}_{lcold} h_{lcold} \quad (3.12)$$

Las ecuaciones 3.11 y 3.12 muestran que el condensador del flujo de vapor geotérmico se rige por la conservación de masa y de energía, sin considerar pérdidas de calor al ambiente.

Bombas

El trabajo requerido para realizar el proceso de impulsión de las bombas esta representado en la ecuación a continuación:

$$\dot{W}_{Bomba} = \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{m}_{in} h_{in} \quad (3.13)$$

Para el trabajo realizado por la bomba se considera en una primera instancia un proceso isoentrópico, al cual posteriormente se le aplica una eficiencia isoentrópica η_{s-turb} para ajustar

los parámetros termodinámicos del flujo de salida de la bomba por las pérdidas existentes por fricción, como se muestra en la siguiente ecuación.

$$\dot{W}_{Bomba} = \frac{\dot{m}_{out}h_{s,out} - \dot{m}_{in}h_{in}}{\eta_{s-bomb}} \quad (3.14)$$

donde se tiene que $h_{s,out}$ es la entalpía calculada considerando un proceso isoentrópico.

Junto a lo anterior, se debe aplicar una eficiencia eléctrica a la bomba $\eta_{e,bomb}$, ya que el trabajo realizado por la bomba es originado por un motor eléctrico, y una eficiencia mecánica de la bomba $\eta_{m,bomb}$ para representar las pérdidas por fricción de la bomba, por lo que el trabajo total requerido por la bomba es el desarrollado en la ecuación a continuación:

$$\dot{W}_{total} = \frac{\dot{W}_{bomba}}{\eta_{e,bomb}\eta_{m,bomb}} \quad (3.15)$$

Torre de Enfriamiento

El modelo esta basado en el trabajo desarrollado por Serna-González et.al. [26], pero de manera simplificada. La torre de enfriamiento tiene como función enfriar el fluido geotérmico que se obtiene a la salida del condensador, tal como se muestra en la Figura 3.1. Este fluido es enfriado mediante un flujo de aire ambiente, el cual se encuentra en condiciones ambientales.

El proceso de enfriamiento del flujo geotérmico en la torre de enfriamiento no considera pérdidas de masa, además se considera un proceso adiabático. La conservación de masa tanto para el aire como para el agua se muestran en las ecuaciones siguientes:

$$\dot{m}_{aire,in} = \dot{m}_{aire,out} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{geo,in} + \dot{m}_{vap,in} = \dot{m}_{inyeccion} + \dot{m}_{condensador} + \dot{m}_{vap,out} \quad (3.17)$$

El flujo de aire de enfriamiento se compone por flujo de aire seco $\dot{m}_{aire,in}$ y el agua $\dot{m}_{vap,in}$ contenida en el flujo de aire entrante, los cuales se consideran dentro de los parámetros de entrada de la torre, para conservar la masa de agua total. A la salida de la torre, hay una división de los flujos de líquido; el primero que va al condensador para condensar el vapor a la salida de la turbina ($\dot{m}_{condensador}$); y el segundo, que es inyectado al pozo ($\dot{m}_{inyeccion}$). También, la humedad del aire varía entre la entrada y la salida a la torre de enfriamiento por los intercambios de masa entre el fluido geotérmico y el flujo de aire, la variación de presión y temperatura que sufre el aire.

La conservación de energía para realizar un proceso adiabático se explicita en la ecuación siguiente:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{aire,in}h_{aire,in} + (\dot{m}_{geo,in}h_{geo,in} + \dot{m}_{vap,in}h_{vap,in}) = \\ \dot{m}_{aire,out}h_{aire,out} + \dot{m}_{inyeccion} h_{inyeccion} + \dot{m}_{condensador} h_{condensador} + \dot{m}_{vap,out} h_{vap,out} \end{aligned} \quad (3.18)$$

La entalpía del aire a la entrada y salida de la torre son $h_{aire,in}$ y $h_{aire,out}$, las entalpías de entrada y salida del vapor contenido en el aire son $h_{vap,in}$ y $h_{vap,out}$ respectivamente, y por último, se tiene la entalpía del flujo geotérmico $h_{geo,in}$, la entalpía del flujo condensado $h_{condensador}$ y la entalpía del flujo de inyección $h_{inyeccion}$. Los estados termodinámicos del aire ambiente son conocidos, así como los estados termodinámicos del flujo geotérmico. Los parámetros de salida de la torre de enfriamiento se establecen según configuración que se este utilizando (para este trabajo se utilizan los parámetros considerados por Flores [14]), a excepción de la humedad específica del aire, que se obtiene de la siguiente ecuación [26]:

$$\omega_{out} = \frac{0,6251P_{vap,out}}{P_{ambiente} - 1,05P_{vap,out}} \quad (3.19)$$

De la ecuación anterior, la presión parcial de vapor contenido en el aire húmedo a la salida de la torre de enfriamiento $P_{vap,out}$, se presenta en la ecuación siguiente [26]:

$$\ln(P_{vap,out}) = \sum_{n=-1}^3 c_n T^n + 6,5459673 \ln(T) \quad (3.20)$$

donde se tiene que T es la temperatura del aire en Kelvin, y las constantes C_n son las siguientes:

- $c_{-1} = 5,8 \cdot 10^3$
- $c_0 = 1,3915$
- $c_1 = -4,864 \cdot 10^{-3}$
- $c_2 = 4,1765 \cdot 10^{-5}$
- $c_3 = -1,4452 \cdot 10^{-7}$

Por último, para simplificar el modelo y considerar el trabajo realizado por la torre de enfriamiento, se obtiene de la ecuación a continuación:

$$\dot{W}_{torre-enfriamiento} = \dot{m}_{geo-in} h_{geo-in} - [\dot{m}_{inyeccion} h_{inyeccion} + \dot{m}_{condensador} h_{condensador}] \quad (3.21)$$

Condensador Fluido Orgánico

Se considera como un intercambiador cerrado, con el fin de simplificar el modelo. Este equipo se asume adiabático con el ambiente. La transferencia de calor desde el fluido orgánico al aire refrigerante se define con la ecuación siguiente:

$$\dot{m}_{aire,in} h_{aire,in} + \dot{m}_{in,ORC} h_{in,ORC} = \dot{m}_{aire,out} h_{aire,out} + \dot{m}_{out,ORC} h_{out,ORC} \quad (3.22)$$

En el modelo desarrollado, los parámetros de entrada y salida del flujo orgánico son obtenidos por el programa EES, los parámetros de entrada del aire son iguales a las condiciones

ambientales. Por lo tanto, se puede conocer los parámetros termodinámicos del aire a la salida del condensador y junto a esto, el trabajo total requerido para condensar el fluido orgánico, como se expresa en la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{condensador,vapor} = \dot{m}_{in,ORC} h_{in,ORC} - \dot{m}_{out,ORC} h_{out,ORC} \quad (3.23)$$

Para el proceso se considera un Pitch Point de 10 C para conservar el gradiente térmico positivo entre los fluidos.

3.1.2. Consideraciones para el Ciclo Binario

Para realizar el modelamiento de la planta geotérmica, se requiere conocer las condiciones de operación que se consideran para este trabajo de título.

- Se consideran tres (3) pozos extracción iguales para simplificar el modelo.
- Las condiciones en boca de pozo son definidas en base a la declaración de impacto ambiental de Cerro Pabellón [18], junto a la investigación de Aravena et al [4].
- El flujo másico de extracción del pozo geotérmico se rige en base al modelo desarrollado por DiPippo [25].
- La integración será computacional, dejando pendiente un análisis físico del comportamiento híbrido de la planta.

3.2. Campo Solar

El campo solar que se integra al ciclo binario descrito en la sección 3.1 se desarrolla en el programa System Advisor Model (SAM) [16]. Este programa requiere que se ingresen distintos parámetros de entrada para definir el tamaño del campo solar y su capacidad de generación de calor. El programa SAM muestra la cantidad de calor que genera el campo solar de forma horaria utilizando una base de datos de radiación solar para un año meteorológico típico (TMY). Los datos del calor generado de forma horaria son utilizados para integrarlos al ciclo binario y así analizar el funcionamiento de la planta híbrida en régimen transiente.

3.2.1. Descripción del Campo Solar en SAM

Los parámetros que requiere el programa SAM para generar un modelo del campo solar requerido para integrarlo al ciclo binario son variados, como por ejemplo el tipo de colectores solares a utilizar, el tipo de almacenamiento térmico, la inclinación de los colectores solares, entre otros. Sólo algunos parámetros son entregados, como el tipo de colectores solares y el tipo de almacenamiento térmico. Los parámetros requeridos se presentan a continuación.

Radiación Solar Directa

La radiación solar que recibe la Tierra antes de ingresar a la atmósfera es de un promedio de $1,366W/m^2$, de la cuál sólo una fracción logra ingresar a la atmósfera, mientras que el resto es reflejada. De lo ingresado, sólo se aprovecha un porcentaje, el cual se llama radiación global, mientras que el resto es dispersada por factores como nubes, partículas suspendidas y moléculas de la atmósfera. La cantidad de radiación que llega al suelo terrestre depende de las condiciones atmosféricas del lugar. [27]

La radiación solar que logra llegar a suelo terrestre se le denomina radiación global, y tiene dos componentes: radiación solar directa y radiación solar difusa. La radiación solar directa se compone por la radiación que proviene directamente del disco solar, mientras que la radiación difusa esta compuesta por aquella que ha sido dispersada por la atmósfera e impacta en el suelo terrestre desde distintas direcciones.

La radiación considerada para el modelo del campo solar generado por el programa SAM es la radiación solar directa, debido a que se conoce su dirección y sentido es la única capaz de ser concentrada en un punto o foco. Para lograr modelar el campo solar en un lugar determinado, se requiere de una base de datos de la radiación solar de dicho lugar, junto con las condiciones ambientales de la zona, las cuales se puede obtener mediante la toma de datos realizada por un equipo especializado.

La radiación solar considerada para el modelar el campo solar de concentración en SAM es igual a la radiación disponible durante el 90 % del tiempo en la zona, como se muestra en la Figura 2.1.

Múltiplo Solar

El múltiplo solar es otro parámetro de entrada para el modelo del campo solar. Este parámetro es el cociente entre el área de apertura real del campo solar instalado A_r , respecto al área de apertura de diseño que requiere el campo solar para entregar la cantidad de calor de diseño A_d , como se muestra en la ecuación siguiente:

$$MS = \frac{A_r}{A_d} \quad (3.24)$$

Este factor es utilizado para sobrestimar la apertura del campo solar, asegurando la entrega del calor solar de diseño de la planta durante mas tiempo. Además, el calor extra obtenido gracias al aumento del área de apertura y que no es utilizado inmediatamente por el proceso es almacenado en el almacenamiento térmico (TES) diseñado para la planta.

Fluido de Trabajo

El campo de colectores solares parabólicos requiere de un fluido de trabajo que reciba el calor captado de la radiación directa del Sol, para transportarlo y transferirlo al ciclo binario. El fluido de trabajo utilizado para el campo solar de concentración es Therminol VP-1 [28]. Este fluido sintético está basado en una mezcla de óxido de difenilo (DPO) y bifenilo. Puede ser utilizado como un líquido para el transporte de calor siempre que no alcance su temperatura máxima de disociación. La temperatura máxima de operación es de 400C. Superando la temperatura de disociación, el fluido se descompone de forma irreversible. Este fluido de transferencia de calor es miscible y reemplazable por otros fluidos de composición similar. Este fluido sin embargo, se prefiere sobre otros debido al rango de capacidad de operación, permitiendo transportar energía térmica gracias a su alto calor específico.

Temperaturas de Operación del Fluido de Trabajo

Las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo del campo solar están determinadas por sus límites de funcionamiento. La temperatura superior de trabajo del Therminol VP-1 se determina por sus propiedades, ya que su temperatura de trabajo no puede exceder los 400C, se establece una temperatura máxima de funcionamiento en el campo solar de 390 C para evitar problemas con la descomposición a altas temperaturas. La temperatura de entrada al campo solar (o temperatura mínima de trabajo) tiene que ser mayor a la temperatura del separador del ciclo binario, con el fin de que exista una transferencia de calor desde el fluido de trabajo del campo solar hacia el fluido geotérmico. Para asegurar este último punto, se considera un "Pitch Point" de 10 C para que se conserve un gradiente térmico positivo entre ambos fluidos.

Almacenamiento Térmico TES

Para este trabajo se considera un almacenamiento térmico basado en estanques capaces de contener, con pérdidas mínimas de calor, reservas de Therminol VP-1 a alta temperatura. El objetivo de este almacenamiento es proveer fluido de trabajo Therminol VP-1 con alta temperatura al ciclo de generación híbrido a las horas del día en que la radiación solar directa desciende o es completamente nula, con el fin de prolongar el tiempo en que la planta genere electricidad con aporte solar.

La ventaja de este tipo de almacenamiento térmico en comparación con otros como sales fundidas por ejemplo, es el menor costo de implementación y la utilización de un fluido de trabajo en común con el campo solar de concentración. Al operar con el mismo fluido que el campo solar de concentración, se disminuyen costos de inversión y almacenamiento de fluido de reposición, puesto que se requiere solo un tipo de fluido de transferencia de calor para toda la planta.

Una de las desventajas de utilizar Therminol VP-1 es la poca capacidad de horas de almacenamiento térmico, en comparación con el almacenamiento térmico mediante sales fundidas.

Capacidad de Diseño de Generación del Campo Solar

El programa SAM, utilizando la modalidad Process Heat Parabolic Trough, requiere de un parámetro de entrada que indique la potencia térmica de diseño que debe generar el campo de colectores solares (Heat Sink). La capacidad de diseño de generación del campo solar es determinada según lo requerido para el funcionamiento de la planta híbrida y la potencia eléctrica que se quiere generar. La capacidad de generación depende de cuanto vapor geotérmico adicional requiere la turbina a la entrada y también de la temperatura que el vapor debe alcanzar antes de ingresar a la turbina. Para esto se entrega una proporción de lo generado por el campo solar al evaporador de la planta híbrida y el resto al sobrecalentador de vapor.

Otros parámetros requeridos por el programa SAM para el modelo del campo solar de concentración son:

- Tipo de colector: Para este modelo se utiliza como defecto los colectores solares cilindro-parabólicos del tipo Euro Trough ET150 [13].
- Inclinación de los colectores solares: SAM establece una inclinación horizontal de 0 grados.
- Se considera seguimiento de los colectores con un error de 0.99.
- Capacidad calorífica de la planta: El programa asigna valores por defecto a las inercias térmicas de las cañerías de fluido de trabajo frías, calientes e inter-colectores, expuestos en el Anexo B.
- Tipo de receptor de radiación: Establece el receptor solar de la librería SAM Schott PTR80, similares a los utilizados por Cardemil et al. [13].

Estos parámetros y sus detalles se establecen por defecto según lo entregado por el programa SAM y pueden ser variados para un análisis refinado en trabajos posteriores.

3.3. Ciclo Híbrido

La combinación de alta sinergia entre el ciclo geotérmico binario y el campo solar de concentración da origen a un ciclo híbrido. El ciclo híbrido desarrollado para este trabajo de título se muestra en la Figura 3.2:

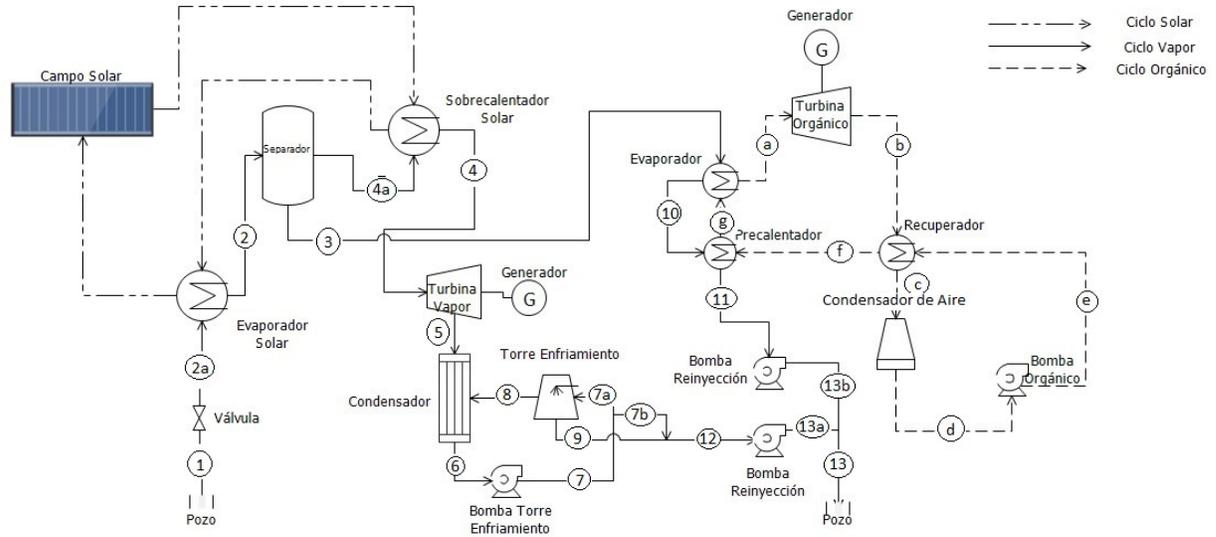


Figura 3.2: Ciclo Híbrido.

De la Figura 3.2 se observan los componentes del ciclo híbrido. El ciclo comienza con la extracción del flujo geotérmico desde el pozo del reservorio (1). Luego el flujo geotérmico en saturado pasa a través de una válvula de entrada al ciclo binario (2a), la que regula la presión y velocidad del flujo geotérmico mediante pérdidas de carga controladas.

Posteriormente, el fluido geotérmico ingresa al evaporador solar, donde se utiliza un porcentaje del calor generado por el campo solar de concentración para alimentar el fluido geotérmico con el fin de aumentar su título de vapor(2). Este porcentaje se define como la proporción del calor solar generado por el campo de colectores entregada al evaporador solar y se expresa según la siguiente ecuación:

$$Prop_{solar} = \frac{\dot{Q}_{solar-ev}}{\dot{Q}_{solar-total}} \quad (3.25)$$

donde el calor entregado al evaporador es $\dot{Q}_{solar-ev}$ y el calor generado por el campo solar de concentración es $\dot{Q}_{solar-total}$.

