



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

**ESTUDIO TRANSIENTE DE UNA PLANTA TERMOSOLAR DE TORRE
CENTRAL CON VARIACIONES EN EL CICLO RANKINE**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

VICENTE VALDÉS BRAVO

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ
MÓNICA ZAMORA ZAPATA

SANTIAGO DE CHILE

2024

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: VICENTE VALDÉS BRAVO
FECHA: 2024
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA

ESTUDIO TRANSIENTE DE UNA PLANTA TERMOSOLAR DE TORRE CENTRAL CON VARIACIONES EN EL CICLO RANKINE

Las plantas termosolares se caracterizan por su sensibilidad a cambios dinámicos, como lo es el paso de una nube que bloquee parte de la irradiancia sobre el campo de heliostatos. Aquello significa una disminución drástica de la energía que puede recibir el sistema por un periodo de tiempo, que lleva al sistema a experimentar un régimen transiente. Esto tiene efectos en los diferentes subsistemas de la planta, determinando finalmente cuánta potencia eléctrica es capaz de producir dependiendo de las condiciones externas. Dentro de todos los subsistemas, el ciclo Rankine es donde se aprovecha el trabajo mecánico del vapor, para convertirlo en energía eléctrica, dentro de este ciclo destaca la etapa de regeneración, donde parte del vapor que sale de la turbina se desvía antes de llegar al condensador. Este vapor extraído se utiliza para precalentar el agua de alimentación que entra a la caldera. La etapa de regeneración se compone por una serie de calentadores que pueden variar en su cantidad, determinando así diferentes diseños en el ciclo Rankine. Por ese motivo, se busca profundizar el estudio del régimen transiente para diferentes diseños en el ciclo Rankine, ocupando herramientas computacionales para modelar y simular el problema. Adicionalmente, se realiza el estudio con enfoque las tecnologías disponibles en Chile, como lo es Cerro Dominador, la primera planta termosolar de torre central en América Latina.

El objetivo general de este trabajo es estudiar el régimen transiente en una planta termosolar de torre central con sales fundidas, determinado por la dinámica climática y diferentes configuraciones del ciclo Rankine.

La metodología a aplicar consiste en usar datos climáticos reales para simular bajo esas condiciones el comportamiento de una planta termosolar. El modelamiento y las simulaciones se llevan a cabo a través de System Advisor Model (SAM) y MATLAB, los cuales son usados de forma complementaria para lograr el objetivo. SAM simula el funcionamiento diferentes tecnologías de generación que utilizan fuentes renovables, dado los parámetros de diseño y datos climáticos. Sin embargo, SAM posee un ciclo Rankine que no es posible configurar, y por lo tanto, para realizar un estudio de diferentes ciclos es necesario hacer uso de la interfaz 'User Defined Power Cycle', que permite estudiar la planta con datos de funcionamiento de ciclos diferentes al ofrecido por defecto. En MATLAB, se hace uso del método de Spencer, Cotton y Cannon permiten estudiar de forma precisa el comportamiento de diferentes configuraciones del ciclo Rankine en cargas parciales de vapor.

Los resultados del estudio muestran una clara ventaja en el arranque de la planta cuando se trata de un ciclo Rankine con 1 calentador en la turbina de alta potencia, 1 calentador en la turbina de pertenecía intermedia y 4 calentadores en la turbina de potencia baja.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Objetivos	2
1.2.1. General	2
1.2.2. Específicos	2
1.3. Alcances	2
2. Antecedentes	3
2.1. Planta termosolar de torre central con sistema de almacenamiento de sales fundidas	3
2.1.1. Campo de heliostatos	4
2.1.2. Receptor de torre central	6
2.1.3. Almacenamiento de sales fundidas	9
2.1.4. Ciclo Rankine	12
2.1.4.1. Generador de vapor	13
2.1.4.2. Turbina de vapor	14
2.1.4.3. Sistema de regeneración: tren de calentadores cerrados	15
2.1.4.4. Desaireador	16
2.1.4.5. Condensador	16
2.1.5. Generador eléctrico	17
2.1.6. Servicios Auxiliares	18
2.2. System Advisor Model para la simulación de termosolar de torre central con sales fundidas	20
2.3. Modelización de ciclos Rankine mediante el método de Spencer, Cotton y Cannon	20
2.3.1. Validación del modelo	22
3. Metodología	24
3.1. General	24
3.2. Definición de datos climáticos	24
3.3. Simulación en SAM con ciclo Rankine interno	25
3.3.1. Diseño de sistema	25
3.3.2. Campo de Heliostatos	26
3.3.3. Torre y receptor	26
3.3.4. Ciclo de potencia	27
3.3.5. Parámetros importantes obtenidos de la simulación	28
3.4. Simulación en SAM con ciclo definido por el usuario	29
3.4.1. Ciclo de potencia definido por el usuario en SAM	29

3.4.2.	Parámetros para la generación de tabla de ciclo definido por el usuario	29
3.4.3.	Configuraciones del ciclo Rankine en MATLAB	31
3.4.4.	Extracción de datos en simulaciones de MATLAB	32
3.4.5.	Regresión Lineal Múltiple entre datos de sales fundidas y potencia . .	33
4.	Resultados y discusión	35
4.1.	Potencia térmica de entregada al ciclo Rankine	37
4.1.1.	Días de invierno	37
4.1.2.	Días de verano	38
4.2.	Potencia eléctrica generada en ciclo Rankine	39
4.2.1.	Días de invierno	39
4.2.2.	Días de verano	40
4.3.	Eficiencia del ciclo Rankine	41
4.3.1.	Días de invierno	41
4.3.2.	Días de verano	42
4.4.	Potencia eléctrica generada neta en la planta	43
4.4.1.	Días de invierno	43
4.4.2.	Días de verano	44
5.	Conclusiones y recomendaciones	45
	Bibliografía	46
	Anexos	47
A.	Antecedentes	47
A.1.	Ciclo Rankine planta Cerro Dominador [8]	47
B.	Resultados	48

Índice de Tablas

2.1.	Modos de funcionamiento para el almacenamiento de sales fundidas.	11
2.2.	Variación porcentual respecto a los valores obtenidos por Chacartegui et al. . .	23
B.1.	Calor de entrada al generador de vapor para cada configuración de ciclo Rankine en función de la condición de sales fundidas.	48
B.2.	Resumen regresión lineal múltiple para los casos 113, 114 y 115.	49
B.3.	Resumen regresion lineal múltiple para los casos 123 124 y 125.	50

Índice de Ilustraciones

2.1.	Planta termosolar con sales fundidas. Se observa el campo de heliostatos, receptor de sales fundidas, tanques de almacenamiento térmico y el ciclo Rankine [4].	3
2.2.	Esquema general planta termosolar de torre central con almacenamiento de sales fundidas [5].	4
2.3.	Tipos de distribución para el campo de heliostatos [7].	5
2.4.	Eficiencia del campo de heliostatos. Posición solar 18.5° cenital y 250° azimutal [6].	6
2.5.	Pérdidas energéticas en el receptor de la torre central [7].	7
2.6.	Receptor externo y sus paneles [7].	8
2.7.	Configuraciones de flujo para la sal fundida en el receptor [6].	8
2.8.	Unión entre dos paneles de tubos [6].	9
2.9.	Modos de funcionamiento para almacenamiento de sales fundidas con estanque frío y caliente [6].	12
2.10.	Ciclo Rankine interno de SAM [6].	13
2.11.	Generador de vapor para una planta termosolar con sales fundidas [7].	14
2.12.	Diagrama típico de ciclo vapor [2].	15
2.13.	Calentador cerrado [2].	15
2.14.	Temperatura del condensador a carga parcial [2].	17
2.15.	Rendimiento generador eléctrico [8].	18
2.16.	Servicios Auxiliares de planta 110[MW _e] [7].	19
2.17.	Pasos para el cálculo de correcciones para distintos tipos de turbina [9].	21
2.18.	<i>Layout</i> de referencia planta 565[MW].	22
3.1.	Diagrama sobre metodología aplicada.	24
3.2.	Extracto datos medidos por estación Crucero II, año 2018.	25
3.3.	Configuraciones en la sección sobre diseño de sistema.	26
3.4.	Configuraciones en la sección sobre campo de heliostatos.	26
3.5.	Configuraciones en la sección sobre torre y el receptor.	27
3.6.	Configuraciones en la sección sobre ciclo de potencia.	28
3.7.	interfaz de SAM para ciclo de potencia definido por el usuario.	29
3.8.	Estructura para las diferentes combinaciones de valores en la tabla de ciclo definido por el usuario [11].	30
3.9.	Ejemplo de diferentes combinaciones de valores en la tabla de ciclo definido por el usuario.	30
3.10.	Configuraciones del ciclo Rankine en la interfaz de usuario desarrollado por Pérez [2].	31
3.11.	Configuraciones del ciclo Rankine.	32