Luego, el flujo geotérmico hace ingreso al separador o cámara Flash, donde se descomponen el fluido geotérmico en líquido saturado (encargado de entregar calor al ciclo orgánico) (3) y vapor saturado (que ingresa posteriormente a la turbina de vapor) (4a).

El flujo de vapor hace ingreso al sobrecalentador solar, donde obtiene el porcentaje restante que dispone el campo solar de concentración para el proceso de generación híbrida (a). Aquí es donde el vapor se sobrecalienta hasta alcanzar una temperatura mayor, de forma isobárica, para hacer ingreso a la turbina de vapor.

Los siguientes pasos del proceso del ciclo binario son similares a lo explicado en la sección 3.1.

3.3.1. Parámetros de Operación

Para el ciclo de generación híbrido y para el ciclo geotérmico se definen los parámetros de operación utilizados en su operación. Estos valores se definen a continuación.

Trabajo Total

El trabajo de generación de potencia eléctrica total \dot{W}_{total} realizado por la planta híbrida es la suma de la potencia generada por la turbina de vapor $\dot{W}_{turbina,vapor}$ y la potencia generada por la turbina orgánica $\dot{W}_{turbina,ORC}$, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{turbina,vapor} + \dot{W}_{turbina,ORC} \quad (3.26)$$

Trabajo Neto

El trabajo neto \dot{W}_{neto} realizado por cada uno de los ciclos evaluados es el resultados del trabajo total realizado por ambas turbinas, restando los trabajos utilizados por las bombas \dot{W}_{bombas} y las torres de enfriamiento \dot{W}_{torres} . Esto queda expresado en la ecuación a continuación:

$$\dot{W}_{Neto} = \dot{W}_{total} - (\dot{W}_{bombas} + \dot{W}_{torres}) \quad (3.27)$$

Eficiencia de Primera Ley

La eficiencia de primera ley es definida como el cociente entre el trabajo total obtenido por el proceso y el calor aportado al proceso \dot{Q}_{in} . Esto queda representado por la siguiente ecuación:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{Neto}}{\dot{Q}_{in}} \quad (3.28)$$

3.3.2. Modelo de Stodola para Carga Parcial

Una de las condiciones para hibridizar una planta geotérmica existente, es forzar a la turbina a operar fuera de sus parámetros de diseño. Al combinar de forma sinérgica un campo de colectores solares a una planta geotérmica de ciclo binario, la turbina del ciclo comienza a operar fuera de las condiciones de diseño, debido a la variación de los parámetros termodinámicos del flujo de vapor a la entrada de la turbina. Es por esto que se debe conocer como es el funcionamiento de una turbina que no opera en sus condiciones de diseño.

Un modelo que representa como es la operación de una turbina fuera de sus parámetros de diseño es el modelo de la Elipse de Stodola. El modelo de Stodola relaciona de forma constante el flujo másico de entrada de la turbina \dot{m}_i , la presión de entrada de la turbina P_i y el volumen específico del flujo de vapor a la entrada de la turbina v_i , como se muestra en la ecuación siguiente [22]:

$$\phi_i = \frac{\dot{m}_i}{\sqrt{\frac{P_i}{v_i}}} = \text{Constante} \quad (3.29)$$

Además, Stodola propone una segunda relación, donde ϕ_i depende del cociente entre la presión de salida de la turbina B_i y la presión de entrada P_i , que se exhibe a continuación:

$$\phi_i \propto \sqrt{1 - \frac{B_i^2}{P_i^2}} \quad (3.30)$$

En base a la ecuación a continuación se puede asignar una constante de proporcionalidad K para lograr la igualdad de la ecuación.

$$\phi_i = K \sqrt{1 - \frac{B_i^2}{P_i^2}} \quad (3.31)$$

Relacionando las ecuaciones 3.29 y 3.31 se obtiene la siguiente igualdad.

$$\frac{\dot{m}_i}{\sqrt{\frac{P_i}{v_i}}} = K \sqrt{1 - \frac{B_i^2}{P_i^2}} \quad (3.32)$$

Para lograr eliminar la constante de proporcionalidad, se requiere conocer los parámetros de diseño de la turbina, como lo son el flujo másico de diseño \dot{m}_{id} , la presión de entrada de diseño P_{id} , la presión de salida de diseño B_{id} , y el volumen específico de diseño v_{id} . Aplicando estos parámetros a la ecuación 3.32, se obtiene la igualdad presentada a continuación:

$$\frac{\dot{m}_{id}}{\sqrt{\frac{P_{id}}{v_{id}}}} = K \sqrt{1 - \frac{B_{id}^2}{P_{id}^2}} \quad (3.33)$$

Por último se realiza un cociente entre la ecuación 3.32 y la ecuación 3.33, para relacionar la presión de entrada y salida de la turbina P_i y B_i , el flujo másico de entrada \dot{m}_i y el volumen específico v_i , sin necesidad de una constante de proporcionalidad. Solo se requiere conocer los parámetros de diseño de la turbina, tal como se observa a continuación:

$$\frac{\frac{\dot{m}_i}{\sqrt{\frac{P_i}{v_i}}}}{\frac{\dot{m}_{id}}{\sqrt{\frac{P_{id}}{v_{id}}}}} = \frac{\sqrt{1 - \frac{B_i^2}{P_i^2}}}{\sqrt{1 - \frac{B_{id}^2}{P_{id}^2}}} \quad (3.34)$$

Junto a lo anterior, se puede reemplazar el volumen específico por la temperatura de entrada a la turbina considerando el vapor como un gas ideal, utilizando la ecuación de los gases ideales:

$$Pv = RTn \quad (3.35)$$

donde la presión P y el volumen específico v son proporcionales al producto de la constante de los gases ideales R , la temperatura T y el número de moles n . Es importante mencionar que utilizar la 'Ley de los Gases Ideales' es un supuesto que puede alejar los resultados del vapor de agua de lo que puede ocurrir en la realidad. En base a una comparación realizada entre los resultados de distintos volúmenes específicos obtenidos de tablas de vapor y volúmenes específicos calculados con la ley de los gases ideales, se obtiene un error entre un 2% y 5.5% de diferencia entre ambos resultados. Además, estos resultados no generan un cambio de estado en el vapor a la entrada de la turbina.

Con la ecuación 3.34, conservando la presión de salida de la turbina constante, se pueden conocer todas las combinaciones de presión de entrada P_i , flujo de vapor geotérmico de entrada \dot{m}_i y temperatura de entrada del vapor T_i que logran un funcionamiento de la turbina de forma correcta trabajando fuera de los parámetros de diseño.

Cabe destacar que el modelo de la elipse de Stodola fue creado para estimar el funcionamiento de turbinas a vapor con pérdidas de carga en su interior, las que causan disminución de la eficiencia de funcionamiento. Pero para este trabajo se utiliza la misma relación para poder aumentar el flujo de vapor al interior de la turbina para analizar como cambian los parámetros de eficiencia en primera y junto con los cambios de generación eléctrica de la planta.

3.3.3. Consideraciones

Para realizar el modelo del ciclo híbrido, se requiere variar distintos parámetros de funcionamiento del ciclo binario original, con el fin de conocer como operará la planta con el aporte del campo de colectores solares. Los parámetros que se requieren variar para modificar la operación de la planta geotérmica, y lograr un correcto modelo de una planta binaria, tienen restricciones del tipo termodinámico, mecánico y de materiales. Esto genera la necesidad de tener presente las siguientes consideraciones:

- Los parámetros termodinámicos a la entrada de la turbina están sujetos a las restricciones establecidas por el modelo de Stodola, el cual explica el funcionamiento de una turbina a carga parcial.

- La temperatura de salida del fluido de trabajo del campo solar desde el sobrecalentador solar debe ser mayor a la temperatura de entrada del flujo de vapor geotérmico al sobrecalentador.
- La temperatura de salida del fluido de trabajo del campo solar desde el evaporador solar debe ser mayor a la temperatura de entrada del flujo geotérmico al evaporador.
- No se puede considerar una temperatura de entrada a la turbina de vapor mayor a 390 °C. Lo anterior es porque la temperatura máxima que puede alcanzar el Therminol VP1 es 390 °C. En caso de superarla, el fluido de trabajo del campo solar se descompondrá químicamente, incurriendo en peligro de inflamación.
- La presión a la salida de la turbina de vapor y de la turbina del ciclo orgánico se mantiene constante, sin importar las variaciones de los parámetros de entrada.

En base a las consideraciones mostradas anteriormente, el modelo del ciclo híbrido no incurrirá en violaciones de las leyes termodinámicas, ni en peligros de descomposición de materiales.

3.4. Costo Nivelado de Energía Eléctrica LCoE

El costo nivelado de energía (Levelize Cost of Energy LCoE) es una medida de comparación entre plantas generadoras de energía eléctrica. El LCoE permite comparar plantas generadoras que utilizan distintas fuentes de energía, sin importar su origen.

El LCoE es el costo que tiene el propietario de la planta para generar un MWh de electricidad. Esta medida de comparación considera distintos parámetros de las plantas generadoras de energía para su comparación, como los costos de capital y operación que trae una planta y la energía generada en un plazo de tiempo determinado, lo que se puede apreciar en la ecuación siguiente [17]:

$$LCoE = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^n \left(\frac{A_t}{(1+i)^t} \right)}{\sum_{t=1}^n \left(\frac{M_{t,el}}{(1+i)^t} \right)} \quad (3.36)$$

De la ecuación 3.36 se observa la inversión inicial de la planta I_0 , que contiene costos directos, como los equipos de operación y el terreno, y los costos indirectos de inversión como los costos de planificación, ingeniería y construcción. Además, el LCoE contempla los costos de operación y mantenimiento de una planta generadora de electricidad A_t en un periodo de tiempo t . Por otro lado, se tiene la generación de la planta $M_{t,el}$, la que muestra cuanta energía eléctrica genera en un periodo de tiempo t . Además, tanto los costos de operación y mantenimiento como la generación de energía están sometidos a variaciones en el tiempo, que dependen de la ventana de tiempo que se esté evaluando t , la vida estimada de funcionamiento de la planta n , y la tasa de descuento a través del tiempo i .

3.4.1. LCoE Combinado

Debido a la poca información disponible para realizar un análisis de LCoE con los costos de inversión y operación reales de una planta geotérmica existente en el norte de Chile, es necesario considerar estimaciones para una planta geotérmica similar. Para esta memoria se utiliza la estimación realizada por Sanchez-Alfaro et al. [10], que estima un LCoE promedio para una planta geotérmica en el norte de Chile de $94,21[USD/MWh]$.

Para conocer los costos estimativos de un campo solar de concentración se utiliza como referencia el trabajo realizado por Starke et al.[17]. En el trabajo realizado por Starke, se muestran estimativos para conocer los costos directos, indirectos, de operación y de mantenimiento de un campo solar de concentración. Con estos estimadores, y los estimadores del LCoE geotérmico entregado por el trabajo de Sanchez-Alfaro et al[10], se puede generar un LCoE para una planta híbrida. En la ecuación a continuación se muestra como combinar los parámetros mencionados.

$$LCoE_{combinado} = \frac{LCoE_{geo} \sum_{t=1}^n \left(\frac{M_{t,el-geo}}{(1+i_{geo})^t} \right) + I_{0-solar} + \sum_{t=1}^n \left(\frac{A_{t-solar}}{(1+i_{hibrido})^t} \right)}{\sum_{t=1}^n \left(\frac{M_{t,el-hibrido}}{(1+i_{hibrido})^t} \right)} \quad (3.37)$$

Para obtener el $LCoE_{combinado}$ se multiplica el $LCoE_{geo}$ por la generación energética de la planta geotérmica en "n" periodos de tiempo "t", utilizando una tasa de descuento geotérmica i_{geo} . Luego, este costo estimado de la planta geotérmica se suma al costo de capital del campo solar $I_{0-solar}$ y al costo de operación y mantenimiento del campo de concentradores solar $A_{t-solar}$ en el tiempo, utilizando una tasa de descuento $i_{hibrido}$. El costo total de la planta híbrida es dividido por la generación eléctrica de la planta híbrida en cada año de funcionamiento durante toda la vida útil n de la planta.

3.4.2. Estimación de Costos de Inversión y Operación

Para realizar el análisis de LCoE al modelo geo-solar de esta memoria, es necesario obtener los costos de inversión y operación tanto para la planta geotérmica sin hibridizar, como para el modelo integrado. Los costos se clasifican según a la parte del modelo al que pertenecen, como sigue:

- Costos de la planta geotérmica
- Costos del campo de concentración solar térmico
- Costos del evaporador solar y del sobrecalentador solar

Costos de la planta geotérmica

Debido a la poca disponibilidad de la información de costos en los que incurrió Enel y Enap para la construcción de la planta Cerro Pabellón, se realiza el siguiente método de

estimación. Sobre la información disponible de la planta Cerro Pabellón, se conoce el costo total de inversión de la planta, la capacidad de generación anual y la proyección de vida de la planta. Estos datos se presentan en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Datos para Estimación de Costos Cerro Pabellón

Inversión Total Cerro Pabellón	320	MMUSD
Generación Anual Cerro Pabellón	340.000	MWh año
Potencia Instalada Cerro Pabellón	48	MW
Proyección de Vida Cerro Pabellón	30	Años

Para obtener el costo total de la planta, incluyendo los costos de inversión y los costos de mantenimiento y operación se realiza una aproximación en base a la energía anual generada y a un valor estimativo de un LCoE para una planta geotérmica, propuesto por Sanchez-Alfaro et al [10] durante el año 2015. El valor estimado es de 94.21 USD/MWh para una planta cuyo costo aproximado de generación de potencia es de 4,500 USD/kWe. Según la investigación de Sánchez-Alfaro et al, Cerro Pabellón debió incurrir en costos similares a 3,600 USD/kWe, pero según los datos obtenidos por Enel[8], el costo por kWe generado en Cerro Pabellón es de aproximadamente 6,600 USD/kWe. Por lo tanto, promediando ambos valores se llega a una media de 5,100 USD/kWe, lo cual no se aleja de los 4,500 USD/kWe propuestos por Sánchez-Alfaro et al. Por otro lado, el LCoE estimado por la mesa de geotérmica de Chile presenta un mínimo aproximado de 99.5 USD/MWh [29], el cual es mayor al presentado por [10]. Se considera para este trabajo el valor presentado por Sánchez-Alfaro, el cual es mas perjudicial para los resultados que se quieren obtener, puesto que su LCoE es mas bajo y por lo tanto, mas difícil de mejorar.

Los costos aproximados que se asumen en esta memoria a lo largo de la vida útil de la planta presentada en la Tabla 3.1 se expresan mediante la ecuación siguiente:

$$C_{geo} = LCoE_{geo} \sum_{t=1}^n \left(\frac{M_{t,el-geo}}{(1 + i_{geo})^t} \right) \quad (3.38)$$

En la ecuación 3.38 se expresa los costos estimados de la planta geotérmica durante su ciclo de vida C_{geo} en función del costo nivelado de energía de la planta geotérmica $LCoE_{geo}$, estimado según Sánchez-Alfaro[10], la generación eléctrica anual estimada para la planta $M_{t,el-geo}$, en base al costo de inversión y la energía anual generada, según los datos presentados en [8], el tiempo de vida estimado de la planta t y una tasa de descuento i propuesta por Sánchez-Alfaro et al.

Costos del Campo Solar de Concentración

La estimación de los costos del campo solar de concentración térmica se realizan en base a los datos presentados en el trabajo realizado por Starke et al [17]. Dentro de su investigación, realizan la estimación de un LCoE para una planta solar fotovoltaica con un campo solar de concentración. Los factores de estimación de la inversión de capital directo, capital indirecto

y los gastos de operación y mantenimiento del campo de concentradores solares utilizado por Starke et al se presentan en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Estimadores de Costo para Campo Solar de Concentración

Costos Directos	Mejoras de Sitio	15	US/ m^2
	Campo solar	100	US/ m^2
	Fluido de Trabajo	60	US/ m^2
	TES	25	US/kWth
	Contingencia	5 %	Total de equipos
Costos Indirectos	Costo Terreno	0	US/acre
	EPC & owner cost	10 %	Costo directo
Operación y Mantenimiento	Costos Fijos	65	US/kWe-año
	Costos Variables	3	US/MWh-anual

Los costos directos e indirectos se consideran como los costos de inversión de capital I_{0solar} que se muestra en la ecuación 3.37. Por otro lado, los costos de operación y mantenimiento se incluyen dentro de los costos de operación del campo solar de concentración $A_{t-solar}$, como se muestra en la misma ecuación.

Costos Intercambiadores de Calor

Para calcular los costos del evaporador solar y del sobrecalentador solar, los que se encargan de entregar el calor recolectado por el campo solar de concentración térmica hacia el ciclo geotérmico binario, se utiliza la metodología de estimación de costos propuesta por Turton et al [30]. La metodología propuesta fue desarrollada por K.M Guthrie en 1969 para la estimación de costos de adquisición de plantas químicas. Este procedimiento de estimación cubre una gran variedad de equipos, como: Turbinas, bombas, reactores, calderas, intercambiadores de calor, mezcladores, colectores, entre otros. Además, es aplicable a distintas industrias, como lo son la industria minera, química, forestal, manufacturera, y otras.

Los parámetros que se requieren considerar para realizar la estimación de costos de un equipo se presentan a continuación:

- Tipo de dispositivo
- Condiciones de operación
- Materiales de construcción

La estimación entregada por esta metodología es en base a la unidad de medida que caracteriza un equipo. Para el caso de intercambiadores de calor, como los evaporadores y sobrecalentadores, se considera el área de intercambio de calor total como la medida característica de estos equipos. El costo por unidad de medida dimensional del equipo se presentan en la ecuación siguiente:

$$C_{BM} = C_P^0 F_{BM} \quad (3.39)$$

La ecuación 3.39 relaciona el costo por módulo estimado C_{BM} con un costo de adquisición del equipo C_P^0 , que tenga condiciones base de operación cercanas a las del ambiente y con materiales de uso común (por ejemplo: acero al carbono), y con un factor de corrección F_{BM} en función de la presión de operación real y sus materiales reales de construcción.

El costo de adquisición en condiciones base C_P^0 se estima en base a la relación presente en la siguiente ecuación:

$$\text{Log}_{10}C_P^0 = k_1 + K_2\text{Log}_{10}A + k_3(\text{Log}_{10}A)^2 \quad (3.40)$$

Los coeficientes k_i se obtienen de la bibliografía [30] y el área del intercambiador de calor A se calcula en base a la ecuación de transferencia de calor que se muestra a continuación:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{Log} \quad (3.41)$$

La ecuación de transferencia de calor define el calor transferido \dot{Q} dentro de un intercambiador de calor en función del coeficiente de transferencia de calor global U , el área de intercambio dentro del intercambiador de calor A y la diferencia de temperatura logarítmica entre los fluidos que participan en la transferencia de calor ΔT_{Log} . Según el modelo geo-solar desarrollado, se conoce el calor transferido tanto en el evaporador y el sobrecalentador. Por otro lado, la diferencia de temperatura logarítmica ΔT_{Log} se define según la ecuación a continuación, que relaciona las diferencias de las temperaturas de los fluidos participantes a la entrada T_1 y a la salida T_2 del intercambio de calor.

$$\Delta T_{Log} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}} \quad (3.42)$$

Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor global U se estima en base a una aproximación presentada por Cengel [31], para la cual se consideran ambos intercambiadores como intercambiadores de calor entre vapor de agua y combustible oleo pesado.

Para obtener el factor de corrección F_{BM} , que adapta los costos según los materiales utilizados en el intercambiador de calor y la presión de operación del intercambiador. El factor de corrección queda definido por la ecuación a continuación:

$$F_{BM} = B_1 + B_2F_P F_M \quad (3.43)$$

La ecuación 3.43 describe el factor de corrección F_{BM} en base a dos coeficientes B_1 y B_2 , que dependen del tipo de dispositivo. Para este caso se utilizan los coeficientes que entrega Turton et al [30], el factor de corrección esta formado por el coeficiente de corrección en base a la presión de operación del dispositivo, que se define en la ecuación siguiente:

$$\text{Log}_{10}F_P = C_1 + C_2\text{Log}_{10}P + C_3(\text{Log}_{10}P)^2 \quad (3.44)$$

donde los coeficientes C_i se obtienen de [30] y P es la presión de operación del intercambiador de calor. Junto a lo anterior, se define el coeficiente de corrección del material F_M , entregado por [30] según el material utilizado para la construcción del equipo intercambiador.

Por otra parte, el costo estimado en la ecuación 3.39 es realizado según el año en que las estimaciones fueron realizadas. En este caso, la referencia utilizada de Turton es del 2011, por lo que hay que traer el cálculo de la estimación del costo a valor presente, utilizando la siguiente ecuación:

$$C_{BM2017} = C_{BM2011} \frac{CEPCI_{2017}}{CEPCI_{2011}} \quad (3.45)$$

donde $CEPCI$ representa el índice de costo para plantas químicas (Chemical Engineering Plant Cost Index CEPCI) en el año estimado.

Por último, hay que aclarar que los costos de los intercambiadores de calor calculados se agregan al costo de capital I_{0solar} para el cálculo del LCoE de la planta híbrida geotérmica-solar, según se muestra en la ecuación 3.37.

Capítulo 4

Análisis de Resultados

La metodología desarrollada en el capítulo 3 explica las consideraciones para desarrollar el modelo de una planta de generación híbrida en base a energía geotérmica y solar. El objetivo es evaluar las distintas configuraciones de funcionamiento de una planta geotérmica al recibir energía térmica de un campo solar de concentración, con el fin de analizar la influencia de este aporte en su operación. Posteriormente, se realiza un análisis del funcionamiento de la planta híbrida para cuatro (4) configuraciones de aporte solar. Luego, se evalúa la operación de la planta en régimen transiente, variando el almacenamiento térmico y el área de apertura del campo solar mediante el múltiplo solar del campo solar para las cuatro configuraciones seleccionadas. Por último, se analizan los costos nivelados de energía para cada una de configuraciones anteriores, variando la apertura del campo solar mediante el múltiplo solar y variando el almacenamiento térmico, buscando disminuir el LCoE de la planta.

4.1. Modelo Geotérmico Estacionario

La planta geotérmica se modela en base a los datos existentes de la planta Cerro Pabellón. Las condiciones en la boca de pozo utilizadas para el modelo se obtuvieron de [8] y [14], y se presentan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Condiciones en boca de pozo

Presión boca de pozo	698.5	kPa
Título fluido geotérmico	28.64	%
Temperatura fluido geotérmico	438	K
Temperatura reinyección	338.15	K

Las condiciones ambientales bajo las que opera la planta geotérmica se presentan en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: Condiciones ambientales

Temperatura	276.5	K
Presión atmosférica	59.7	kPa
Humedad Ambiental	22.85	%

Para el modelo se consideran 3 pozos geotérmicos iguales, con las condiciones presentadas anteriormente, generando la misma potencia que uno de los ciclos binarios de Cerro Pabellón. Los resultados del funcionamiento de la planta geotérmica con los parámetros presentados en las Tablas 4.1 y 4.2 se presentan en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Parámetros de funcionamiento

Potencia generada Cerro Pabellón por unidad	24,000	kW
Potencia generada modelo geotérmico	26,533	kW
Potencia ciclo de vapor	26,808	kW
Potencia ciclo orgánico	891.9	kW
Potencia consumida por equipos	1,167	kW
Energía anual producida	232,429.1	MWh-año
Eficiencia en primera ley	10.95	%
Flujo másico geotérmico	285.78	kg/s
Flujo vapor geotérmico	81.84	kg/s
Flujo líquido geotérmico	203.9	kg/s
Presión salida de la turbina	50.13	kPa

Con los parámetros de funcionamiento de la planta geotérmica sin aporte solar, se tiene la base para comparar el funcionamiento de la planta existente con la planta híbrida modelada en este trabajo. Además, se observa en la Tabla 4.3 que la generación de la planta modelada logra generar una potencia eléctrica de 26,5 *MWe*, la cual difiere en un 10% respecto a la potencia generada realmente por una estación de Cerro Pabellón. Si bien no es una diferencia importante, puede refinarse en futuras investigaciones.

4.2. Análisis del Ciclo Híbrido

Para analizar el modelo híbrido de la planta geotérmica presentada, se requiere determinar como varían los parámetros de operación de la planta al inyectar calor solar al ciclo geotérmico desde el campo solar de concentración. Posteriormente, se seleccionan cuatro (4) valores distintos de la capacidad de generación de diseño del campo solar y la proporción en la que es entregado a la planta geotérmica, obteniendo así los parámetros de funcionamiento de la planta geotérmica para cada uno de ellos. Con lo anterior, se analiza la eficiencia de primera ley de la planta bajo estas configuraciones de aporte solar, se realiza una evaluación de la operación en régimen transiente y así se conoce con cual configuración se obtiene un menor LCoE.

4.2.1. Análisis de la Turbina de Vapor

Como se explica en la sección 3.3.2, la turbina de vapor debe ser estudiada para analizar su funcionamiento al operar con parámetros de entrada distintos a los de diseño. El análisis del funcionamiento de la turbina en carga parcial es fundamental para esta memoria, indicando cuanto es la potencia extra que se puede generar realmente si se integra a la planta geotérmica un campo solar de concentración. Los parámetros de diseño de la turbina de vapor entregados por la planta sin hibridizar, se presentan en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Parámetros de diseño Turbina de Vapor

Flujo másico	m_{id}	81.84	kg/s
Presión de entrada	P_{id}	698.5	kPa
Presión de salida	B_{id}	50.17	kPa
Temperatura entrada	T_{id}	438	K

Se utilizan las relaciones de la elipse de Stodola presentadas en el capítulo 3.3.2 para conocer cual es la presión que debe tener el vapor a la entrada a la turbina si se modifica el título de vapor por la inyección de calor solar en el evaporador y si se modifica la temperatura del vapor en la entrada de la turbina por el aporte de calor solar al sobrecalentador.

Para conocer el calor solar que se requiere y la proporción del calor que debe ser entregado al evaporador solar y al sobrecalentador solar del ciclo geotérmico, se varían los parámetros de entrada a la turbina, según los rangos que se muestran en la Tabla 4.5 para conocer cuanto vapor requiere la turbina y a que temperatura, conservando la presión de salida de la turbina constante.

Tabla 4.5: Rangos de los parámetros de entrada turbina vapor

Parámetro	Mínimo	Máximo	Unidades
Presión entrada turbina vapor	698.5	1500	<i>kPa</i>
Temperatura entrada turbina	438	663	<i>K</i>
Título de Vapor extraído desde el pozo	0.2864	0.9	

Tanto la presión como la temperatura son valores que influyen directamente en el funcionamiento de la turbina de vapor, pero el título de vapor presentado en la tabla anterior representa la variación del flujo de vapor para cada una de las configuraciones requeridas al recibir el calor solar aportado. No se varía directamente el flujo geotérmico, ya que este depende también de la presión de boca de pozo [25]. El título de vapor varía según la cantidad de calor proveniente del campo solar, que se inyecta en el evaporador solar. El resto del calor es utilizado para aumentar la temperatura del vapor.

Los valores mínimos de los rangos de operación presentados en la Tabla 4.5 son los parámetros de funcionamiento del ciclo geotérmico estacionario sin aporte del campo solar de concentración. Los valores máximos están determinados por los límites matemáticos del modelo de Stodola [22], la presión máxima estimada por el estudio mediambiental de Cerro

Pabellón [18] que puede entregar el pozo geotérmico y la temperatura máxima que puede alcanzar el fluido de trabajo del campo solar Therminol-VP1, según lo explicado en la sección 3.2.1. Los rangos de operación anteriores permiten generar distintas configuraciones de presión, flujo de vapor y temperatura de entrada a la turbina que cumplan las restricciones anteriores, y así recibir el calor aportado por el campo solar para generar una mayor potencia eléctrica por parte de la planta híbrida. La Figura 4.1 grafica las combinaciones existentes entre los rasgos entregados en la Tabla 4.5.

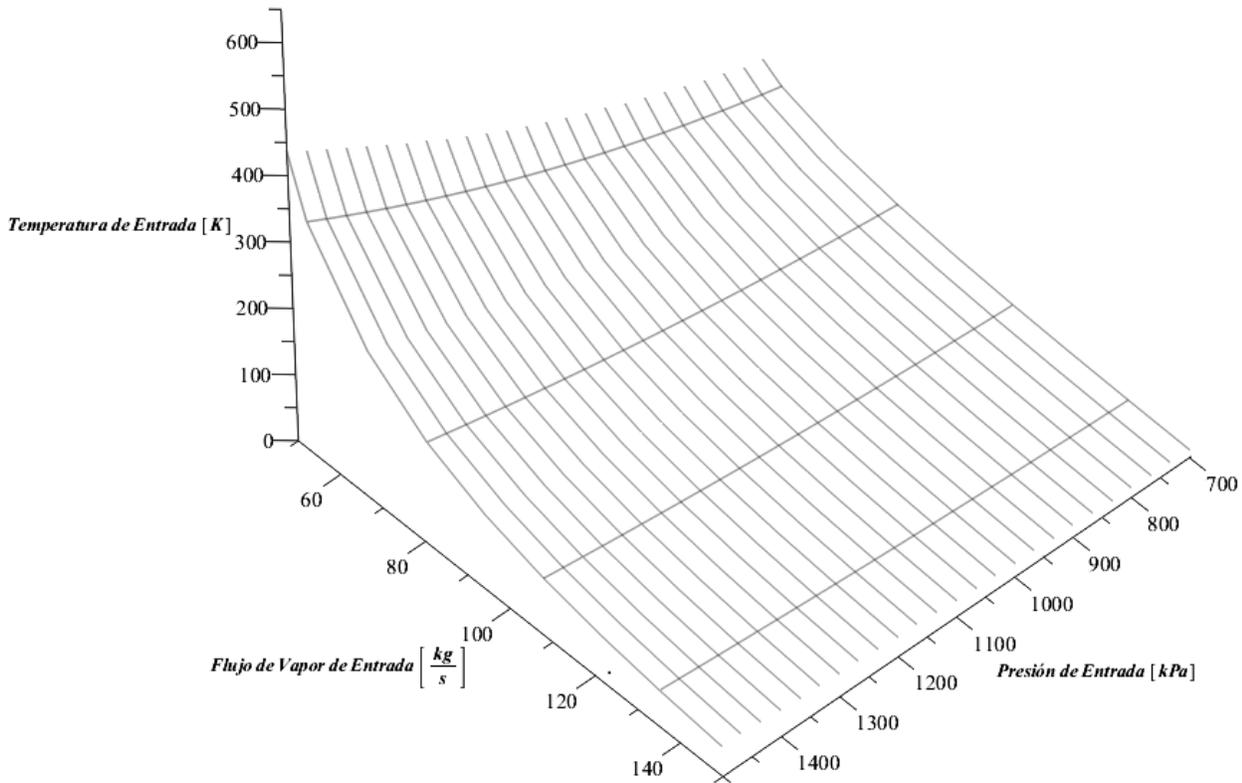


Figura 4.1: Temperatura en función de la presión y flujo de vapor a la entrada de la turbina.

4.2.2. Análisis del Aporte Solar

Cada configuración de operación requerida para recibir y utilizar el aporte solar genera una potencia eléctrica distinta con una eficiencia de primera ley respectiva. Este análisis se realiza en base a datos discretos, obteniendo las configuraciones de presión, temperatura y título de vapor utilizados para recibir cada uno de los valores de calor solar probados los que se presentan en la Figura 4.2:

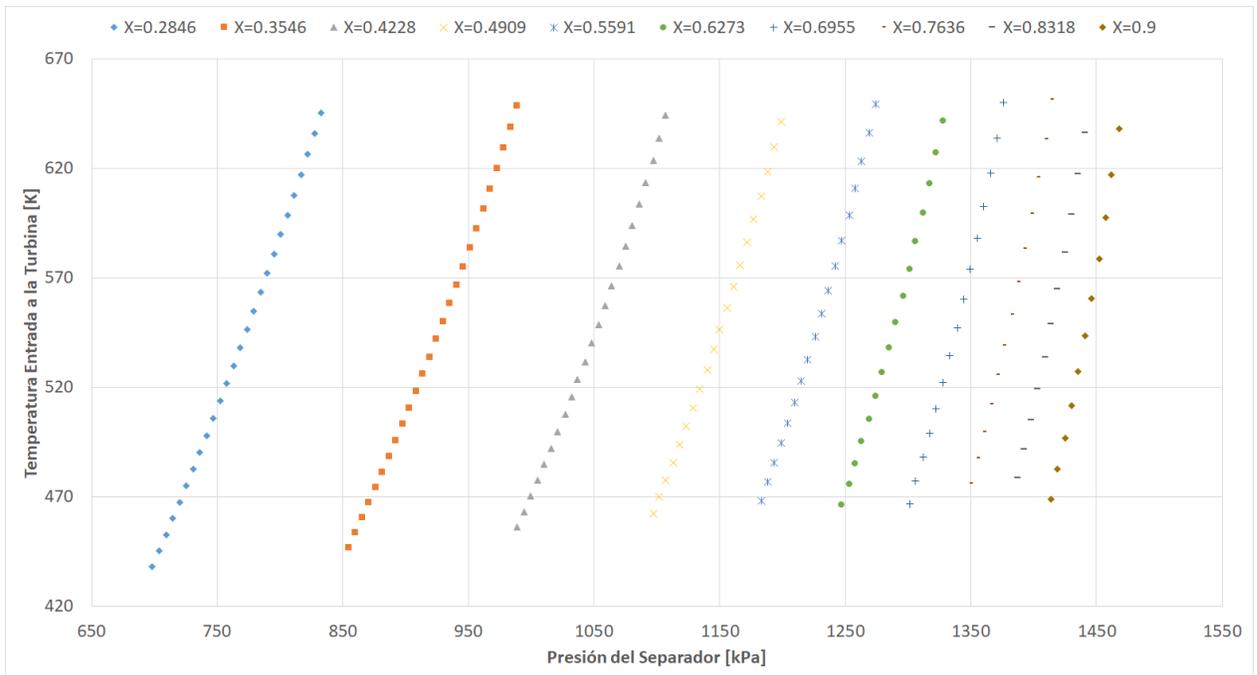


Figura 4.2: Configuraciones de presión, temperatura y título de vapor.

Las curvas presentadas en la Figura 4.2 pertenecen a cada uno de los títulos de vapor que fueron analizados en las iteraciones realizadas. Cada uno de estos títulos requiere de una presión de operación y una temperatura de entrada a la turbina determinada. Estas configuraciones son las requeridas para cada uno de las capacidades de diseño de generación que puede aportar el campo solar de concentración. Los distintos valores de la capacidad de diseño de generación probadas en el modelo híbrido se presentan en la Figura 4.3.

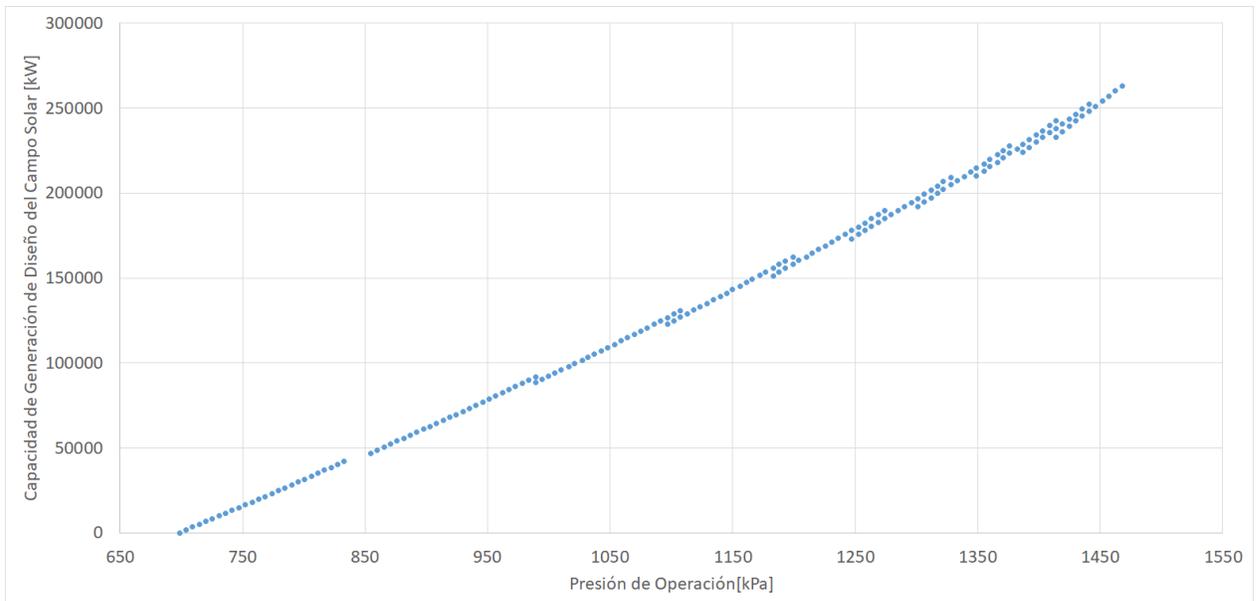


Figura 4.3: Capacidad de generación de diseño del campo solar v/s presión de operación

A medida que aumenta el aporte solar, aumenta la cantidad de vapor disponible y su temperatura. Esto hace necesario aumentar la presión de operación del ciclo geotérmico para cumplir con la elipse de Stodola.