4.1.	Invierno en los días 27 al 28 de junio del 2018 en la estación Crucero II. El primero corresponde a un día despejado y el segundo a uno con nubosidad. . .	35
4.2.	Verano en los días 9 al 10 de enero del 2018 en la estación Crucero II. El primero corresponde a un día despejado y el segundo a uno con nubosidad.	36
4.3.	Potencia térmica de entregada al ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018.	37
4.4.	Potencia térmica de entregada al ciclo Rankine para los días 9 y 10 de enero 2018.	38
4.5.	Potencia eléctrica generada en ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018. .	39
4.6.	Potencia eléctrica generada en ciclo Rankine para días 9 y 10 de enero 2018. .	40
4.7.	Eficiencia del ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018.	41
4.8.	Eficiencia del ciclo Rankine para días 9 y 10 de enero 2018.	42
4.9.	Potencia eléctrica generada neta del ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018.	43
4.10.	Potencia eléctrica generada neta del ciclo Rankine para días 9 y 10 de enero 2018.	44
A.1.	Diagrama de flujo ciclo Rankine de planta Cerro Dominador.	47

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

En las última décadas se ha visto un gran avance tecnológico y diversificación en la generación de energía eléctrica, donde han tomado mayor interés aquellos métodos que utilizan recursos renovables en contraste al uso de combustibles fósiles que contaminan el planeta. Dentro de las diferentes fuentes renovables destaca la energía solar, desde la cual se desprenden la generación fotovoltaica (PV) y la termosolar de concentración (CSP). Este trabajo se centra en el estudio transiente de una planta termosolar de torre central.

Las plantas termosolares de torre central consisten en un campo de espejos robóticos, llamados heliostatos, que reflejan la luz solar hacia un receptor en la zona superior de la torre central. La energía térmica acumulada, es utilizada para generar vapor, ya sea de forma directa o, a través de sales fundidas. El vapor generado impulsa una turbina conectada a un generador, produciendo de esta forma electricidad. El ciclo de potencia utilizado para la generación de energía es conocido como ciclo Rankine.

Una característica relevante de este tipo de planta, es la capacidad de seguir produciendo energía cuando ocurren cambios dinámicos (por ejemplo, cuando hay nubosidad o se comienza a oscurecer), ya que el calor se puede almacenar en estanques, y seguir siendo usado para la generación de vapor. Este fenómeno se conoce como inercia térmica.

System Advisor Model (SAM), es un software gratuito desarrollado por NREL para lograr predecir la producción de energía horaria y viabilidad económica para diferentes tipos de tecnologías de generación renovables [1]. Asimismo, permite utilizar datos climáticos reales y personalizar variados aspectos en el diseño de la planta de generación. Si bien SAM no permite editar el ciclo interno de potencia que trae por defecto, el software posee una interfaz de usuario que permite cargar datos de funcionamiento de un ciclo de potencia externo para estudiar su comportamiento. Es por ello que se recurre al trabajo realizado por Pérez [2] que logra simular diferentes ciclos Rankine en el ambiente MATLAB, entregando así los datos necesarios por SAM para simular un ciclo de potencia definido por el usuario.

Por consiguiente, se pretende simular y comparar diferentes configuraciones del ciclo Rankine, para estudiar su efecto en las variables termodinámicas de interés, como lo son la potencia térmica necesaria para alimentar el ciclo Rankine, la energía eléctrica producida y

el rendimiento del ciclo.

En 2021, se inauguró en el norte de Chile la planta termosolar Cerro Dominador, que genera un total de 210[MW] combinando energía fotovoltaica y concentración solar de torre central con sales fundidas, aportando 100[MW] y 110[MW] cada tecnología respectivamente. Cuenta con 10600 heliostatos y una torre central de 250[m] de altura. Es la única en el desierto de Atacama, por lo que es un referente para estudiar la tecnología termosolar, teniendo como referencia su diseño y generación [3].

1.2. Objetivos

1.2.1. General

El objetivo general de este trabajo es estudiar el régimen transiente en una planta termosolar de torre central con sales fundidas, determinado por la dinámica climática y diferentes configuraciones del ciclo Rankine.

1.2.2. Específicos

Para llevar a cabo el objetivo general, es necesario cumplir con los siguientes objetivos específicos:

- Definir datos climáticos a lo largo un año, pertinentes a la ubicación de la planta.
- Simular el régimen transiente de una planta termosolar para un día despejado y con nubosidad.
- Estudiar la respuesta transiente para diferentes configuraciones en la etapa de regeneración del ciclo Rankine.
- Comparar la respuesta de la planta frente a días despejados y con nubosidad.

1.3. Alcances

A continuación, se presentan los alcances del trabajo, que corresponden a la limitación y extensión del estudio, como también a los parámetros por fijar.

- Los datos meteorológicos medidos con un paso de tiempo de al menos 10[min].
- Las dimensiones de la planta se basan en Cerro Dominador: generación de 110[MW], 10600 heliostatos y una torre de 250[m] de altura.
- Estudio en base a una planta termosolar de torre central con sistema de almacenamiento de sales fundidas, compuestas por un 60 % NaNO y 40 % KNO₃.
- Turbina de vapor en cascada con control de presión deslizante.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Planta termosolar de torre central con sistema de almacenamiento de sales fundidas

En la figura 2.1 se presenta un esquema general de funcionamiento de una planta termosolar de torre central:

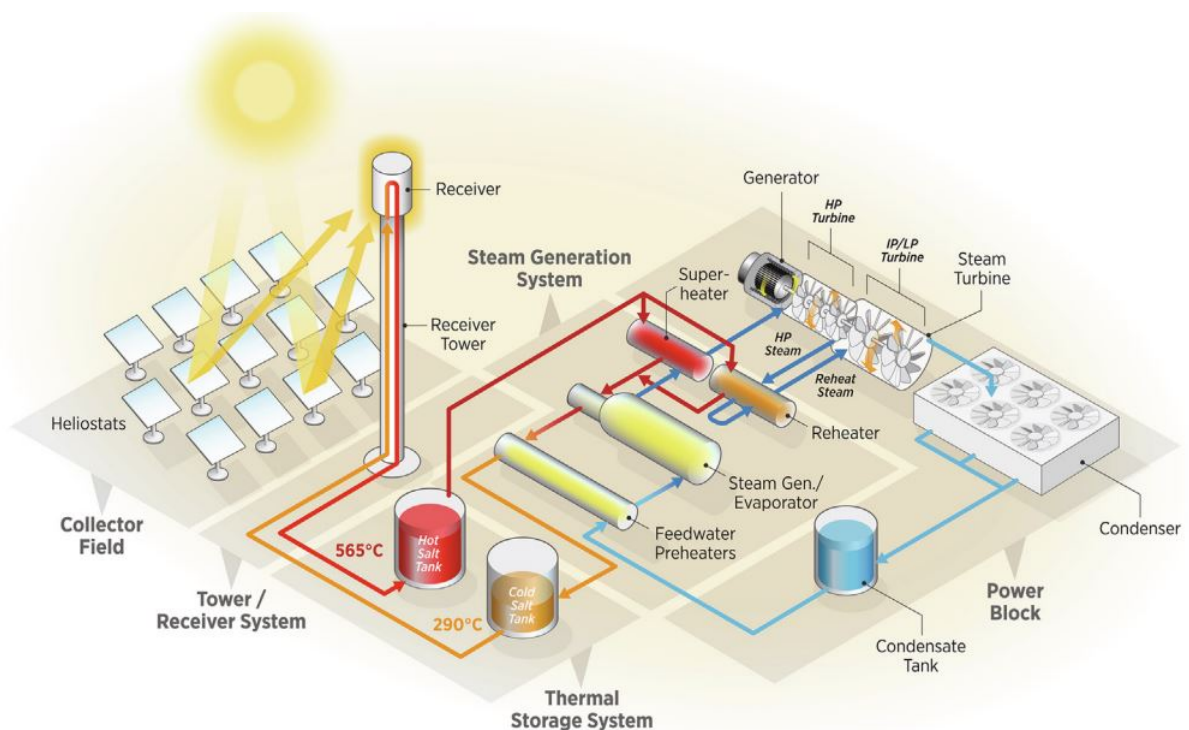


Figura 2.1: Planta termosolar con sales fundidas. Se observa el campo de heliostatos, receptor de sales fundidas, tanques de almacenamiento térmico y el ciclo Rankine [4].

La planta termosolar de torre central con sales fundidas utiliza un receptor de tipo tubular montado en la parte superior de su torre. La energía solar reflejada desde el campo de heliostatos calienta el receptor, donde fluye la sal fundida. Las sales fundidas se calientan desde los 290°C hasta 565°C en el receptor [3] y luego fluye por tuberías al estaque caliente

de almacenamiento térmico. La sal caliente se extrae del sistema de almacenamiento para generar vapor, el cual alimenta el ciclo Rankine para producir electricidad, mientras que la sal enfriada es devuelta al estanque frío. El sistema de almacenamiento térmico permite a la planta seguir generando energía durante la noche o en días parcialmente nublados.

En la figura 2.2 se presenta el diagrama de bloques de una planta termosolar de torre central, donde se muestran los principales subsistemas de la planta, en particular destacan los intercambiadores pertenecientes a la generación de vapor y la etapa de regeneración.

Por un lado, en el subsistema de generación de vapor, se encuentran el precalentador (PH), el evaporador (EV) y el sobrecalentador (SH). Este sistema de intercambiadores funcionan a contracorriente con respecto a las sales fundidas provenientes del estanque caliente. El agua de alimentación entra al precalentador aproximadamente a unos 245°C y sale desde sobrecalentador a unos 550°C aproximadamente. Mientras que las sales tienen una temperatura inicial de 565°C en el sobrecalentador y salen desde el precalentador a 287°C aproximadamente.

Por otro lado, en la etapa de regeneración existe una serie de calentadores cerrados (*feed water heaters* o FWH) y uno abierto (desaireador), que aprovechan parte del caudal de la turbina para aumentar la temperatura del agua condensada, con el fin de poder entregar agua al generador de vapor con la mayor temperatura posible, para así requerir menos calor de las sales fundidas para generar el vapor sobrecalentado, aumentando así el rendimiento del ciclo.

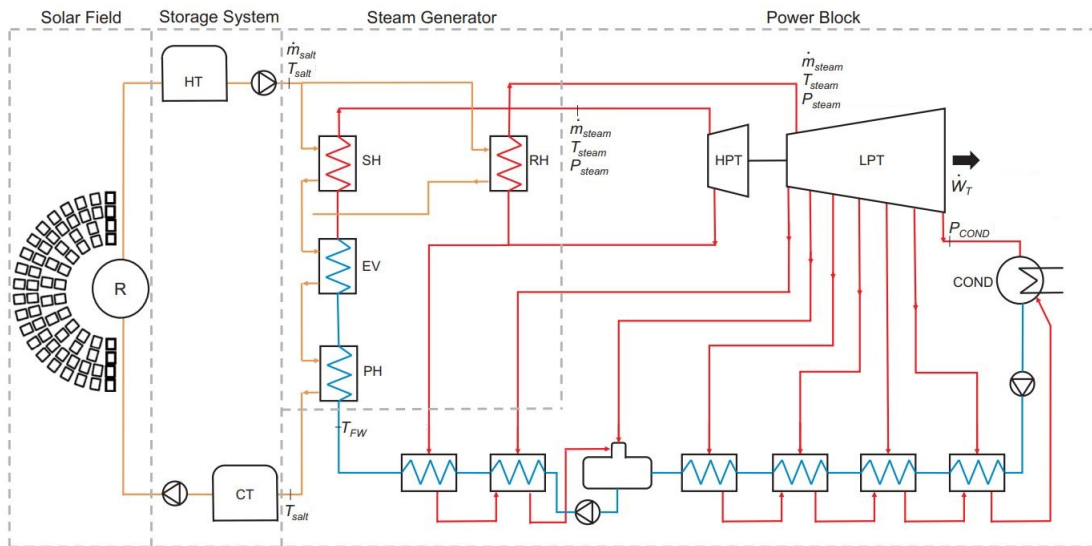


Figura 2.2: Esquema general planta termosolar de torre central con almacenamiento de sales fundidas [5].

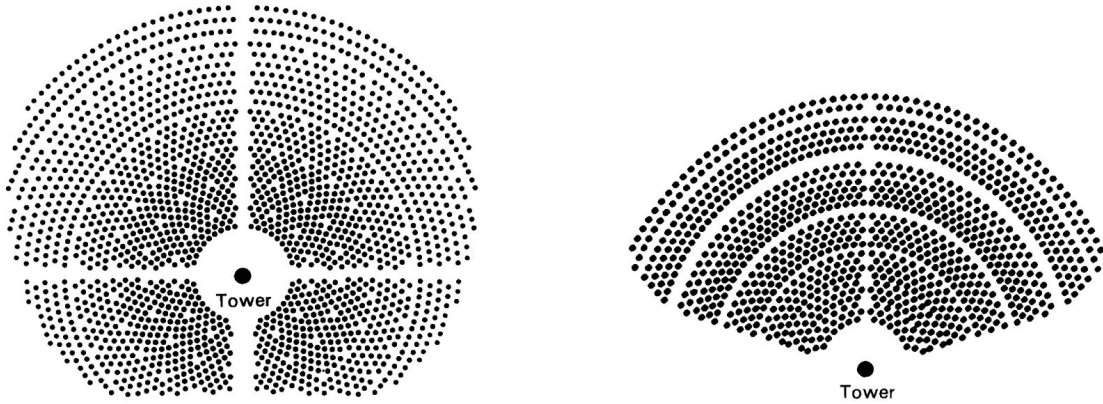
A partir del trabajo descrito por Wagner [6] se presentarán los principales subsistemas de una planta termosolar de torre central.

2.1.1. Campo de heliostatos

La función básica del campo de heliostatos es la interceptación, redirección y concentración de la radiación solar directa al receptor de la torre central. El campo de heliostatos, consiste

en una distribución de espejos robóticos, cuyo sistema de control los mantiene enfocando la radiación hacia el receptor constantemente. Cuando no se está acumulando energía, el control debe prevenir que la radiación reflejada dañe al receptor o los alrededores.

Existen dos tipos de distribuciones para el campo de heliostatos: hacia un polo (sur si la planta se encuentra en el hemisferio sur) o por los alrededores, como se puede observar en la imágenes de la figura 2.3.



(a) Distribución de heliostatos por alrededores de la torre. (b) Distribución de heliostatos hacia un polo de la torre.

Figura 2.3: Tipos de distribución para el campo de heliostatos [7].

El rendimiento del campo de heliostatos está relacionado a su eficiencia óptica, es decir, el cociente entre de potencia neta que llega al receptor y el producto entre la radiación normal directa por el área total de los espejos. La eficiencia óptica incluye varios fenómenos que producen pérdidas en el intercambio térmico incluyendo:

- Efecto coseno: el coseno del ángulo entre el vector normal al espejo del heliostato y la radiación normal directa es proporcional a la radiación reflejada por el heliostato.
- Atenuación por ángulo de incidencia desde el heliostato hacia el receptor de la torre.
- Dispersión atmosférica (*scattering*).
- Efecto sombra y bloqueo entre heliostatos.
- Derrame: radiación reflejada que no logra interceptar al receptor.
- Mantenimiento de heliostatos.
- Seguimiento de los heliostatos dependiendo de la precisión de su control.

A modo de ejemplo, en la figura 2.4 se observa la eficiencia de los heliostatos afectada por el efecto coseno y atenuación por el ángulo de incidencia. El efecto coseno se evidencia en las cercanías de la torre, ya que los heliostatos más cercanos a ella tendrán una posición muy horizontal, por lo que el ángulo de incidencia será mayor y, por lo tanto, el coseno de ese ángulo será más pequeño. El efecto de atenuación por el ángulo de incidencia se observa en que al estar más alejados de la torre, la eficiencia de los heliostatos disminuirá gradualmente.

También se observa una eficiencia asimétrica debido al tiempo del día (posición solar), de tal forma que en la zona norte se presenta la mayor eficiencia para ese momento.