Existen puntos donde distintas cantidades de calor solar entregado trabajan a una misma presión de operación, pero se diferencian en la proporción en la que se distribuye el calor entre el evaporador solar y el sobrecalentador solar. Cada una de las configuraciones anteriores resulta en una generación eléctrica y una eficiencia de primera ley distintas. La eficiencia de primera ley y la generación eléctrica que se obtienen para cada uno de los valores de calor solar aportado se presentan en los gráficos siguientes:

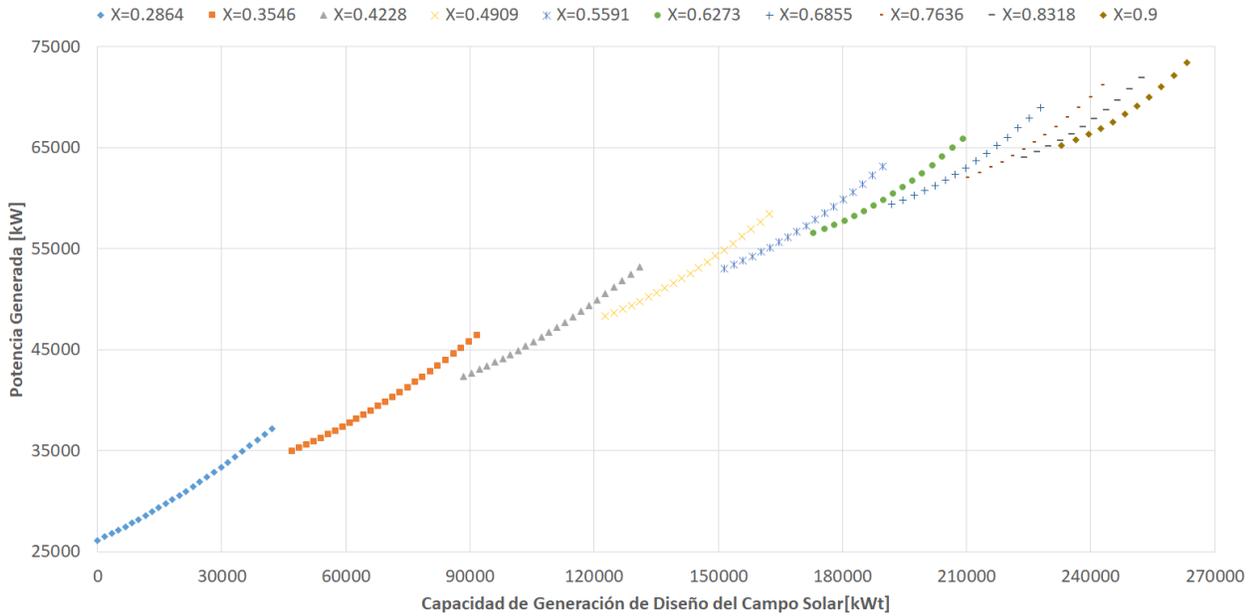


Figura 4.4: Capacidad de generación de diseño del campo solar v/s Potencia eléctrica generada

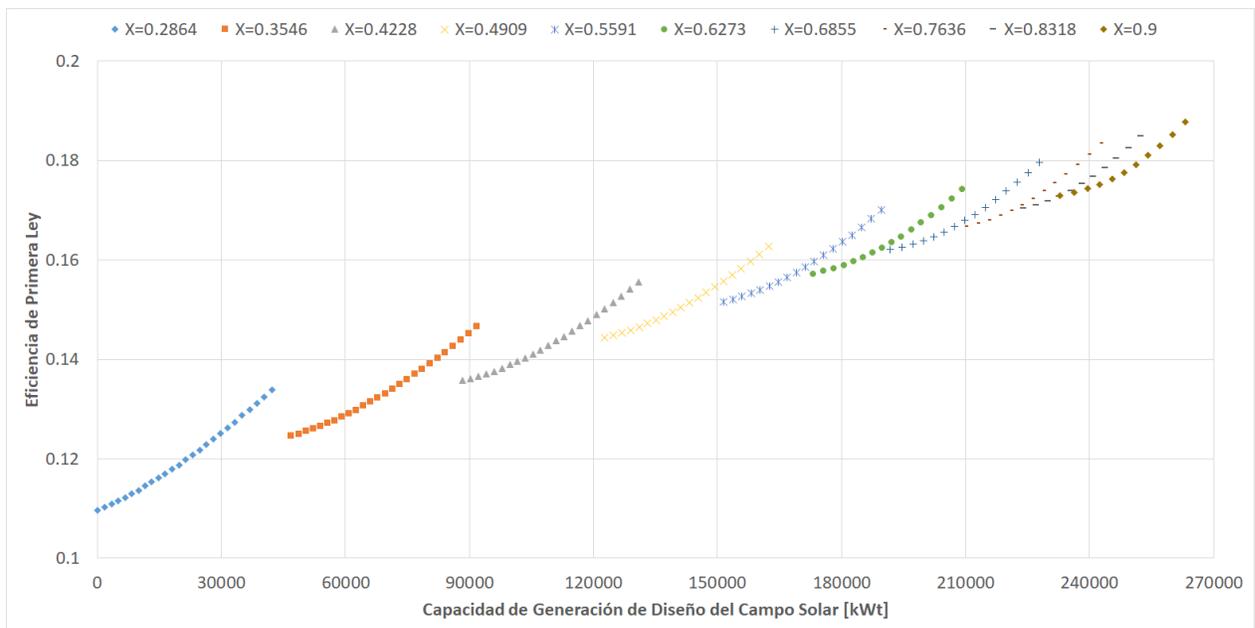


Figura 4.5: Capacidad de generación de diseño del campos solar v/s eficiencia de primera ley

En la Figura 4.3 se observa que al aumentar la presión de operación del ciclo geotérmico, aumenta el calor solar requerido para la operación. Además, de la Figura 4.4 y 4.5 al aumentar la capacidad de generación de diseño del campo solar, aumenta la eficiencia y la potencia generada.

Del las configuraciones posibles presentadas anteriormente, se seleccionan cuatro (4) para representar el conjunto de soluciones, con el fin de evaluar su capacidad de generación, la eficiencia de primera ley de cada una y su comportamiento en un régimen transiente de operación. Las cuatro (4) configuraciones seleccionadas se presentan en la Tabla4.6:

Tabla 4.6: Configuraciones seleccionadas para análisis transiente.

Configuración		1	2	3	4
Eficiencia de primera ley	%	13.14	14.95	16.47	18.77
Potencia Generada	[MWe]	39.93	51.56	61.23	73.45
Calor solar de diseño	[MWt]	66.13	139.13	202.38	263.18
Proporción solar al evaporador	%	73.52	85.36	91.90	78.80
Flujo de vapor	[kg/s]	97.81	121.8	143.9	142.8
Presión de funcionamiento	[kPa]	913.7	1,140	1,322	1,458
Temperatura de entrada turbina	[K]	526.1	528.1	510.3	638

Al comparar los resultados presentados en la Tabla 4.6 con la planta geotérmica sin aporte solar, tanto en la potencia eléctrica generada por cada configuración, como su eficiencia de primera ley presentan un aumento considerable. Por lo tanto, existe la posibilidad de aumentar tanto la eficiencia en primera ley como la potencia generada integrando un campo solar de concentración a una planta geotérmica existente, como Cerro Pabellón.

4.3. Modelo Híbrido en Régimen Transiente

Luego de seleccionar las configuraciones de operación presentadas en la Tabla 4.6, se realiza la evaluación en régimen transiente de la planta para cada una con el fin de analizar la producción eléctrica en un año, considerando las variaciones de radiación solar de la zona. Además, se incluye en el análisis distintas configuraciones de almacenamiento térmico para la planta, junto a la variación del múltiplo solar del campo solar[Sección 3.2]. Para cada configuración se evalúan tres (3) almacenamientos térmicos distintos, de 2 hrs, 4 hrs y 6 hrs, junto a (8) múltiplos solares distintos, entre 0.8 y 2.9. El múltiplo solar se utiliza para variar el área de apertura del campo solar.

En las Figuras 4.6 4.7 4.8 4.9 se presentan las generaciones de energía eléctrica de las 4 configuraciones seleccionadas, durante un año, variando el almacenamiento térmico, como también el área de apertura del campo solar mediante el múltiplo solar.

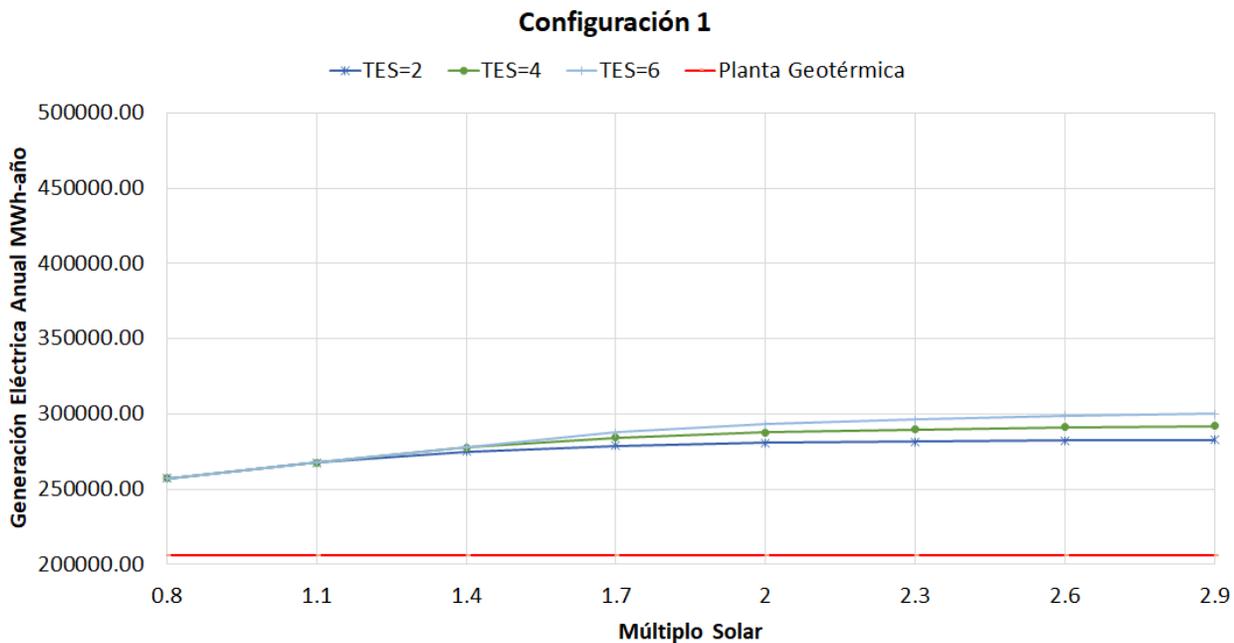


Figura 4.6: Generación eléctrica anual configuración 1.

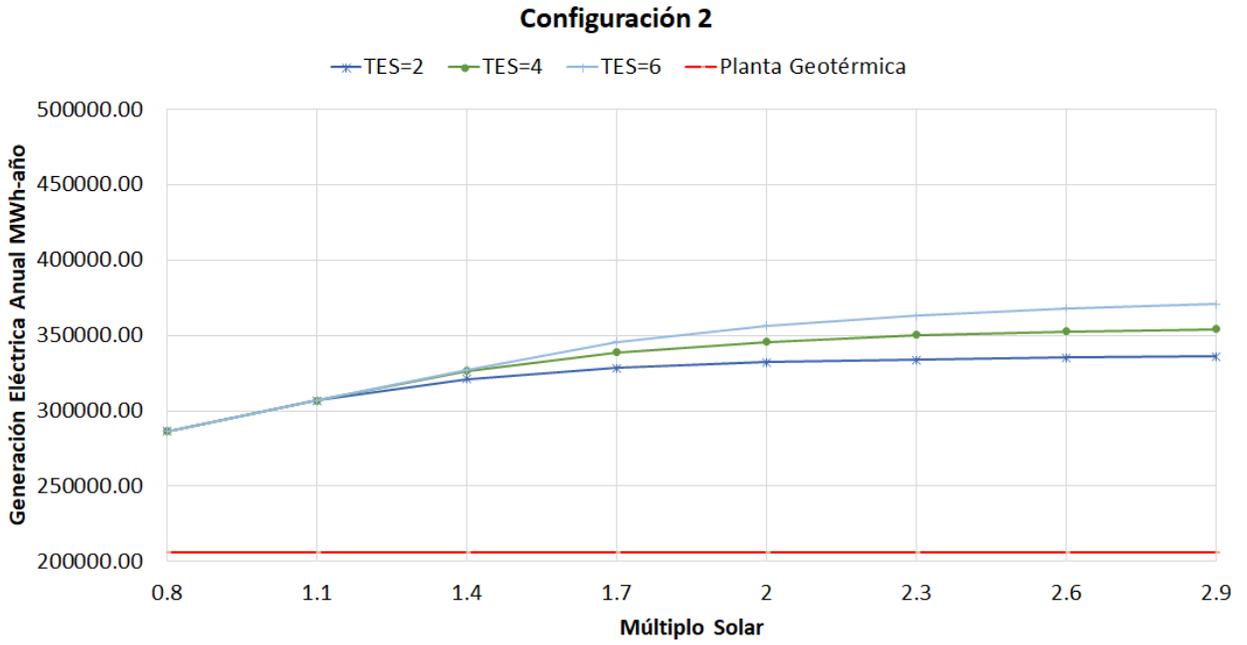


Figura 4.7: Generación eléctrica anual configuración 2.

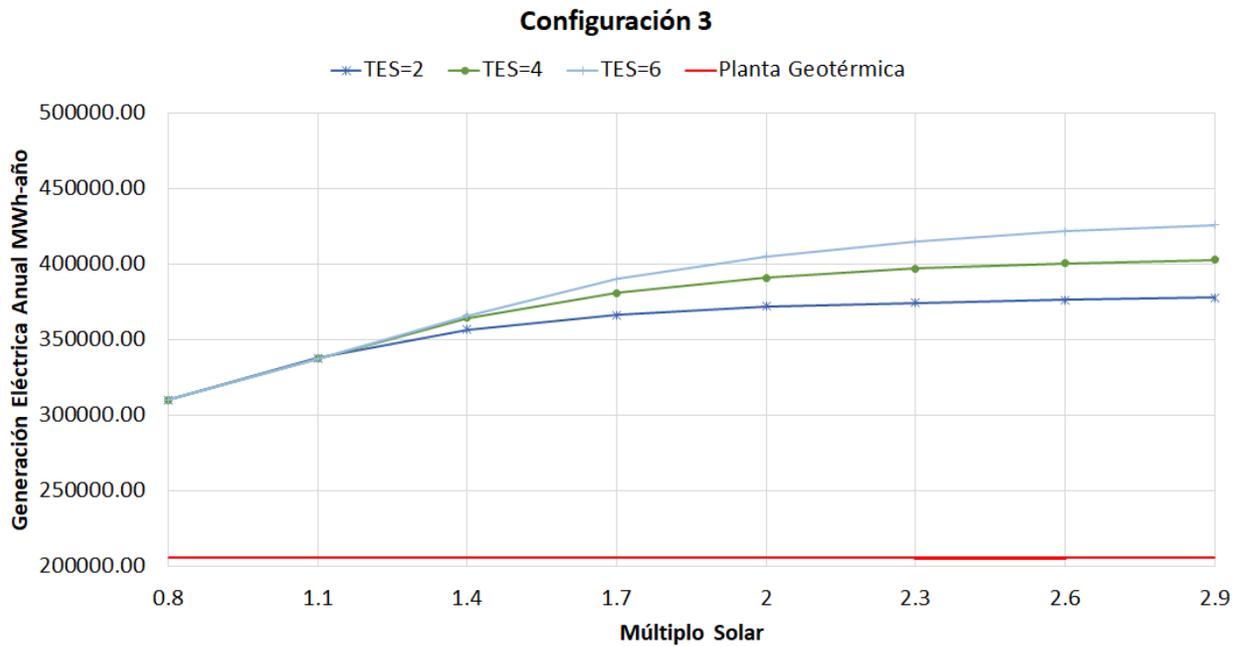


Figura 4.8: Generación eléctrica anual configuración 3.

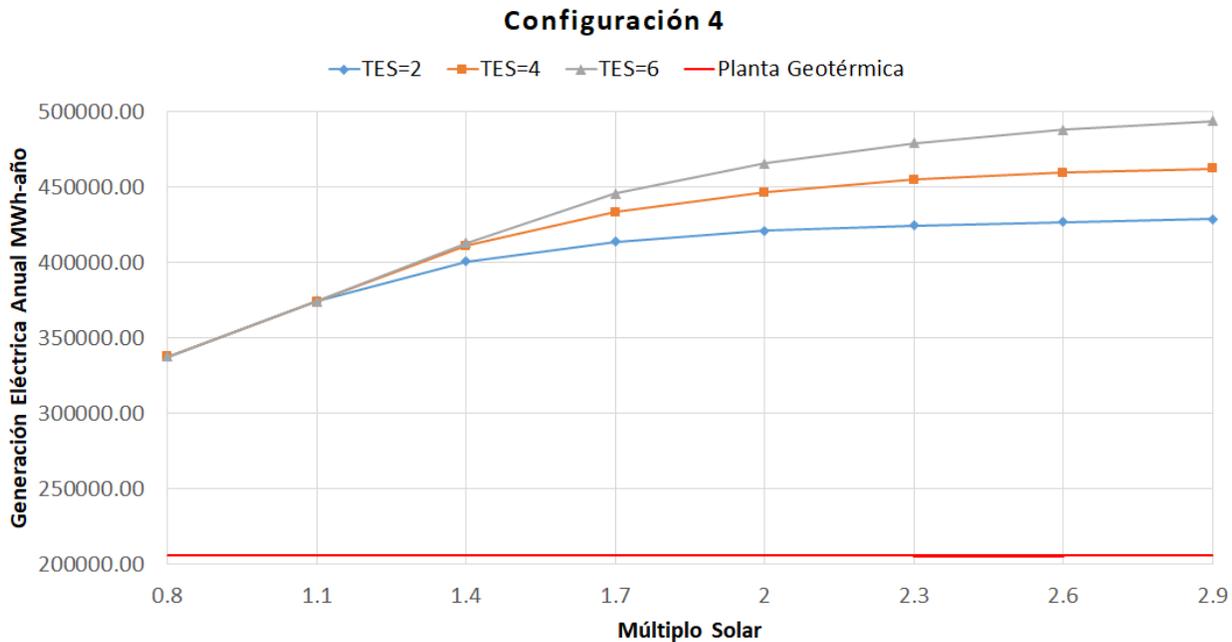


Figura 4.9: Generación eléctrica anual configuración 4.