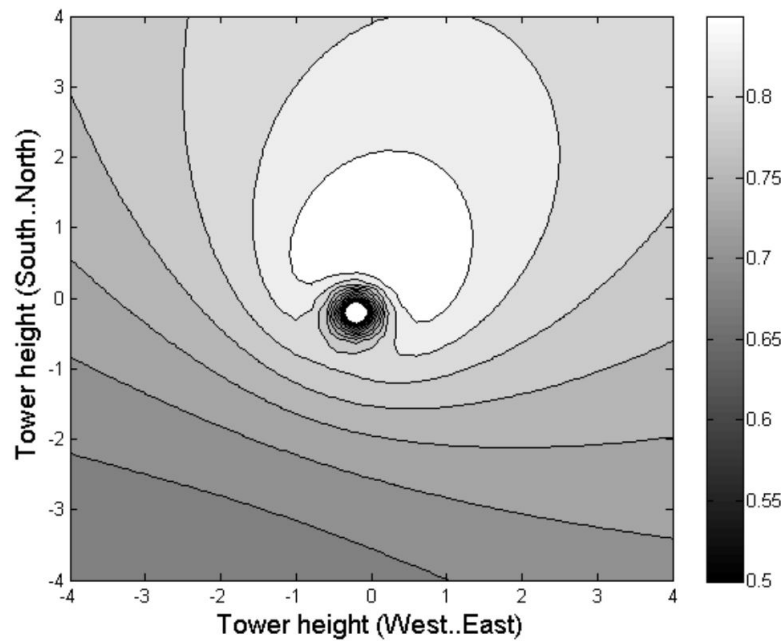


Figura 2.4: Eficiencia del campo de heliostatos. Posición solar 18.5° cenital y 250° azimutal [6].

2.1.2. Receptor de torre central

El receptor de la torre central absorbe la radiación concentrada que es reflejada por el campo de heliostatos y transfiere esa energía a un fluido que transporte el calor (sales fundidas).

En el receptor, existen diferentes pérdidas de energía al momento en que las sales absorben calor, como se observa en la figura 2.5

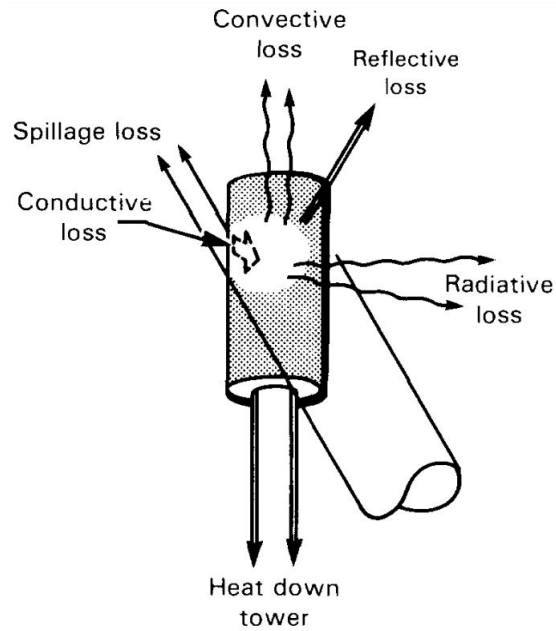
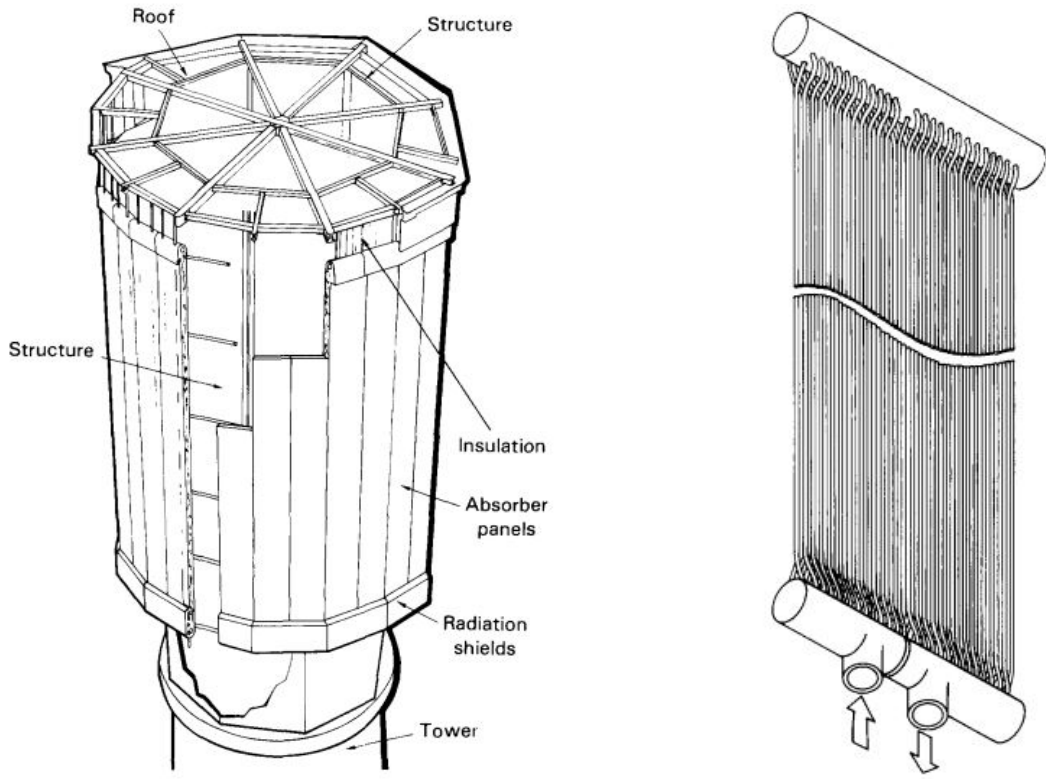


Figura 2.5: Pérdidas energéticas en el receptor de la torre central [7].

- Derrame: es la energía reflejada por el campo de heliostatos que no intercepta la superficie del receptor.
- Reflexión: es la energía que se dispersa de la superficie del receptor debido a su absorptividad.
- Convección: pérdidas energéticas debido al calentamiento del aire a los alrededores del receptor. Se produce de forma natural, como también forzada por el viento.
- Radiación: Energía emitida debido a la alta temperatura del receptor.
- Conducción: Pérdidas energéticas a través de las estructuras del receptor.

El receptor es instalado en la cima de la torre central. Está compuesto de múltiples paneles y cada uno de ellos contiene tubos paralelos conectados sucesivamente, como se observa en las imágenes de la figura 2.6.



(a) Receptor de tipo externo

(b) Paneles y tubos del receptor.

Figura 2.6: Receptor externo y sus paneles [7].

La sal fundida que fluye a través de los paneles sigue una determinada configuración, como se muestra en la figura 2.7.

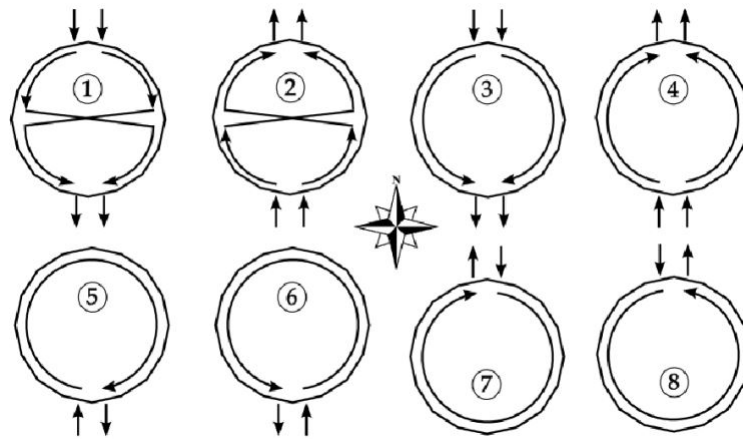


Figura 2.7: Configuraciones de flujo para la sal fundida en el receptor [6].

De forma más específica, en la figura 2.8 se puede observar el flujo de la primera configuración, donde se distinguen cada uno de los paneles alrededor del receptor (izquierda), como también la conexión entre dos paneles (derecha).

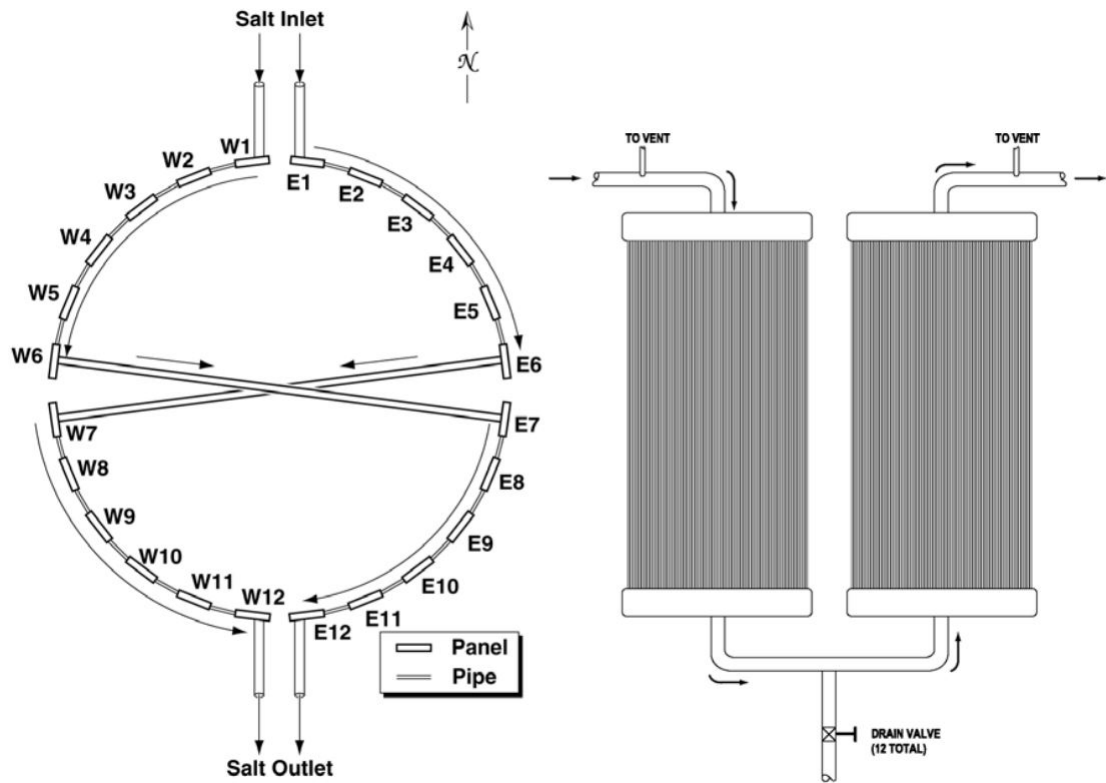


Figura 2.8: Unión entre dos paneles de tubos [6].

2.1.3. Almacenamiento de sales fundidas

El sistema de almacenamiento térmico, almacena la energía absorbida por el receptor y la entrega al generador de vapor. Ayuda a la continuidad de producción durante periodos de radiación variable, como también durante la noche.

El almacenamiento de sales fundidas se compone del estanque frío y caliente. A su vez, el estanque caliente es alimentado por las sales provenientes del receptor central y las envía hacia el generador de vapor del ciclo Rankine, y luego serán enviadas al estanque frío, lo que permite repetir el ciclo. Sin embargo, el modo en cómo se realiza esta operación depende de diferentes variables:

- Hora del día: aseguramiento del funcionamiento entre el arranque y la detención.
- Ángulo cenit solar: determinación de detención de planta cuando el almacenamiento próximo a agotarse.
- Temperatura salida estanque caliente: aseguramiento de que la temperatura de las sales que salen del estanque caliente sea mayor al mínimo permitido.
- Temperatura salida estanque frío: aseguramiento de que la temperatura de las sales que salen del estanque frío sea menor al máximo permitido.
- Demanda del flujo de sales por el generador de vapor debe coincidir con lo requerido.

- Tiempo de detención del ciclo (*standby*): si el flujo en el receptor de la torre es insuficiente, se detiene la planta. El tiempo de detención de la planta no debe exceder el límite permitido.
- Flujo en el receptor central: El flujo de sales por el receptor no debe exceder el límite permitido.
- Volumen del estanque frío y caliente: debe estar dentro de los valores mínimos y máximos permitidos.
- Volumen estanque caliente: predicción del volumen de sales almacenadas restantes para entrar en modo *standby* o detención.

Las variables mencionadas determinarán el modo de funcionamiento de la planta, que se pueden resumir en los siguientes seis modos expresados en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Modos de funcionamiento para el almacenamiento de sales fundidas.

M	Descripción	Criterio
1	El ciclo Rankine está apagado y el campo de helióstatos está desenfocado	La hora del día no está dentro del rango especificado y el estanque de almacenamiento caliente está completamente lleno
2	El ciclo Rankine está apagado y se permite el flujo hacia/desde el receptor	La hora del día no está dentro del rango especificado y el estanque caliente tiene volumen disponible para almacenamiento
3	El ciclo Rankine está encendido, pero el campo debe estar parcialmente desenfocado	La hora del día está dentro del rango especificado y el estanque de almacenamiento está completamente lleno.
4	El ciclo Rankine está encendido y el flujo desde el receptor se complementa con la fuente de calor de respaldo (receptor)	La planta tiene un sistema auxiliar de combustible fósil (no aplica).
5	El ciclo Rankine está encendido, el flujo hacia el ciclo iguala al flujo del receptor y/o flujo desde el almacenamiento (Operación normal)	La hora del día está dentro del rango especificado, el estanque frío no está lleno y el flujo del receptor alcanza la demanda de flujo del ciclo de energía
		La hora del día está dentro del rango especificado, el estanque frío no está lleno, el flujo del receptor no coincide con la demanda de flujo del ciclo Rankine, pero el volumen restante en almacenamiento igualará la demanda
6	El ciclo Rankine se apaga durante el resto del día, el flujo se dirige al receptor	La hora del día está dentro del rango especificado, el estanque caliente no está lleno, pero el estanque frío está lleno
7	El ciclo Rankine está en modo <i>standby</i> y funciona a una fracción del caudal másico y sin producir energía	La hora del día está dentro del rango especificado, el estanque caliente no está lleno, el tanque de frío no está lleno, el flujo desde el receptor no satisface la demanda de flujo del ciclo Rankine, y no se alcanza el nivel de volumen requerido

En la figura 2.9, se sintetiza la activación de los diferentes modos dependiendo las condiciones de la planta:

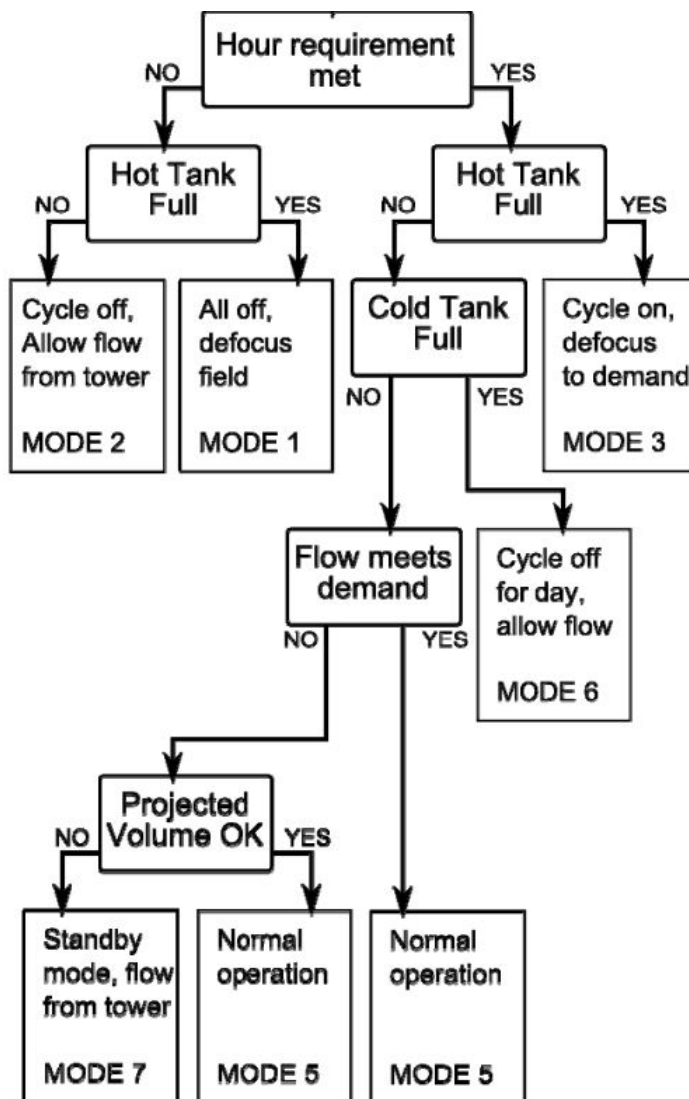


Figura 2.9: Modos de funcionamiento para almacenamiento de sales fundidas con estanque frío y caliente [6].