De los gráficos de las Figuras 4.6 4.7 4.8 4.9, se observa que la planta cuyo campo solar entrega un calor de diseño de $\dot{Q}_{solar} = 263,179[kWt]$ genera la mayor cantidad de energía eléctrica en un año, utilizando un almacenamiento térmico de 6 horas y un múltiplo solar de 2.9. Además, para una misma capacidad de generación de diseño de campo solar de concentración, existe una mayor generación eléctrica a medida que se aumenta la capacidad de almacenamiento térmico del campo solar y su múltiplo solar. Cabe destacar que en los cuatro casos, para múltiplos solares cercanos a 1, la variación de generación eléctrica al aumentar la capacidad de almacenamiento térmico es mínima. Esto quiere decir que para un múltiplo solar de 1, una mayor capacidad de almacenamiento térmico no se requiere, ya que no genera un aumento en la generación eléctrica.

Pero cada una de las configuraciones genera costos de inversión y operación distintos, lo que genera la necesidad de evaluar los costos nivelados de energía (LCoE) para cada una, y así determinar la configuración de integración geotérmico-solar con menor LCOE.

Para realizar el análisis de costos nivelados de energía para cada configuración, se requiere conocer los costos de inversión de la planta, como también los costos de operación y mantenimiento, tal como se explica en la sección 3.4. Los costos geotérmicos, obtenidos de [10] están expuestos en la sección 3.4.2.

Los costos considerados para el evaporador y el sobrecalentador solar se realizan según la metodología explicada, considerando las siguientes características para cada uno de ellos.

Tabla 4.7: Características de los intercambiadores de calor geo-solar

Parámetro	Evaporador	Sobrecalentador
Tipo	Evaporator Forced Circulation	Múltiple carcasa-tubo
Material	Acero Inoxidable	Acero Inoxidable
Presión de trabajo	15 bar	15 bar
Coeffic. global transferencia de calor [31]	$100W/(m^2C)$	$100W/(m^2C)$
Temperatura salida Therminol	390 C	390 C
Temperatura entrada Therminol	207 C	207 C
Temperatura salida fluido geo.	197 C	369,9 C
Temperatura entrada fluido geo.	197 C	197 C

Por último, los costos nivelados de energía del campo solar de concentración se obtienen para cada una de las combinaciones presentadas, representados en las Figuras 4.10, 4.11, 4.12 y 4.13. La metodología de cálculo se presenta en la sección 3.4.2.

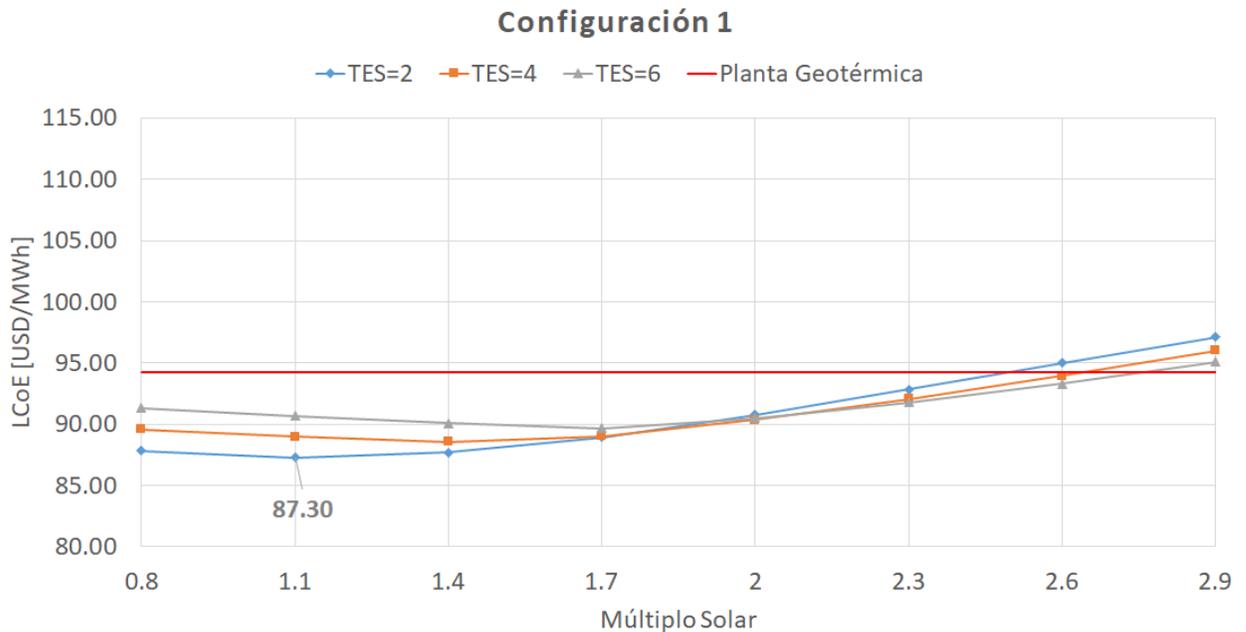


Figura 4.10: Costos nivelados de energía para configuración 1.

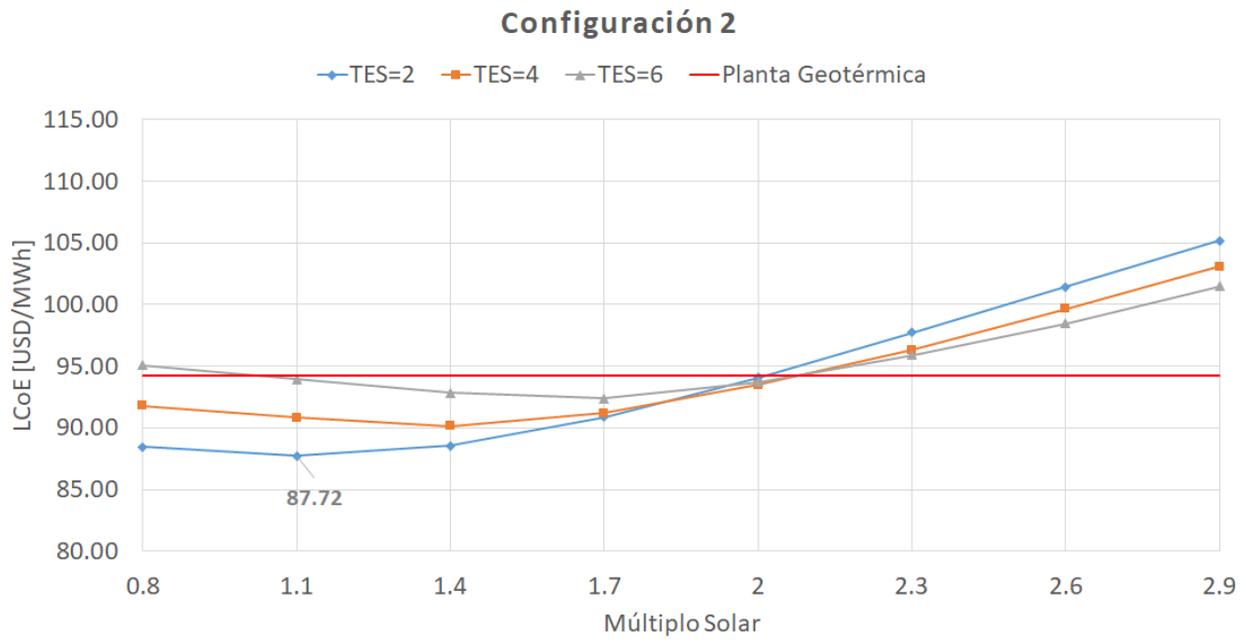


Figura 4.11: Costos nivelados de energía para configuración 2.

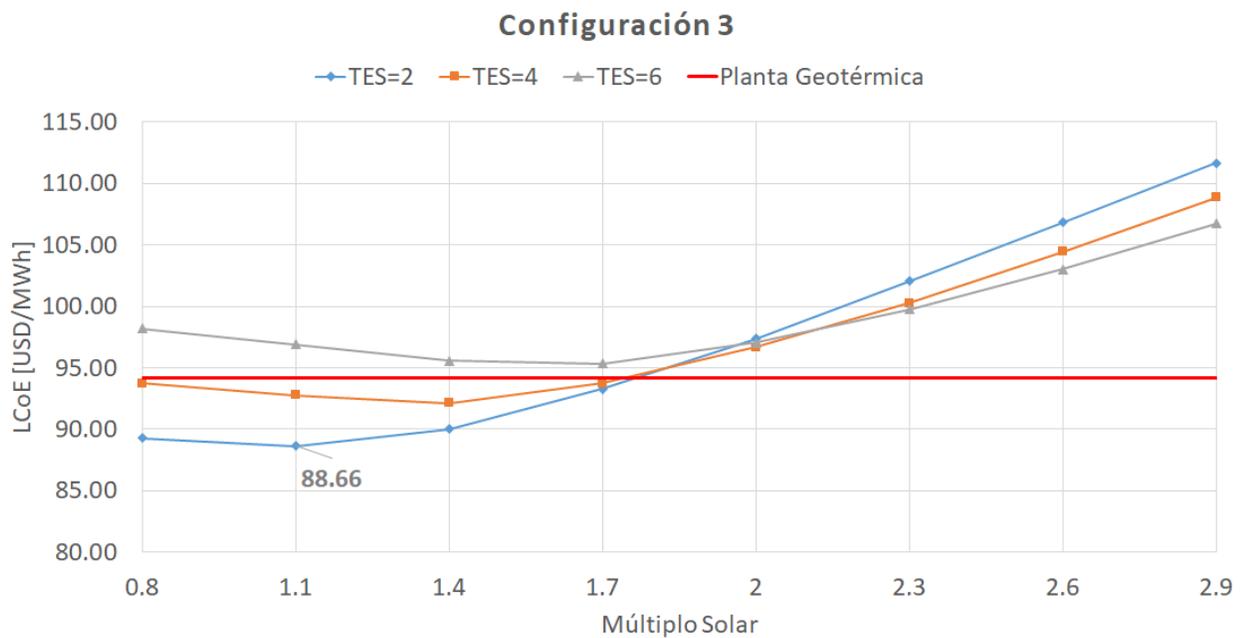


Figura 4.12: Costos nivelados de energía para configuración 3.

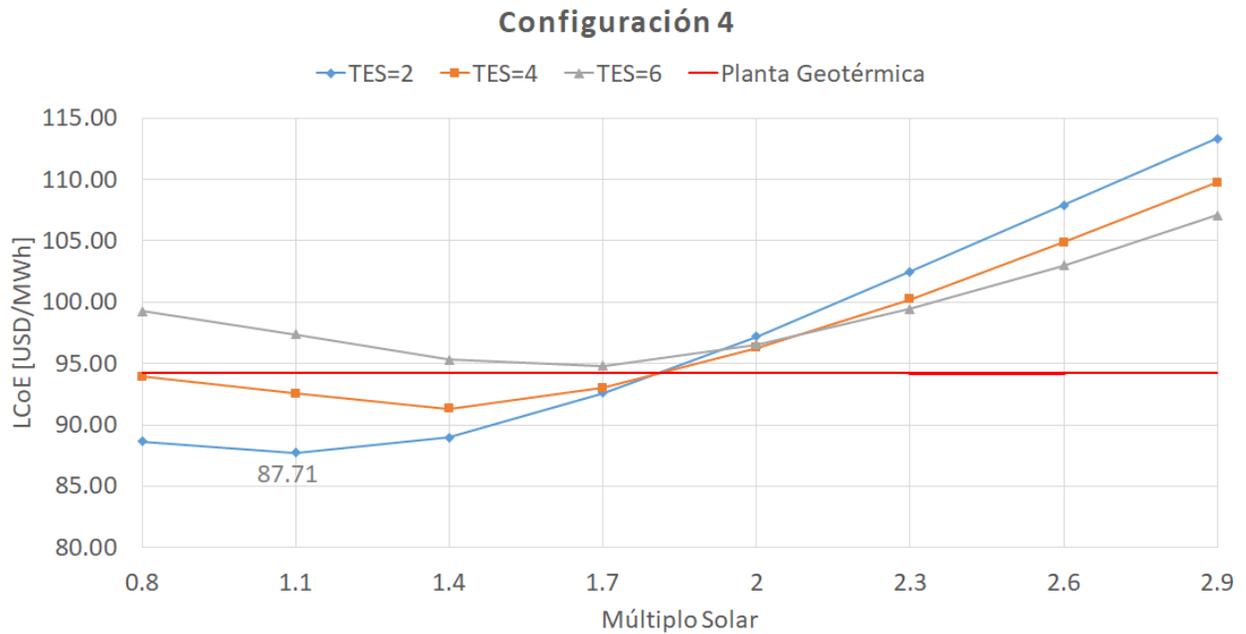


Figura 4.13: Costos nivelados de energía para configuración 4.

De las Figuras 4.10 4.11 4.12 y 4.13 se observa que el LCoE menor obtenido es para la planta híbrida cuyo campo solar entrega una potencia térmica de diseño de 66,1 [MWt] con un almacenamiento térmico de 2 horas y un área de apertura de campo solar que requiere de un múltiplo solar de 1.1. El valor del LCoE híbrido mínimo es de 87.3 [USD/MWh], el cual resulta ser un 8% menor al costo nivelado de energía de una planta geotérmica sin aporte solar [10] y un 12.7% menor que una planta de colectores solares CSP [17]. Para esta combinación se tiene una generación eléctrica anual de 267,811.78 [MWh/año], la cual es un 30% mayor a la energía generada por la planta geotérmica sin aporte solar. En la Tabla 4.8 se muestra el resumen de los resultados para la combinación de TES y área de apertura que minimiza el costo nivelado de energía.

Tabla 4.8: Resultados para LCoE mínimo calculado

LCoE Planta Geotérmica	94,21	USD/MWh
LCoE Colector Solar Plant CSP [17]	100-120	USD/MWh
LCoE Mínimo Obtenido	87.30	USD/MWh
Apertura del Campo Solar	100,716	m^2
Mejor Combinación	TES=2 MS=1.1	
Generación Eléctrica Anual	267,811.78	MWh año
Energía Solar Térmica Anual Aportada	201,623.5	MWh term año
Energía Eléctrica Extra	62,039.38	MWh año
Eficiencia Solar	30.77	%
Eficiencia de Primera Ley	13.14	%
Superficie Utilizada por Colectores	100,755.6	m^2

Por lo tanto, el LCOE mínimo encontrado mejora la situación tanto de una planta geotérmica como la de una planta generadora en base a colectores solares de concentración, por lo que es conveniente realizar la hibridación de estas dos fuentes energéticas renovables.

La potencia que genera la planta híbrida varía dependiendo de la hora del día, por la posición del Sol en el cielo y por los efectos climáticos de la zona. El resultado de la potencia generada a cada hora del día en un año meteorológico típico para la planta híbrida que presenta el menor LCOE evaluado se muestra en la Figura 4.14. En el gráfico presentado se observa que la mayor potencia generada por la planta híbrida se obtiene cuando el campo solar es capaz de captar la mayor radiación solar directa, lo que ocurre entre las 6:00 hrs y las 20:00 hrs. Por otro lado se observa una disminución en la potencia generada a mediados de un año típico, es decir entre los meses de abril y agosto, debido al invierno en el hemisferio sur. Además, se observa una interrupción del aporte solar durante enero y febrero, ocasionado por el invierno Altiplánico, un fenómeno meteorológico de alta nubosidad y lluvias que ocurre en el altiplano de la zona altiplánica chileno-boliviana.

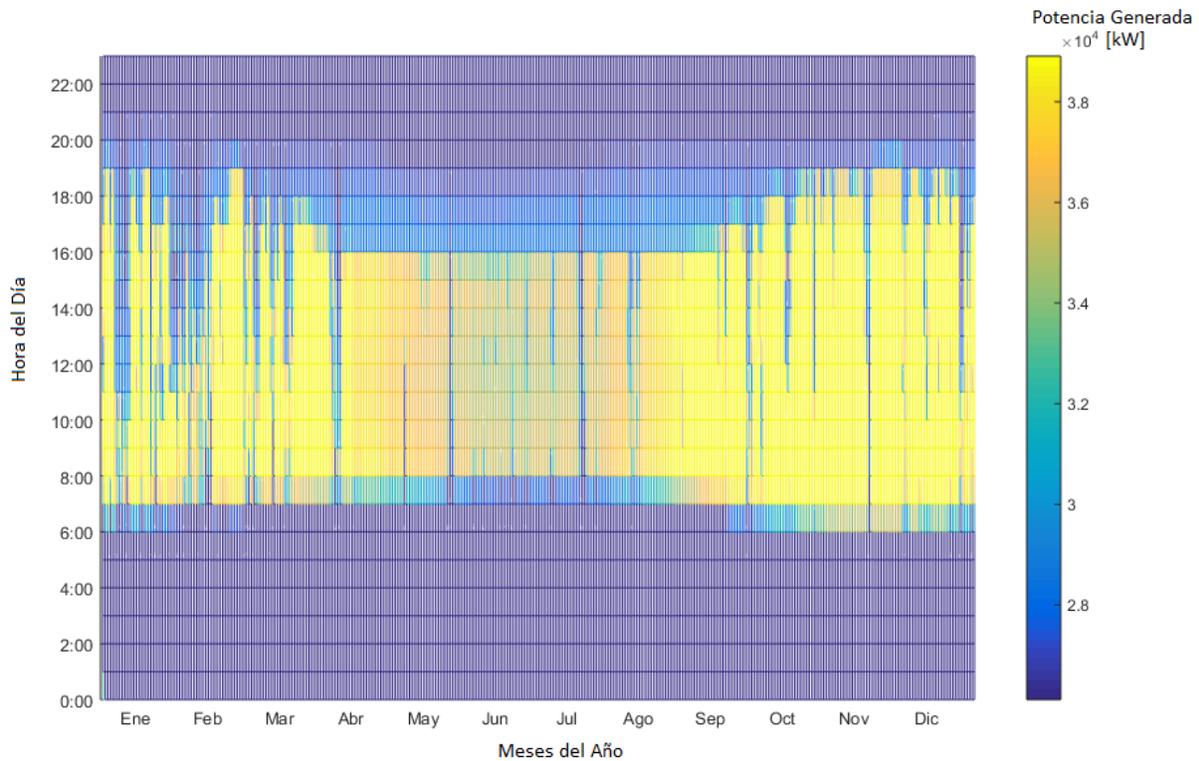


Figura 4.14: Gráfico de generación de potencia eléctrica horaria.