2.1.4. Ciclo Rankine

El ciclo Rankine convierte la energía térmica en energía mecánica en la generación de vapor sobrecalentado, esta energía mecánica es convertida en energía eléctrica al hacer girar una turbina conectada al generador eléctrico, para completar el ciclo se hace uso de un condensador y una bomba. Para aumentar el rendimiento del sistema se utilizan diferentes técnicas como lo es el recalentamiento y la regeneración.

El diseño del ciclo Rankine puede variar de caso a caso, por ejemplo, en el uso o no de recalentamiento, como también la cantidad de calentadores abiertos y cerrados en el sistema de regeneración.

En particular, el software SAM ofrece un ciclo Rankine propio para modelar el funcionamiento de diferentes plantas de generación renovable, como se muestra en la figura 2.10, donde no se incluye un precalentador. Además, en el sistema de regeneración hay dos ca-

lentadores abiertos y no hay calentadores cerrados. Si bien SAM no permite editar su ciclo Rankine interno, sí permite utilizar una interfaz de ciclo de potencia definido por el usuario. En la práctica es muy común el uso de recalentamiento y calentadores cerrados en el sistema de regeneración. Por lo tanto, se hace necesario recurrir a simulaciones de diferentes ciclos de forma externa a SAM.

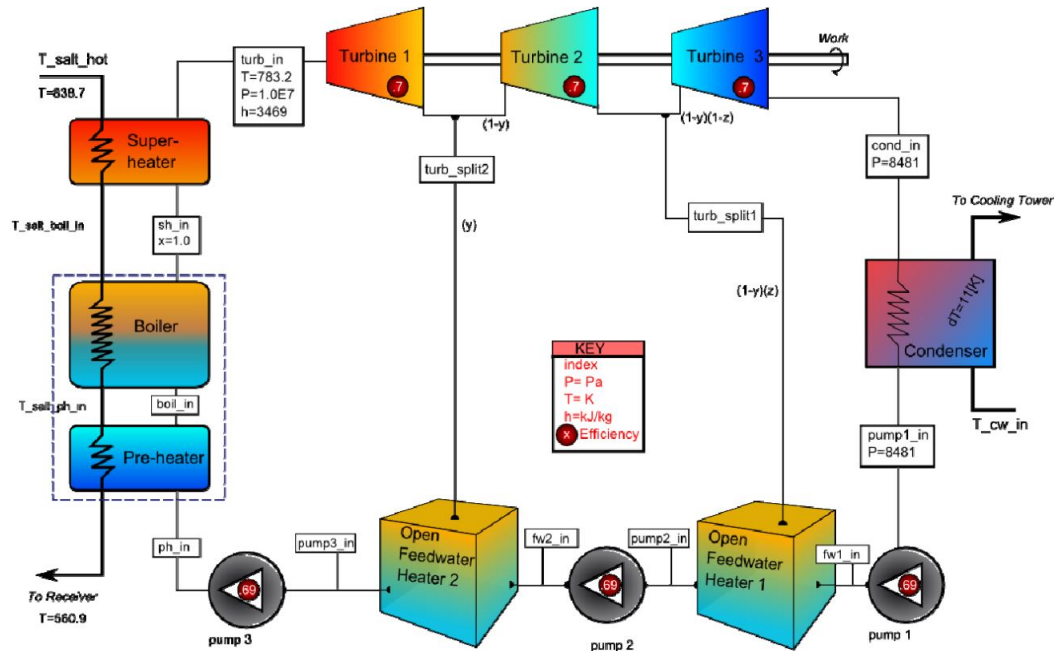


Figura 2.10: Ciclo Rankine interno de SAM [6].

En el anexo A.1 se puede observar el ciclo Rankine de la planta Cerro Dominador, con la presencia recalentamiento y en el sistema de regeneración cuenta con cinco calentadores cerrados y uno abierto.

2.1.4.1. Generador de vapor

La energía acumulada en el sistema de almacenamiento es transferida al agua de alimentación del ciclo Rankine en el generador de vapor. El generador de vapor está compuesto por diferentes intercambiadores de calor (precalentador, un evaporador y un sobrecalentador), un tambor (*drum*) y un atemperador, como se observa en la figura 2.11.

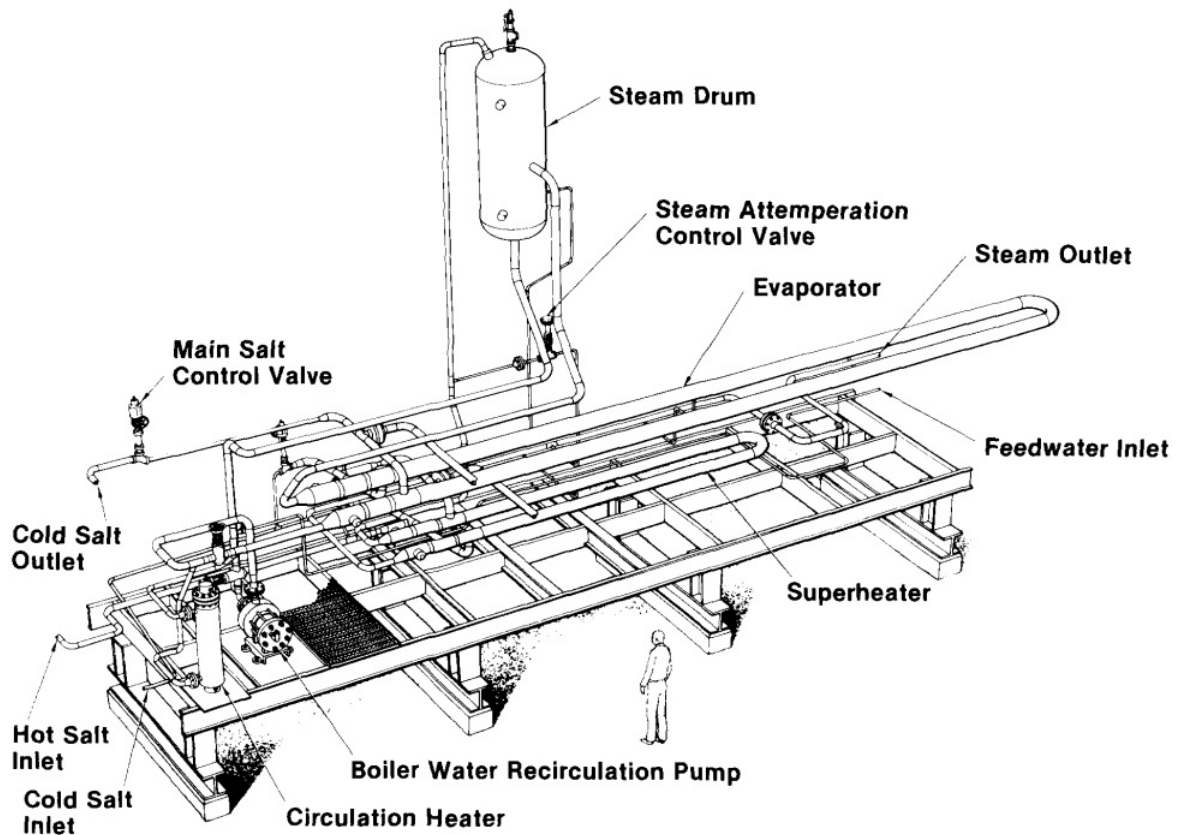


Figura 2.11: Generador de vapor para una planta termosolar con sales fundidas [7].

El agua de alimentación entra al precalentador y luego se dirige al tambor, que es un pequeño estanque. En el tambor se acumula agua precalentada que luego va hacia el evaporador y el vapor es devuelto al tambor. El vapor se dirige hacia el sobrecalentador y luego a la turbina de alta presión. Adicionalmente existe el atemperador, que tiene como fin mantener constante la temperatura de vapor sobrecalentado que se dirige a la turbina, eso se logra tomando parte del caudal proveniente del precalentador, que al tener una menor temperatura que el vapor del sobrecalentador, lo enfría para no sobrepasar su temperatura de diseño.