También es necesario analizar el aporte que realiza los colectores solares a la planta geotérmica en un día común de generación. Para esto se considera un día promedio de diciembre y se grafica la generación de la planta geotérmica operando sola, la generación de la planta híbrida y el aporte del campo de colectores solares, todo en la Figura 4.15.

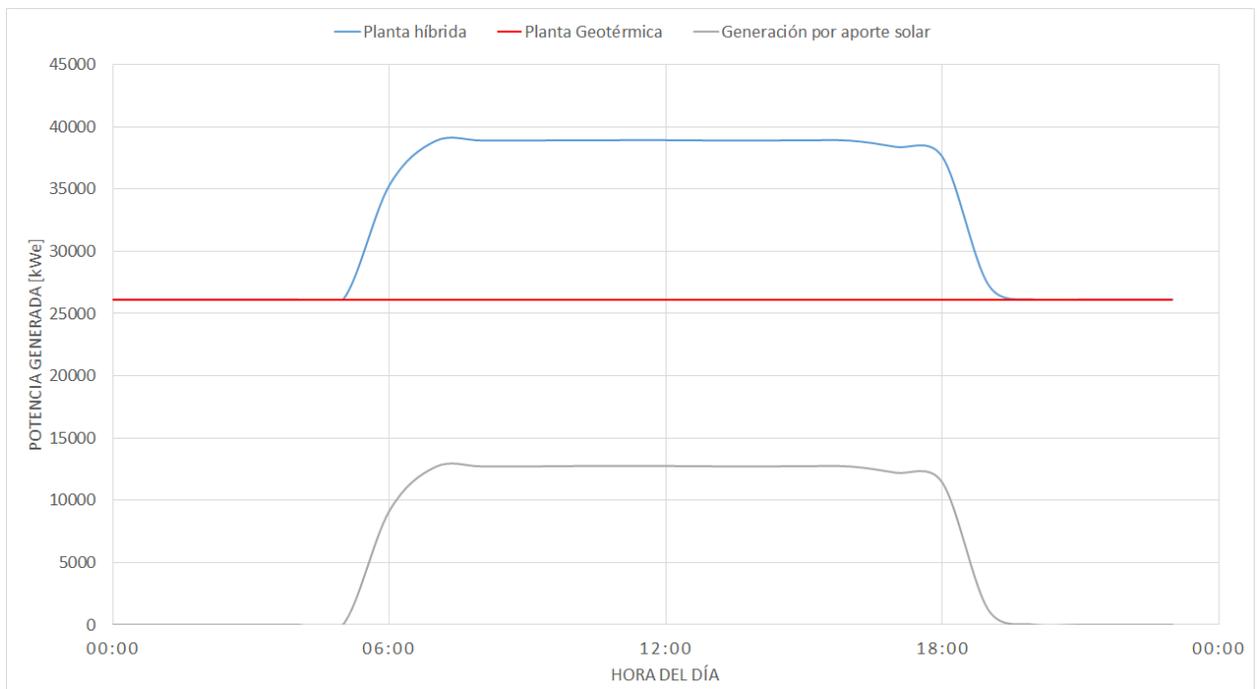


Figura 4.15: Generación diaria de la planta híbrida vs planta geotérmica

De la Figura 4.15 se observa la variación del aporte solar a la generación eléctrica durante un día promedio de operación del mes de diciembre. La planta geotérmica tiene un funcionamiento continuo durante las 24 horas del día. La planta híbrida tiene una generación mínima durante el día, igual a la generación de la planta geotérmica, pero desde que comienza la radiación solar, a las 6:00 hrs aproximadamente, se observa el aporte que realiza el campo solar de concentración al ciclo de generación híbrido. Se obtiene un peak de generación de la planta híbrida entre las 9:00 hrs y las 17:00 hrs. El aporte solar calza con el peak de requerimiento eléctrico del país que se genera por el comienzo y término de la jornada laboral. Gracias a la planta híbrida, se tiene una base de generación continua y un aumento de producción eléctrica durante las horas de mayor requerimiento energético.

Capítulo 5

Conclusión

En el trabajo de investigación presentado se analiza la estrategia de integración de una planta geotérmica de ciclo binario y un campo solar de concentración. Este análisis es realizado considerando la ubicación de la planta en la localidad de Pampa Apacheta, región de Antofagasta, en la zona norte de Chile.

El modelo estacionario generado para representar la planta de Cerro Pabellón presenta un error de aproximadamente 10 %. Este error, aunque es medianamente alto, no influye de forma catastrófica, debido a que los cálculos de la planta base como la de los casos de hibridización son realizados en base al modelo realizado y no respecto a la planta real existente.

El campo solar de concentración que se utiliza para el análisis de integración se modela considerando colectores solares parabólicos, junto a estanques de almacenamiento térmico en base a Therminol VP-1. Estos elementos se seleccionan en base a investigaciones anteriores, aunque el resultado final de esta investigación puede mejorar si se especifican de mejor manera los colectores solares como también los almacenadores térmicos.

Se analiza la turbina bajo parámetros de operación similares a los de diseño de la planta Cerro Pabellón. Esto se utiliza como base para evaluar la turbina vapor fuera de sus parámetros de diseño, como ocurre realmente al integrar un campo solar a una planta geotérmica existente. Se logran establecer los rangos de operación que soporta la turbina, en base al modelo de la Elipse de Stodola para caracterizar turbinas fuera de sus parámetros de operación [22]. Este modelo es utilizado en algunas investigaciones de pérdidas de carga, pero no se encontraron registros de su utilización para aumento de carga de la turbina. Es por esto que el trabajo presentado realizó una especie de extrapolación del modelo de Stodola para aumentar tanto la carga que recibe la turbina, como la presión y la temperatura a la entrada de esta. Se considera necesario para otras investigaciones, buscar y utilizar otros modelos que representen la operación de la turbina en carga parcial y comparar esos resultados con los presentados en esta investigación.

Se establecen los parámetros de funcionamiento de la planta geotérmica para 4 configuraciones distintas de generación, variando la generación de calor del campo solar entre $54,000kW$ y $263,179kW$. Se obtienen las eficiencias de primera ley para los aportes térmicos

realizados al campo solar, logrando aumentar la eficiencia termodinámica de generación hasta un 18.77% utilizando una capacidad de generación del campo solar de 263,179[kWt]. Con lo anterior, se concluye que a medida que se aumenta la entrega de calor solar al sistema, aumenta la eficiencia de primera ley del proceso. Además, bajo la misma línea, se obtiene la mayor cantidad de energía generada, aumentando la capacidad de producción anual en un 276%. Lo anterior demuestra la efectividad que resulta al integrar un campo solar de concentración a una planta geotérmica, lo que permite desarrollar la idea de integrar realmente un campo de concentración solar a una planta existente como lo es Cerro Pabellón, para aumentar su potencia de producción como también su eficiencia de primera ley en operación.

Se evalúan los costos nivelados de energía de la planta híbrida geotérmica-solar, para compararlos con el LCoE de una planta geotérmica tipo, el cuál alcanza un valor de 94,21 *USD/MWh* [10]. La configuración que muestra el mínimo LCoE evaluado es aquella con un campo solar de 66,132[kWt], logrando un LCoE de 87,3 *USD/MWh*. Este valor es un 8% menor al LCoE establecido para una planta geotérmica en Chile según Sánchez-Alfaro [10] y un 12% menor al LCOE de una planta de colectores solares (CSP) [17].

Se define el aporte solar en un día típico del mes de diciembre. En este análisis se concluye el aporte que genera el campo solar de concentración en un día de generación y como fluctúa este aporte durante el día. Es coincidente que este aporte sea en la misma ventana de tiempo que el peak de requerimiento de energía del país, el que ocurre durante el horario laboral entre las 9 am y 5 pm. Por lo tanto, resulta beneficioso esta coordinación fortuita.

No es coincidente la configuración que genera la mayor eficiencia termodinámica de operación con aquella que minimiza el LCoE de la planta híbrida. Esto indica que una mayor generación eléctrica con aporte solar no el menor costo nivelado de generación. Por lo tanto, integrar un campo solar de concentración a una planta geotérmica existente, como lo es Cerro Pabellón, genera una ganancia, tanto económica al disminuir el LCoE de la planta, como también una ganancia en la generación eléctrica al aumentar la capacidad de producción de la planta. Queda inconcluso identificar el campo solar que minimiza el LCoE de la planta híbrida, puesto que el resultado obtenido es en base a cuatro configuraciones representativas, pero que no necesariamente logran la optimización de la generación eléctrica o del LCoE.

La utilización de un almacenamiento térmico ayuda a la generación continua de energía y al aumento de generación eléctrica, pero aumenta el LCoE de las alternativas. Es por esto que la opción seleccionada con menor LCoE utiliza el almacenamiento evaluado menor, junto a un área de apertura del campo solar cercano a la apertura de diseño (múltiplo solar cercano a la unidad). Por lo tanto, el aumento del área de apertura del campo solar para una misma capacidad de generación de diseño, y el aumento del almacenamiento térmico contribuyen a generar una mayor cantidad de energía, pero aumentan los costos de inversión de la planta. Es probable que ajustando las características de los colectores solares y del almacenamiento térmico se logre disminuir el LCoE de la planta híbrida, acción que en esta investigación no se realizó.

Cabe destacar que no se realiza un análisis exergético del proceso de integración para evaluar el aprovechamiento energético de la planta. Es importante realizar este análisis para conocer que partes del proceso de generación tienen mayores pérdidas y destrucción de exergía y así, disminuirlas para mejorar la producción de energía eléctrica. Junto a esto, también es necesario y queda pendiente realizar un estudio económico profundo, que incluya un balance de caja y un análisis de mercado, para conocer la real factibilidad económica de implementar la tecnología de integración en una planta geotérmica existente.

Bibliografía

- [1] *Ministerio de Energía*. :<http://www.energia.gob.cl/>, Diciembre 2017.
- [2] *Generadoras de Chile*. :<http://generadoras.cl/generacion-electrica-en-chile>, Diciembre 2017.
- [3] Ley 20257. Diario Oficial de la República de Chile, Santiago, Chile, 01 de abril de 2008.
- [4] Diego Aravena, Mauricio Muñoz, Diego Morata, Alfredo Lahsen, Miguel Ángel Parada, and Patrick Dobson. Assessment of high enthalpy geothermal resources and promising areas of Chile. *Geothermics*, 59:1–13, 2016.
- [5] Rodrigo A. Escobar, Cristián Cortés, Alan Pino, Enio Bueno Pereira, Fernando Ramos Martins, and José Miguel Cardemil. Solar energy resource assessment in chile: Satellite estimation and ground station measurements. *Renewable Energy*, 71(Supplement C):324 – 332, 2014.
- [6] *Centro de Excelencia en Geotermia de los Andes*. :<http://www.cega.ing.uchile.cl>, Diciembre 2017.
- [7] *Sernageomin*. :<http://www.sernageomin.gov.cl>, Diciembre 2017.
- [8] *Enel Chile*. :<https://www.enelchile.cl>, Diciembre 2017.
- [9] *Energía 2050 Chile*. :<http://www.energia2050.cl/es>, Diciembre 2017.
- [10] Pablo Sanchez-Alfaro, Gerd Sielfeld, Bart Van Campen, Patrick Dobson, Víctor Fuentes, Andy Reed, Rodrigo Palma-Behnke, and Diego Morata. Geothermal barriers, policies and economics in Chile - Lessons for the Andes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51:1390–1401, 2015.
- [11] Álvaro Lentz and Rafael Almanza. Solar-geothermal hybrid system. *Applied Thermal Engineering*, 26(14-15):1537–1544, 2006.
- [12] Marco Astolfi, Luca Xodo, Matteo C. Romano, and Ennio Macchi. Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle. *Geothermics*, 40(1):58–68, 2011.
- [13] José Miguel Cardemil, Felipe Cortés, Andrés Díaz, and Rodrigo Escobar. Thermody-

- namic evaluation of solar-geothermal hybrid power plants in northern Chile. *Energy Conversion and Management*, 123:348–361, 2016.
- [14] Felipe Flores A. Estudio de Optimización Exergética y Termodinámica de una central Geotérmica en Pampa Apacheta, Universidad de Chile, Santiago, 2016.
- [15] Klein SA. Engineering equation solver v.10.040-3d, f-chart software edition, 2015.
- [16] Nrel. System advisor model, version 2017.9.5, 64 bit.
- [17] Allan R. Starke, José M. Cardemil, Rodrigo A. Escobar, and Sergio Colle. Assessing the performance of hybrid csp+pv plants in northern chile. *Solar Energy*, 138(Supplement C):88 – 97, 2016.
- [18] SGA Solución en Gestión Ambiental. Estudio de impacto ambiental central geotérmica cerro pabellón, santiago de chile. 2012.
- [19] Diego Aravena and Alfredo Lahsen. A geothermal favorability map of Chile, preliminary results. *GRC Transactions*, 37:1–4, 2013.
- [20] SolarGIS. GeoModel-Solar Report number: SG-16236-1606-3-1. pages 1–12, 2016.
- [21] S. Wilcox and W. Marion. User’s Manual for TMY3 Data Sets, NREL/TP-581-43156. April, 2008. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory.
- [22] Aurel Stodola. Steam and gas turbine, vol. 1. New York: Peter Smith; 1945.
- [23] Greenhut et al. Solar-Geothermal Hybrid Cycle Analysis for Low Enthalpy Solar and Geothermal Resources”, World Geotherm. Congr. 2010, no. April, pp. 25–29. 2010.
- [24] Mohammad Ayub, Alexander Mitsos, and Hadi Ghasemi. Thermo-economic analysis of a hybrid solar-binary geothermal powerplant. *Energy*, 87:326–335, 2015.
- [25] Ronald DiPippo. Part 2. geothermal power generating systems. In Ronald DiPippo, editor, *Geothermal Power Plants (Third Edition)*, pages 79 – 80. Butterworth-Heinemann, Boston, third edition edition, 2012.
- [26] Medardo Serna-González, José M. Ponce-Ortega, and Arturo Jiménez-Gutiérrez. Minlp optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers. *Chemical Engineering Research and Design*, 88(5):614 – 625, 2010.
- [27] *Explorador Solar*. :dgf.uchile <http://walker.dgf.uchile.cl/Explorador/Solar3/doc/>, Diciembre 2017.
- [28] *Therminol VP1*. :<https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>, Diciembre 2017.
- [29] *Mesa Geotérmica de Chile*. :<https://fch.cl/proyecto/sustentabilidad/mesa-de-geotermia/>, Diciembre 2017.

- [30] Richard Turton. *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Process*. Prentice Hall, USA, fourth edition, 2012.
- [31] *Heat & Mass Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill Education (India) Pvt Limited, 2007.

Apéndice A

Modelo Geotérmico con Aporte Solar

{Prueba para 3 pozos--->aumentando el flujo másico x3}

{Se dejan por determinar P_i. T_i. m_i}

\$Keyboard US

\$UnitSystem SI K kPa kJ

{-----Datos de Entrada-----
-----}

"Datos de entrada"

{Q_dot_solar=0} {Variable a interpolar}

{Razon_solar=43.74}

Prop_solar=0.79 {Q_evaporador/Q_solar}

T_hsolar=390+273

"{Condiciones Ambientales}"

T_amb = 276.5 [K] {Temperatura ambiente}

P_amb = 59.1 [kPa] {Presión ambiente}

R_amb = 0.2285 {Humedad ambiente. no se si relativa o no}

W_amb = humrat(AirH2O, T=T_amb, R=R_amb, P=P_amb) {Razón de humedad en el ambiente}

H_amb = enthalpy(Air, T=T_amb) {Entalpía ambiente}

S_amb = entropy(Air, T=T_amb, P=P_amb) {Entropía ambiente}

T_outair = T_amb+25 {Temperatura salida del aire del enfriador?}

T_iny = 338.15 {Temperatura de inyección} {pero de qué?}

{-----Ciclo Termodinámico-----
-----}

"{Ciclo Agua Vapor}"

"{Estado 0: Estado 'muerto'}"

$T_0 = T_{amb}$

$P_0 = P_{amb}$

$H_0 = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_0, P=P_0)$ "Entalpía estado muerto"

$S_0 = \text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_0, P=P_0)$ "{Entropía estado muerto}"

"Estado 1: Condiciones iniciales para 3 pozos"

$m_{dot_1pozo} = 99.663 - 2.6287*(P_1/100) + 0.5802*(P_1/100)^2 - 0.04212*(P_1/100)^3$ {DiPippo}
"Flujo másico antes del separador"

$m_{dot_1} = m_{dot_1pozo} * 3$ "Flujo másico para 3 pozos"

$X_1 = 0.2864$ "Calidad de vapor Cerro Pabellón"

$T_1 = 438$ "Temperatura Cerro Pabellón"

$P_1 = p_{sat}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_1)$

$H_1 = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, x=X_1, T=T_1)$ "{Entalpía flujo combinado}"

$S_1 = \text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, x=X_1, T=T_1)$

$E_1 = H_1 - H_0 - (T_0)*(S_1 - S_0)$

$P[1] = P_1$

$X[1] = X_1$

$S[1] = S_1$

$H[1] = H_1$

$T[1] = T_1$

"Estado 2a: Antes del separador. después de la válvula de expansión"

$m_{dot_2a_1pozo} = 99.663 - 2.6287*(P_{2a}/100) + 0.5802*(P_{2a}/100)^2 - 0.04212*(P_{2a}/100)^3$
{DiPippo}

$m_{dot_2a} = m_{dot_2a_1pozo} * 3$ "Flujo másico para 3 pozos"

$H_{2a}=H_1$ "Variación de presión isentálpica" "{Flujo másico antes del separador}"

$X_{2a}=\text{quality}(\text{Steam_IAPWS},h=H_{2a},P=P_{2a})$ "{Calidad de vapor flujo combinado. Central Miravalles}"

$T_{2a}=\text{temperature}(\text{Steam_IAPWS},h=H_{2a},P=P_{2a})$ "Temperatura Cerro Prieto"

$S_{2a}=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS},h=H_{2a},P=P_{2a})$

$E_{2a}=H_{2a}-H_0-((T_0)*(S_{2a}-S_0))$

$P_{2a}=P_1$ "Presión sin intervencion de la válvula"

$P_a[2]=P_{2a}$

$X_a[2]=X_{2a}$

$S_a[2]=S_{2a}$

$H_a[2]=H_{2a}$

$T_a[2]=T_{2a}$

"Estado 2 Sin Inyección Solar"

$m_{\dot{2}}=m_{\dot{2}a}$

$P_2=P_{2a}$

$T_2=T_{2a}$

$S_2=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS},x=X_2,P=P_2)$

$H_2=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},x=X_2,P=P_2)$

$X_2=X_{2a}$

$E_2=H_2-H_0-((T_0)*(S_2-S_0))$

$P[2]=P_2$

$X[2]=X_2$

$S[2]=S_2$

$H[2]=H_2$

$T[2]=T_2$

{"Estado 2 después de la inyección de calor solar"

$$m_{\dot{2}} = m_{\dot{2}a}$$

$$P_2 = P_{2a}$$

$$T_2 = T_{2a}$$

$$S_2 = \text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, x=X_2, P=P_2)$$

$$H_2 = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, x=X_2, P=P_2)$$

$$X_2 = X_i$$

$$E_2 = H_2 - H_0 - ((T_0) * (S_2 - S_0))$$

$$P[2] = P_2$$

$$X[2] = X_2$$

$$S[2] = S_2$$

$$H[2] = H_2$$

$$T[2] = T_2$$

"Estado 3: Salmuera"

$$P_3 = P_{2a}$$

$$X_3 = 0$$

$$T_3 = T_2$$

$$H_3 = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P_3, x=X_3)$$

$$S_3 = \text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P_3, x=X_3)$$

$$E_3 = H_3 - H_0 - ((T_0) * (S_3 - S_0)) \text{ \{Exergía en salmuera\}}$$

$$m_{\dot{3}} = ((1 - X_2) * m_{\dot{2}})$$

$$P[3] = P_3$$

$$X[3] = X_3$$

$$S[3] = S_3$$

$$H[3]=H_3$$

$$T[3]=T_3$$

"Estado 4a: Vapor a la salida del separador. antes sobrecalentador" {sin sobrecalentar}

$$P_{4a} = P_{2a}$$

$$X_{4a} = 1$$

$$T_{4a} = T_2 \quad \{\text{Temperatura de vapor}\}$$

$$H_{4a} = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P_{4a}, x=X_{4a})$$

$$S_{4a} = \text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{4a}, x=X_{4a})$$

$$V_{4a} = \text{volume}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{4a}, x=X_{4a}) \{\text{Volumen específico}\}$$

$$m_{\dot{4}a} = (X_2) * m_{\dot{2}} \quad \{\text{Flujo másico vapor después del separador}\}$$

$$E_{4a} = H_{4a} - H_0 - ((T_0) * (S_{4a} - S_0)) \quad \{\text{Exergía / flujo másico}\}$$

$$P_{a[4]} = P_{4a}$$

$$X_{a[4]} = X_{4a}$$

$$S_{a[4]} = S_{4a}$$

$$H_{a[4]} = H_{4a}$$

$$T_{a[4]} = T_{4a}$$

"Estado 4: Sin Sobrecalentador"

$$P_4 = P_2$$

$$T_4 = T_{4a} \quad \{\text{Temperatura de vapor}\}$$

$$H_4 = H_{4a}$$

$$S_4 = S_{4a}$$

$$V_4 = \text{volume}(\text{Steam_IAPWS}, s=S_4, P=P_4) \quad \{\text{Volumen específico}\}$$

$$m_{\dot{4}} = (X_2) * m_{\dot{2}} \quad \{\text{Flujo másico vapor después del separador}\}$$

$$E_4 = H_4 - H_0 - ((T_0) * (S_4 - S_0)) \quad \{\text{Exergía / flujo másico}\}$$

$$P[4] = P_4$$

$$S[4]=S_4$$

$$H[4]=H_4$$

$$T[4]=T_4$$

{ "Estado 4: Salida sobrecalentador"

$$P_4 = P_2$$

$$T_4 = T_i + 0.0001 \quad \{\text{Temperatura de vapor}\}$$

$$H_4 = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P_4, T=T_4)$$

$$S_4 = \text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_4, P=P_4)$$

$$V_4 = \text{volume}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_4, P=P_4) \quad \{\text{Volumen específico}\}$$

$$m_{\text{dot}}_4 = (X_2) * m_{\text{dot}}_2 \quad \{\text{Flujo másico vapor después del separador}\}$$

$$E_4 = H_4 - H_0 - ((T_0) * (S_4 - S_0)) \quad \{\text{Exergía / flujo másico}\}$$

$$P[4]=P_4$$

$$S[4]=S_4$$

$$H[4]=H_4$$

$$T[4]=T_4$$

{-----Entrega de Calor Solar-----
-----}

$$T_{\text{limitesup}}=273+370$$

$$\{m_{\text{dot}}_2 * (H_2 - H_{2a}) = Q_{\text{dot}}_{\text{solar}} * \text{Prop}_{\text{solar}}\}$$

$$m_{\text{dot}}_2 * X_i * (H_4 - H_{4a}) = Q_{\text{dot}}_{\text{solar}} * (1 - \text{Prop}_{\text{solar}})$$

{-----Stodola-----}

{Datos de diseño de la turbina}

$$m_{\text{dot_id}} = m_{\text{dot_1}} * X_1$$

$$P_{\text{id}} = 698.5 * 1000$$

$$B_{\text{id}} = 50.17 * 1000$$

$$v_{\text{id}} = R * T_{\text{id}} / (P_{\text{id}} * P_{\text{mol}})$$

$$\phi_{\text{id}} = m_{\text{dot_id}} / \sqrt{P_{\text{id}} / v_{\text{id}}}$$

$$T_{\text{id}} = 438$$

$$Y_{\text{id}} = (P_{\text{id}}^2 - B_{\text{id}}^2) / (P_{\text{id}}^2 * \phi_{\text{id}}^2)$$

$$R = 8.314472$$

$$P_{\text{mol}} = 18 \text{ [gr/mol]}$$

{Ecuaciones para Elipse de Stodola}

$$m_{\text{dot_i}} = m_{\text{dot_2a}} * X_i$$

$$P_i = P_{2a} * 1000$$

$$T_i = (P_i^2 - B_i^2) * P_{\text{mol}} / (m_{\text{dot_i}}^2 * Y_{\text{id}} * R)$$

$$v_i = R * T_i / (P_i * P_{\text{mol}})$$

$$B_i = B_{\text{id}}$$

$$X_i = X_2$$

{-----Continuación ciclo termodinámico-----
-----}

{Estado 5s: Después de la turbina. isoentrópico}

$$P_{5s} = B_i / 1000$$

$$X_{5s} = \text{quality}(\text{Steam_IAPWS}, s=S_{5s}, P=P_{5s})$$

$$H_{5s} = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, s=S_{5s}, P=P_{5s})$$

$$S_{5s}=S_4$$

$$T_{5s}=\text{temperature}(\text{Steam_IAPWS},s=S_{5s},P=P_{5s})$$

$$P_s[5]=P_{5s}$$

$$X_s[5]=X_{5s}$$

$$S_s[5]=S_{5s}$$

$$H_s[5]=H_{5s}$$

$$T_s[5]=T_{5s}$$

{Estado 5: Con pérdidas}

$$P_5 = P_{5s}$$

$$H_5 = H_4 - nst*(H_4-H_{5s})$$

$$X_5 = \text{quality}(\text{Steam_IAPWS},P=P_5,h=H_5)$$

$$T_5=\text{temperature}(\text{Steam_IAPWS},P=P_5,h=H_5)$$

$$S_5=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS},P=P_5,h=H_5)$$

$$V_5=\text{volume}(\text{Steam_IAPWS},P=P_5,h=H_5)$$

$$m_{\text{dot}}_5=m_{\text{dot}}_4$$

$$E_5=H_5-H_0-((T_0)*(S_5-S_0))$$

$$P[5]=P_5$$

$$X[5]=X_5$$

$$S[5]=S_5$$

$$H[5]=H_5$$

$$T[5]=T_5$$

{-----Condensador y Torre-----
--}

{Estado 7: Antes de la bomba}

$$P_7 = P_5$$

$$X_7 = 0$$

$$T_7 = t_{\text{sat}}(\text{Steam_IAPWS}, P=P_7)$$

$$H_7 = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_7, x=X_7)$$

$$S_7 = \text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_7, x=X_7)$$

$m_{\text{dot}}_7 = (m_{\text{dot}}_5 \cdot H_5 + m_{\text{dot}}_9 \cdot H_9) / H_7$ {analizar este resultado} {Promedio entre flujo que entra al condensador y lo que se reinyecta}

$$E_7 = H_7 - H_0 - (T_0) \cdot (S_7 - S_0)$$

$$\text{RHO}_7 = \text{density}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_7, x=X_7)$$

$$P[7] = P_7$$

$$S[7] = S_7$$

$$H[7] = H_7$$

$$X[7] = X_7$$

$$T[7] = T_7$$

{Estado 8s: Después de la bomba. isentrópico}

$$P_{8s} = P_{\text{amb}} + ((\text{RHO}_7 \cdot 9.81 \cdot 19) / 1000)$$

$$S_{8s} = S_7$$

$$H_{8s} = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, s=S_{8s}, P=P_{8s})$$

$$X_{8s} = \text{quality}(\text{Steam_IAPWS}, s=S_{8s}, P=P_{8s})$$

$$T_{8s} = \text{temperature}(\text{Steam_IAPWS}, s=S_{8s}, P=P_{8s})$$

$$P_s[8] = P_{8s}$$

$$S_s[8] = S_{8s}$$

$$H_s[8] = H_{8s}$$

$$X_s[8] = X_{8s}$$

$$T_s[8]=T_{8s}$$

{Estado 8}

$$P_8=P_{8s}$$

$$T_8=\text{temperature}(\text{Steam_IAPWS},P=P_8,h=H_8)$$

$$H_8=((H_{8s}-H_7)/(nsb))+H_7$$

$$S_8=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS},h=H_8,P=P_8)$$

$$m_{\text{dot}}_8=m_{\text{dot}}_7 \text{ {Revisar. no se si es así}}$$

$$E_8=H_8-H_0-((T_0)*(S_8-S_0))$$

$$X_8=\text{quality}(\text{Steam_IAPWS},h=H_8,P=P_8)$$

$$P[8]=P_8$$

$$S[8]=S_8$$

$$H[8]=H_8$$

$$X[8]=X_8$$

$$T[8]=T_8$$

{Estado 9:Confusión con estado 11. antes de la bomba de reinyección}

$$P_9=P_8$$

$$T_9=T_{\text{iny}}$$

$$H_9=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},T=T_9,P=P_9)$$

$$S_9=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T_9,P=P_9)$$

$$m_{\text{dot}}_9=m_{\text{dot}}_7-m_{\text{dot}}_5$$

$$E_9=H_9-H_0-((T_0)*(S_9-S_0))$$

$$X_9=\text{quality}(\text{Steam_IAPWS},T=T_9,P=P_9)$$

$$P[9]=P_9$$

$$S[9]=S_9$$

$$H[9]=H_9$$

$$X[9]=X_9$$

$$T[9]=T_9$$

{Estado 10: Confusión con el estado 9. después del intercambiador de calor de recalentamiento del fluido orgánico} {O no???

$$P_{10}=P_3$$

$$T_{10}=T_g+10$$

$$H_{10}=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{10}, P=P_{10})$$

$$S_{10}=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{10}, P=P_{10})$$

$$m_{\text{dot}}_{10}=m_{\text{dot}}_3$$

$$E_{10}=H_{10}-H_0-((T_0)*(S_{10}-S_0))$$

$$X_{10}=\text{quality}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{10}, P=P_{10})$$

$$P[10]=P_{10}$$

$$S[10]=S_{10}$$

$$H[10]=H_{10}$$

$$X[10]=X_{10}$$

$$T[10]=T_{10}$$

{Estado 11} {Confusión con estado 10. después del precalentador orgánico}

$$P_{11}=P_3$$

$$m_{\text{dot}}_{\text{bin}}*(H_g-H_f)=m_{\text{dot}}_{10}*(H_{10}-H_{11})$$

$$T_{11}=\text{temperature}(\text{Steam_IAPWS}, P=P_{11}, h=H_{11})$$

$$S_{11}=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P_{11}, h=H_{11})$$

$$m_{\text{dot}}_{11}=m_{\text{dot}}_3$$

$$E_{11}=H_{11}-H_0-((T_0)*(S_{11}-S_0))$$

$$\text{RHO}_{11}=\text{density}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{11}, P=P_{11})$$

$$X_{11}=\text{quality}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{11}, P=P_{11})$$

{Estado 12} {Antes de la Bomba de Reinyección}

$$P_{12}=P_9$$

$$T_{12}=T_{iny}$$

$$H_{12}=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},T=T_{12},P=P_{12})$$

$$S_{12}=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T_{12},P=P_{12})$$

$$m_{dot_{12}}=m_{dot_8}+m_{dot_{air}}*(W_{in}-W_{out})-m_{dot_9}$$

$$E_{12}=H_{12}-H_0-((T_0)*(S_{12}-S_0))$$

$$RHO_{12}=\text{density}(\text{Steam_IAPWS},T=T_{12},P=P_{12})$$

{Estado 13as} {Revisar}

$$H_{13}=(m_{dot_{11}}*H_{11}+m_{dot_{12}}*H_{12})/(m_{dot_{11}}+m_{dot_{12}})$$

$$P_{13}=1000 \text{ [kPa]}$$

$$T_{13}=\text{temperature}(\text{Steam_IAPWS},P=P_{13},h=H_{13})$$

$$S_{13}=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS},P=P_{13},h=H_{13})$$

{CICLO AIRE}

{Estado in. entrada}

$$T_{in}=T_{amb}$$

$$\ln(P_{vin})=(-5800.2206*(T_{in}^{-1}))+1.3914993*(T_{in}^0))+(-0.048640239*(T_{in}^1))+0.000041764768*(T_{in}^2))+(-0.000000014452093*(T_{in}^3))+6.5459673*\ln(T_{in})$$

$$W_{in}=W_{amb} \text{ {Porcentaje de humedad a la entrada}}$$

$$H_{ain} = \text{enthalpy}(\text{Air},T=T_{in})$$

$$H_{vin} = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},T=T_{in},x=1)$$

$$RHO_{in} = (((P_{amb}*1000)/(287.08*T_{in}))*(1-((W_{in})/(W_{in}+0.62198))))*(1+W_{in}))$$

{Estado out}

$$T_{out}=T_{outair}$$

$$\ln(P_{\text{vout}}) = (-5800.2206 \cdot (T_{\text{out}}^{-1})) + (1.3914993 \cdot (T_{\text{out}}^0)) + (-0.048640239 \cdot (T_{\text{out}}^1)) + (0.000041764768 \cdot (T_{\text{out}}^2)) + (-0.000000014452093 \cdot (T_{\text{out}}^3)) + 6.5459673 \cdot \ln(T_{\text{out}})$$

$$W_{\text{out}} = (0.62509 \cdot (P_{\text{vout}}/1000)) / (P_{\text{amb}} - 1.05 \cdot (P_{\text{vout}}/1000))$$

$$H_{\text{aout}} = \text{enthalpy}(\text{Air}, T = T_{\text{out}})$$

$$H_{\text{vout}} = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T = T_{\text{out}}, x = 1)$$

$$\text{RHO}_{\text{out}} = (((P_{\text{amb}} \cdot 1000) / (287.08 \cdot T_{\text{out}})) \cdot (1 - ((W_{\text{out}}) / (W_{\text{out}} + 0.62198)))) \cdot (1 + W_{\text{out}})$$

{Sistemas de enfriamiento}

$$m_{\text{dot_air}} = (m_{\text{dot_9}} \cdot H_9 + m_{\text{dot_12}} \cdot H_{12} - m_{\text{dot_8}} \cdot H_8) / (H_{\text{ain}} + W_{\text{in}} \cdot H_{\text{vin}} - H_{\text{aout}} - W_{\text{out}} \cdot H_{\text{vout}})$$

{-----Eficiencias-----}

{Eficiencia en Primera Ley}

$$Q_{\text{dot_TC}} = m_{\text{dot_4}} \cdot (H_4 - H_5) + m_{\text{dot_3}} \cdot (H_3 - H_{10})$$

$$Q_{\text{dot_utilizado}} = Q_{\text{dot_solar}} + m_{\text{dot_2}} \cdot (H_1 - \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, x = 0, T = 373))$$

$$\text{eta}_l = W_{\text{dot_total}} / Q_{\text{dot_utilizado}}$$

{-----Potencia generada-----
-}

{Turbina vapor}

$$W_{\text{dot_vapint}}=m_{\text{dot_4}}*(H_4-H_5)$$

$$W_{\text{dot_vap}}=nmt*neG*m_{\text{dot_4}}*(H_4-H_5)$$

{Turbina Orgánica}

$$W_{\text{dot_bin}}=nmt*neG*m_{\text{dot_bin}}*(H_a-H_b)$$

{Potencia Generada}

$$W_{\text{dot_total}}=W_{\text{dot_vap}} + W_{\text{dot_bin}}$$

{Potencia generada neta}

$$W_{\text{dot_neta}}=(W_{\text{dot_total}})-(W_{\text{dot_BOMB}})\{-(W_{\text{dot_ENF}})\}$$