El generador de vapor puede operar en dos modos diferentes: a presión deslizante o presión constante. En el primer caso, la presión dentro del generador varía según lo que necesite la turbina, manteniendo las válvulas de control abiertas todo el tiempo. Mientras que en presión constante, esta es controlada por válvulas para mantener la presión nominal. Como se ha mencionado en los alcances, se trabajará con el modo de presión deslizante, ya que el generador de vapor consiste en un intercambiador de calor mucho menos sensible a los cambios de presión [2].

2.1.4.2. Turbina de vapor

Las turbinas de vapor se dividen en diferentes etapas, como se observa en la figura 2.12. La primera etapa corresponde a la de alta presión, donde ingresa el vapor sobrecalentado desde el generador de vapor. La segunda etapa es la de presión intermedia, que es alimentada por el recalentador. La tercera etapa corresponde a la de presión baja que es alimentada por

el vapor saliente de la etapa anterior, esta última etapa es de doble flujo, es decir, el flujo se divide por dos turbinas simétricas. La turbina de vapor hace girar un eje común conectado a un generador eléctrico, que transforma la energía mecánica en eléctrica.

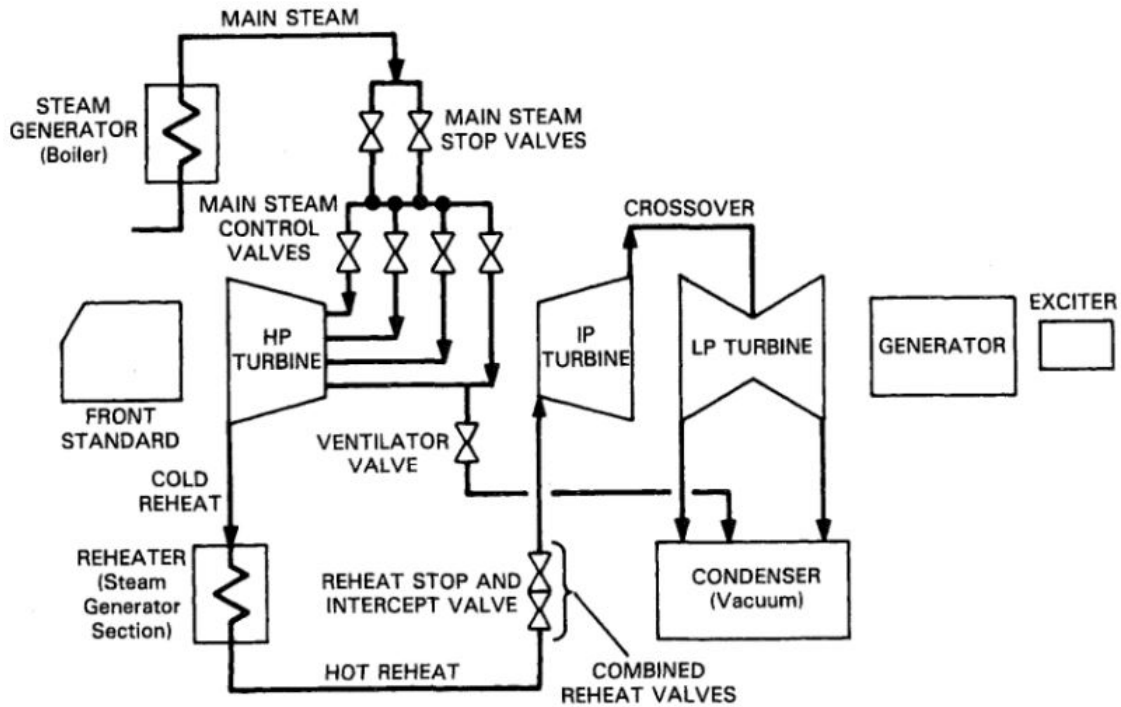


Figura 2.12: Diagrama típico de ciclo vapor [2].

2.1.4.3. Sistema de regeneración: tren de calentadores cerrados

Los calentadores cerrados son intercambiadores de calor del tipo tubo-carcasa. A través de los tubos fluye el agua de alimentación, mientras que en la carcasa fluye el vapor de extracción de la turbina. El vapor de extracción pasa por tres etapas, como se puede ver en la figura 2.13:

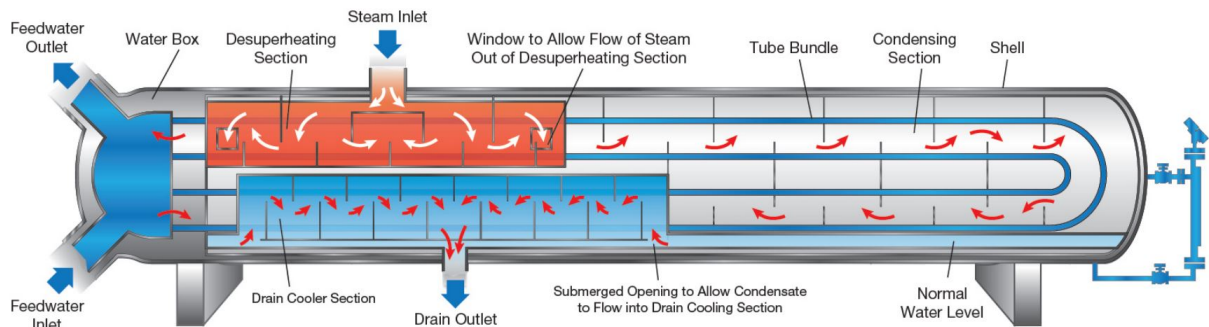


Figura 2.13: Calentador cerrado [2].

- *Desuperheater*: el vapor sobrecalentado pasa a temperatura de condensación.
- *Condenser*: el vapor es condensado en la superficie de los tubos.

- *Subcooler*: el vapor pasa de temperatura de condensación a líquido subenfriado.

Luego el líquido subenfriado es enviado al siguiente calentador cerrado, o bien al desaireador (calentador abierto) o al condensador, según corresponda, tal como se observa en la figura 2.2. Por lo tanto, en un calentador cerrado, existe una sola entrada para el agua de alimentación, mientras que para el agua de trabajo de la turbina existen dos entradas, una es la que proviene de la extracción de la turbina y la otra es la proveniente del calentador anterior, conocido como *drainback*.

2.1.4.4. Desaireador

El desaireador es un intercambiador de calor abierto, en el cual los flujos másicos se mezclan para en un único flujo másico de salida, como se observa en la figura 2.2. En este caso los flujos de entrada corresponden al vapor condensado, vapor de extracción de la turbina de presión intermedia y el *drainback* del calentador cerrado siguiente. La salida corresponde al nuevo fluido 'frío' que recorrerá los siguientes calentadores.

La función del desaireador es eliminar los gases disueltos y actuar como reserva de agua de alimentación. Dado que en el desaireador la presión del agua de alimentación se iguala a la del vapor de la extracción, y el vapor de la extracción está a menor presión que la presión final del agua de alimentación antes de entrar a la caldera, se necesitan una bomba de alimentación y una bomba de condensador. Así, el cambio de presión desde la presión del condensador hasta la presión de la caldera se produce en dos etapas.

2.1.4.5. Condensador

El condensador recoge el vapor de la turbina, como también el *drainback* del sistema de regeneración y los condensa gracias al intercambio de calor con agua refrigerante. El condensado es enviado a la bomba, y luego al sistema de regeneración como fluido frío.

En condiciones reales del condensador, la presión y temperatura de condensación bajarían ante una carga parcial menor a la de diseño. Esto se debe a que en general el flujo de agua refrigerante es constante, por lo tanto al disminuir el flujo de vapor que se condensa, disminuye la temperatura de salida del agua de refrigeración y, por lo tanto, también la temperatura del vapor condensado.