{-----Potencia de Bombas y Torre Enfriamiento-----
-----}

$$W_{\text{dot_B1int}}=(m_{\text{dot_7}}*(H_8-H_7))$$

$$W_{\text{dot_B2int}}=(m_{\text{dot_d}}*(H_e-H_d))$$

$$W_{\text{dot_B1}}=(m_{\text{dot_7}}*(H_8-H_7))/(nmb*neM)$$

$$W_{\text{dot_B2}}=(m_{\text{dot_d}}*(H_e-H_d))/(nmb*neM)$$

$$W_{\text{dot_BR1int}}=(m_{\text{dot_12}}*(P_{13}-P_{12}))/(\text{RHO}_{12})$$

$$W_{\text{dot_BR2int}}=(m_{\text{dot_11}}*(P_{13}-P_{11}))/(\text{RHO}_{11})$$

$$W_{\text{dot_BR1}}=(m_{\text{dot_12}}*(P_{13}-P_{12}))/(\text{RHO}_{12}*nbr*neM)$$

$$W_{\text{dot_BR2}}=(m_{\text{dot_11}}*(P_{13}-P_{11}))/(\text{RHO}_{11}*nbr*neM)$$

$$W_{\text{dot_BOMBint}}=W_{\text{dot_B1int}}+W_{\text{dot_B2int}}+W_{\text{dot_BR1int}}+W_{\text{dot_BR2int}}$$

$$W_{\text{dot_BOMB}}=W_{\text{dot_B1}}+W_{\text{dot_B2}}+W_{\text{dot_BR1}}+W_{\text{dot_BR2}}$$

{-----Pérdidas de Exergía-----
-----}

{Turbina vapor}

$$i_{tv}=(m_{dot_4}*E_4)-(m_{dot_5}*E_5)-W_{dot_vap}$$

{Turbina binaria}

$$i_{tb}=(m_{dot_a}*E_a)-(m_{dot_b}*E_b)-W_{dot_bin}$$

{Condensador vapor}

$$i_{cv}=(m_{dot_5}*E_5)+(m_{dot_9}*E_9)-(m_{dot_7}*E_7)$$

{Bomba agua}

$$i_{b1}=(m_{dot_7}*E_7)-(m_{dot_8}*E_8)+W_{dot_B1}$$

{Bomba binaria}

$$i_{b2}=(m_{dot_d}*E_d)-(m_{dot_e}*E_e)+W_{dot_B2}$$

{IC regenerativo}

$$i_{reg}=(m_{dot_e}*E_e)+(m_{dot_b}*E_b)-(m_{dot_c}*E_c)-(m_{dot_f}*E_f)$$

{Precalentador}

$$i_{pc}=(m_{dot_f}*E_f)+(m_{dot_10}*E_{10})-(m_{dot_g}*E_g)-(m_{dot_11}*E_{11})$$

{Calentador}

$$i_c=(m_{dot_g}*E_g)+(m_{dot_3}*E_3)-(m_{dot_a}*E_a)-(m_{dot_10}*E_{10})$$

{Reinyeccion}

$$i_{reinyec}=(m_{dot_11}*E_{11})+(m_{dot_12}*E_{12})+(W_{dot_BR1}+W_{dot_BR2})$$

{Sobrecalentador Solar}

$$i_{sobsolar}=(E_{4a}-E_4)*m_{dot_4}$$

{Evaporador Solar}

$$i_{evsolar}=(E_{2a}-E_a)*m_{dot_2}$$

{Válvula Entrada}

$$i_{valve}=E_1*m_{dot_1}-E_{2a}*m_{dot_2a}$$

{Pérdida de exergía}

$i_{tot}=i_{tv}+i_{tb}+i_{cv}+i_{b1}+i_{b2}+i_{reg}+i_{pc}+i_{c}+i_{reinyec}+i_{solsolar}+i_{evsolar}+i_{valve}$

{-----Constantes-----
---}

$n_{sb}=0.6$ "{Rendimiento isoentropico de la bomba}"

$n_{br}=0.75$

$n_{mb}=0.97$

$n_{eM}=0.91$

$n_{mv}=0.75$

$n_{st}=0.8$ "{Eficiencia de la turbina binaria}"

$\{n_{st_hum}=n_{st}*(X_4+X_5s)/2$ "Eficiencia turbina según presencia de humedad a la salida"
 $\{*****Revisar*****\}$

$n_{mt}=0.97$

$n_{eG}=0.98$

{-----Ciclo Orgánico-----
}

{Evaporador}

$m_{dot_bin}*(H_a-H_g)=m_{dot_3}*(H_3-H_{10})$

$P_{ev} = 2010$ {Presión en evaporador}

$P_{conbin} = 101.325$ {Presión condensador ciclo binario}

{Escriba nombre de fluido en "FLUIDO" y seco o humedo en "TIPO"}

F\$='isopentane'

TF\$='seco'

m_dot_bin=16.851

X_minbin = 0.865 {Título mínimo fluido binario}

{Estado o: Estado muerto}

T_o=T_amb

P_o=P_amb

H_o=enthalpy(F\$,T=T_o,P=P_o)

S_o=entropy(F\$,T=T_o,P=P_o)

{Estado a}

P_a=P_ev

X_a=quality(F\$,h=H_a,P=P_a)

T_a=temperature(F\$,h=H_a,P=P_a)

S_a=entropy(F\$,h=H_a,P=P_a)

V_a=volume(F\$,h=H_a,P=P_a)

m_dot_a=m_dot_bin

E_a=H_a-H_o-((T_o)*(S_a-S_o))

P_o[1]=P_a

X_o[1]=X_a

S_o[1]=S_a

H_o[1]=H_a

T_o[1]=T_a

{Estado b}

$$P_b = P_{\text{conbin}}$$

$$T_b = \text{temperature}(F\$, P = P_b, h = H_b)$$

$$H_b = H_a - ((H_a - H_{bs}) * nst)$$

$$S_b = \text{entropy}(F\$, T = T_b, h = H_b)$$

$$V_b = \text{volume}(F\$, T = T_b, h = H_b)$$

$$m_{\text{dot}}_b = m_{\text{dot}}_a$$

$$E_b = H_b - H_o - ((T_o) * (S_b - S_o))$$

$$X_b = \text{quality}(F\$, P = P_b, h = H_b)$$

$$P_o[21] = P_b$$

$$X_o[21] = X_b$$

$$S_o[21] = S_b$$

$$H_o[21] = H_b$$

$$T_o[21] = T_b$$

{Estado bs}

$$H_{bs} = \text{enthalpy}(F\$, s = S_{bs}, P = P_b)$$

$$S_{bs} = S_a$$

{Estado c}

$$P_c = P_{\text{conbin}}$$

$$T_c = T_d + 2$$

$$H_c = \text{enthalpy}(F\$, T = T_c, P = P_c)$$

$$S_c = \text{entropy}(F\$, T = T_c, P = P_c)$$

$$m_{\text{dot}}_c = m_{\text{dot}}_b$$

$$E_c = H_c - H_o - ((T_o) * (S_c - S_o))$$

$$X_c = \text{quality}(F\$, P = P_c, h = H_c)$$

$$P_o[31]=P_c$$

$$X_o[31]=X_c$$

$$S_o[31]=S_c$$

$$H_o[31]=H_c$$

$$T_o[31]=T_c$$

{Estado d}

$$P_d=P_{conbin}$$

$$X_d=0$$

$$T_d=t_{sat}(F\$,P=P_d)$$

$$H_d=enthalpy(F\$,x=X_d,P=P_d)$$

$$S_d=entropy(F\$,x=X_d,P=P_d)$$

$$m_{dot_d}=m_{dot_c}$$

$$E_d=H_d-H_o-((T_o)*(S_d-S_o))$$

$$P_o[41]=P_d$$

$$X_o[41]=X_d$$

$$S_o[41]=S_d$$

$$H_o[41]=H_d$$

$$T_o[41]=T_d$$

{Estado es}

$$H_{es}=enthalpy(F\$,s=S_{es},P=P_e)$$

$$S_{es}=S_d$$

{Estado e}

$$P_e=P_{ev}$$

$$T_e=temperature(F\$,P=P_e,h=H_e)$$

$$H_e = H_d + ((H_{es} - H_d) / nsb)$$

$$S_e = \text{entropy}(F\$, P = P_e, h = H_e)$$

$$m_{\dot{e}} = m_{\dot{d}}$$

$$E_e = H_e - H_o - ((T_o) * (S_e - S_o))$$

$$X_e = \text{quality}(F\$, P = P_e, h = H_e)$$

$$P_o[51] = P_e$$

$$X_o[51] = X_e$$

$$S_o[51] = S_e$$

$$H_o[51] = H_e$$

$$T_o[51] = T_e$$

{Estado f}

$$P_f = P_{ev}$$

$$T_f = \text{temperature}(F\$, P = P_f, h = H_f)$$

$$m_{\dot{f}} * (H_f - H_e) = m_{\dot{b}} * (H_b - H_c)$$

$$S_f = \text{entropy}(F\$, P = P_f, h = H_f)$$

$$m_{\dot{f}} = m_{\dot{e}}$$

$$E_f = H_f - H_o - ((T_o) * (S_f - S_o))$$

$$X_f = \text{quality}(F\$, P = P_f, h = H_f)$$

$$P_o[61] = P_f$$

$$X_o[61] = X_f$$

$$S_o[61] = S_f$$

$$H_o[61] = H_f$$

$$T_o[61] = T_f$$

{Estado g}

$P_g = P_{ev}$

$X_g = 0$

$T_g = t_{sat}(F\$, P = P_g)$

$H_g = \text{enthalpy}(F\$, x = X_g, P = P_g)$

$S_g = \text{entropy}(F\$, x = X_g, P = P_g)$

$m_{dot_g} = m_{dot_a}$

$E_g = H_g - H_o - (T_o) * (S_g - S_o)$

$P_o[71] = P_g$

$X_o[71] = X_g$

$S_o[71] = S_g$

$H_o[71] = H_g$

$T_o[71] = T_g$

Apéndice B

Parámetros Pre-Determinados SAM

Configuración SAM

Location & Resource

Solar Resource Library
 Use the buttons above to download the latest NSRDB files and add them to your solar resource library. Click Folder Settings to add your own weather files to the library. The default library contains legacy weather files. See Help for details.

Weather file:

-Header Data from Weather File-

City: Time zone: Latitude: *N

State: Elevation: Longitude: *E

Country: Data Source: Station ID:

-Annual Averages Calculated from Weather File Data-

Global horizontal: kWh/m²/day Average temperature: °C

Direct normal (beam): kWh/m²/day Average wind speed: m/s

Diffuse horizontal: kWh/m²/day

-Files in Library-

Search for: Name

Name	Station ID	Latitude	Longitude	Time zone	Elevation
Canada SA Saskatoon (INTL)	25015	52.17	-106.68	-6	501
Canada SA Swift_Current (INTL)	25028	50.28	-107.68	-6	817
Canada YT Whitehorse (INTL)	26316	60.72	-135.07	-8	703
Chile CHL Antofagasta (INTL)	854420	-23.43	-70.43	-4	120
Chile CHL Copiapo (INTL)	855020	-26.77	-70.05	-4	15

System Design

-Design Point Parameters-

-Solar Field-

Design point DNI: W/m²

Target solar multiple:

Target receiver thermal power: MWt

Loop inlet HTF temperature: °C

Loop outlet HTF temperature: °C

-Heat Sink-

Heat sink power: MWt

Pumping power for HTF through heat sink: kW/kg/s

-Thermal Storage-

Hours of storage at design point: hours

-System Availability and Curtailment-

Curtailment and availability losses reduce the system output to represent system outages or other events. Constant loss: 4.0 %
 Hourly losses: None
 Custom periods: None

-System Summary-

Actual number of loops:

Total aperture reflective area: m²

Actual solar multiple:

Actual field thermal output: MWt

Solar Field

Solar Field Design Point

Single loop aperture	3,270.0 m ²	Actual number of loops	0
Loop optical efficiency	0.7410	Total aperture reflective area	0.0 m ²
Total loop conversion efficiency	0.7162	Actual solar multiple	NaN
Total required aperture, SM=1	0.0 m ²	Actual field thermal output	0.00 MWt
Required number of loops, SM=1	0.00		

Solar Field Parameters

Row spacing	15 m
Stow angle	170 deg
Deploy angle	10 deg
Header pipe roughness	4.57e-005 m
HTF pump efficiency	0.85
Piping thermal loss coefficient	0.45 W/m ² -K
Wind stow speed	25.0 m/s
Tracking power per SCA	125.0 W/sca
Total tracking power	0.0 W
Number of field subsections	1
Model piping through heat sink?	<input type="checkbox"/>
Length of piping through heat sink	50.0 m

Heat Transfer Fluid

Field HTF fluid	Therminol VP-1
User-defined HTF fluid	Edit...
Field HTF min operating temp	12 °C
Field HTF max operating temp	400 °C
Freeze protection temp	10 °C
Min single loop flow rate	1 kg/s
Max single loop flow rate	12 kg/s
Min field flow velocity	0.218167 m/s
Max field flow velocity	3.61296 m/s
Header design min flow velocity	2 m/s
Header design max flow velocity	3 m/s

Collector Orientation

Collector tilt	0 deg
Collector azimuth	0 deg

Tilt: horizontal=0, vertical=90
Azimuth: equator=0, west=90, east=-90

Collectors (SCA's)

Collector Library

Search for: Name

Name	Reflective aper...	Aperture width...	Length of colle...	Number of mo...
EuroTrough ET150	817.5	5.75	150	12
Luz LS-2	235	5	49	6
Luz LS-3	545	5.75	100	12
Solargenix SGX-1	470.3	5	100	12

Collector types in loop configuration

Collector Type 1

Collector name from library

Collector Geometry

Reflective aperture area	<input type="text" value="817.5"/> m ²	Number of modules per assembly	<input type="text" value="12"/>
Aperture width, total structure	<input type="text" value="5.75"/> m	Average surface-to-focus path length	<input type="text" value="2.11"/> m
Length of collector assembly	<input type="text" value="150"/> m	Piping distance between assemblies	<input type="text" value="1"/> m

Optical Parameters

Incidence angle modifier coefficients	<input type="button" value="Edit data..."/>	Geometry effects	<input type="text" value="0.98"/>
Tracking error	<input type="text" value="0.99"/>	Mirror reflectance	<input type="text" value="0.935"/>
General optical error	<input type="text" value="0.99"/>	Dirt on mirror	<input type="text" value="0.97"/>

Optical Calculations

Length of single module	<input type="text" value="12.5"/> m	End loss at summer solstice	<input type="text" value="0.99927"/>
IAM at summer solstice	<input type="text" value="0.887865"/>	Optical efficiency at design	<input type="text" value="0.871124"/>

Receiver

Receiver Type 1

Receiver name from library

Receiver Geometry

Absorber tube inner diameter	<input type="text" value="0.076"/> m	Absorber flow plug diameter	<input type="text" value="0"/> m
Absorber tube outer diameter	<input type="text" value="0.08"/> m	Internal surface roughness	<input type="text" value="4.5e-005"/>
Glass envelope inner diameter	<input type="text" value="0.115"/> m	Absorber flow pattern	<input type="text" value="Tube flow"/>
Glass envelope outer diameter	<input type="text" value="0.12"/> m	Absorber material type	<input type="text" value="304L"/>

Parameters and Variations

	Variation 1	Variation 2	Variation 3	Variation 4*
Variant weighting fraction*	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>
Absorber Parameters:				
Absorber absorptance	<input type="text" value="0.963"/>	<input type="text" value="0.963"/>	<input type="text" value="0.8"/>	<input type="text" value="0"/>
Absorber emittance	<input type="text" value="0.65"/> <input type="button" value="Table..."/>	<input type="text" value="0.65"/> <input type="button" value="Table..."/>	<input type="text" value="0.65"/> <input type="button" value="Table..."/>	<input type="text" value="0"/> <input type="button" value="Table..."/>
Envelope Parameters:				
Envelope absorptance	<input type="text" value="0.02"/>	<input type="text" value="0.02"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>
Envelope emittance	<input type="text" value="0.86"/>	<input type="text" value="0.86"/>	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="0"/>
Envelope transmittance	<input type="text" value="0.964"/>	<input type="text" value="0.964"/>	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="0"/>
	<input type="checkbox"/> Broken Glass	<input type="checkbox"/> Broken Glass	<input checked="" type="checkbox"/> Broken Glass	<input type="checkbox"/> Broken Glass
Gas Parameters:				
Annulus gas type	<input type="text" value="Hydrogen"/>	<input type="text" value="Air"/>	<input type="text" value="Air"/>	<input type="text" value="Air"/>
Annulus pressure (torr)	<input type="text" value="0.0001"/>	<input type="text" value="750"/>	<input type="text" value="750"/>	<input type="text" value="0"/>
Heat Loss at Design:				
Estimated avg. heat loss (W/m)	<input type="text" value="190"/>	<input type="text" value="1270"/>	<input type="text" value="1500"/>	<input type="text" value="0"/>
Optical Effects:				
Bellows shadowing	<input type="text" value="0.935"/>	<input type="text" value="0.935"/>	<input type="text" value="0.935"/>	<input type="text" value="0.963"/>
Dirt on receiver	<input type="text" value="0.98"/>	<input type="text" value="0.98"/>	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="0.98"/>

Thermal Storage

System Design Parameters

Heat sink power	<input type="text" value="0.0"/>	MWt	Loop outlet HTF temperature	<input type="text" value="370.0"/>	°C
Hours of storage at design point	<input type="text" value="10.0"/>	hours	Loop inlet HTF temperature	<input type="text" value="90.0"/>	°C

Storage System

TES thermal capacity	<input type="text" value="0.0"/>	MWt-hr	Initial hot HTF percent	<input type="text" value="30"/>	%
Available HTF volume	<input type="text" value="0"/>	m ³	Cold tank heater temperature set point	<input type="text" value="60"/>	°C
Tank height	<input type="text" value="15"/>	m	Cold tank heater capacity	<input type="text" value="0.5"/>	MWe
Tank fluid minimum height	<input type="text" value="0.5"/>	m	Hot tank heater temperature set point	<input type="text" value="110"/>	°C
Storage tank volume	<input type="text" value="0"/>	m ³	Hot tank heater capacity	<input type="text" value="1"/>	MWe
Parallel tank pairs	<input type="text" value="1"/>		Tank heater efficiency	<input type="text" value="0.99"/>	
Tank diameter	<input type="text" value="0.0"/>	m	HTF density	<input type="text" value="886.498"/>	kg/m ³
Wetted loss coefficient	<input type="text" value="0.3"/>	Wt/m ² -K			
Estimated heat loss	<input type="text" value="0.00"/>	MWt			