De esta forma, para modelar su funcionamiento se utiliza una relación lineal entre entre la temperatura del condensador y el $TFR = m/m_D$, dados dos puntos conocidos, como se muestra en la figura 2.14

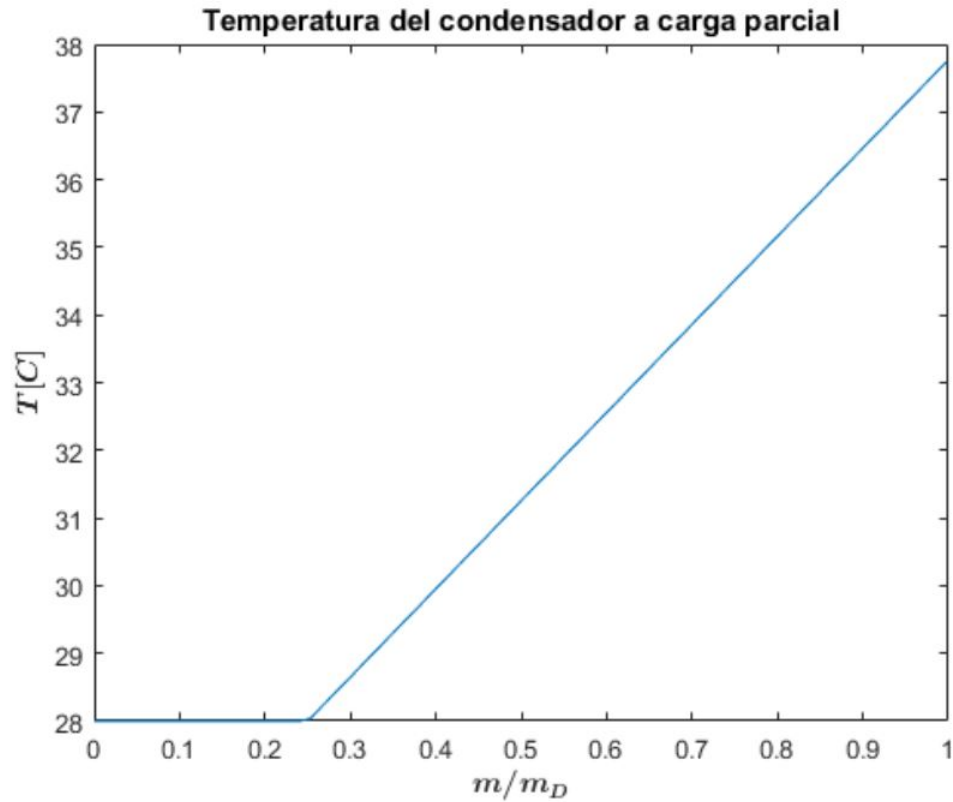


Figura 2.14: Temperatura del condensador a carga parcial [2].

2.1.5. Generador eléctrico

El generador eléctrico conectado a la turbina de vapor, convierte la energía mecánica de rotación, en energía eléctrica, de tal forma que se debe considerar su rendimiento η_{gen} de la siguiente forma:

$$\dot{E}_{gen} = \eta_{gen} \cdot \dot{W}_{tur} \quad (2.1)$$

Donde:

- \dot{E}_{gen} : es la potencia eléctrica generada.
- \dot{W}_{tur} : es el trabajo mecánico de la turbina.

El rendimiento de cada generador depende del modelo utilizado y es determinado por una curva de rendimiento en función de la potencia producida. Para el caso de cerro dominador se usa un generador Brush BDAX 9-450ERH por un factor de potencia de 0.95 [8]. Su curva de rendimiento se observa en la figura 2.15

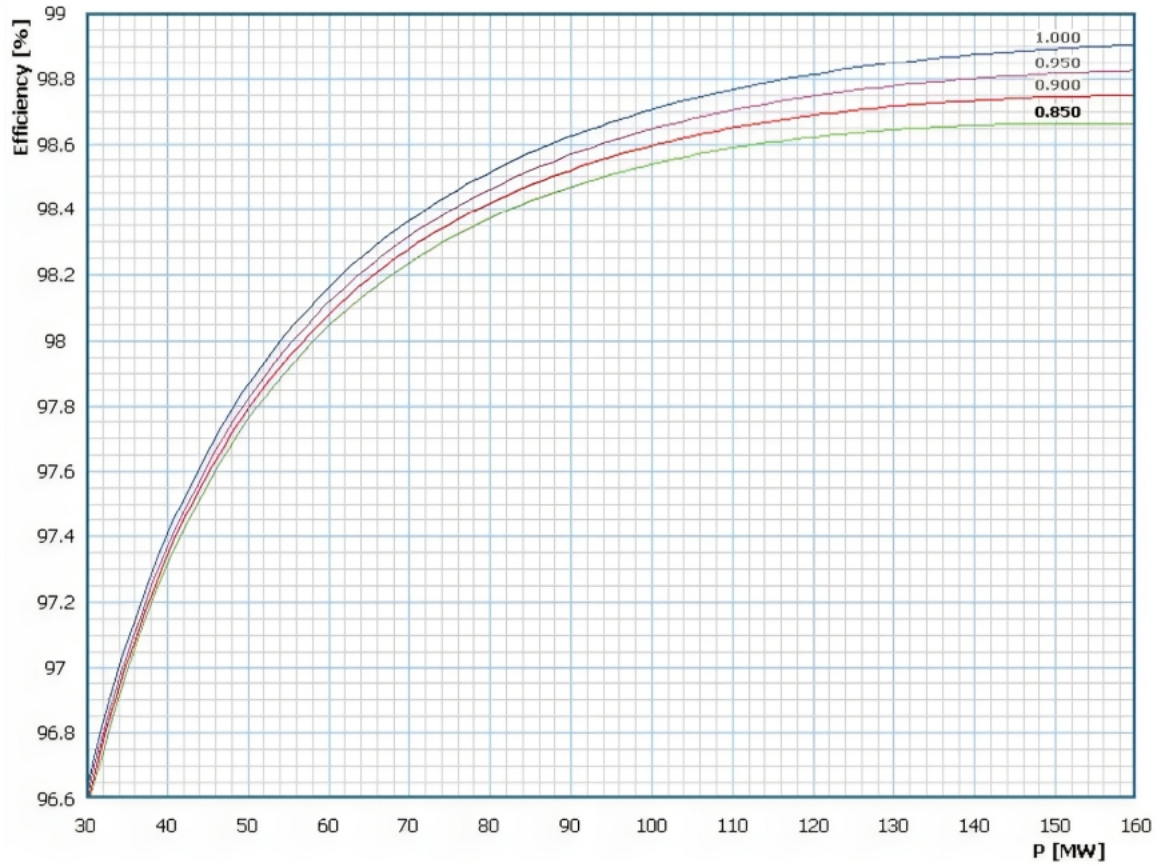


Figura 2.15: Rendimiento generador eléctrico [8].

2.1.6. Servicios Auxiliares

Los servicios auxiliares representan un gasto energético que debe tomarse en cuenta al momento de calcular la potencia neta producida por la planta. Por un lado, se deben considerar las bombas y ventiladores de mayor tamaño (bomba del condensador y desaireador), cuyo gasto energético es proporcional a lo generado por el ciclo de potencia. Por otro lado, se deben considerar las pequeñas bombas, compresores, ventiladores, suministro de agua y lubricantes, entre otros, cuyo gasto energético no es proporcional a lo producido por la planta y representan una pequeña fracción.

En la figura 2.16 se observa el gasto de servicios auxiliares de la planta "Solar 100", clasificados según cada subsistema:

PLANT AUXILIARY POWER REQUIREMENTS¹
ESTIMATED FOR THE SOLAR 100 PLANT

System	110 MW _e gross guarantee point	Average value used during operation	Overnight and short shutdown	Extended shutdown
Field				
Normal tracking	342 ²	342 ²	0	0
Unstow/stow (kWh/day)	(262)	(262)	0	0
Receiver				
Pumps	3306	1760	0	0
Trace heating	0	0	75 (wings ³) 1000 (cavity ³)	0
Steam Generator				
Pumps	1091	1091	0	0
Trace heating	0	0	117 ¹	0
Turbine Generator Pumps				
Feedwater	2040	2040	0	0
Hot well	124	124	0	0
Circ. water	1021	1021	0	0
Cond. vac	51	51	51	0
Cool twr make-up	38	38	0	0
Circ. boost	61	61	50	0
Equip. cooling	20	20	30	0
Cooling Tower Fans	398	398	0	0
BOP Misc. Equip.				
Air comp	29	29	29	29
Trac heating	0	0	433 ³	50
HVAC	607	303	303	303
Lighting	50	50	300	50 and 300
Misc.	100	100	200	100
Plant Control	110	110	110	110
Total Auxiliary Power Requirements	9388	7538	2698 (max)	892 (max)

¹ All values are given in kW_e unless otherwise noted

² Includes heliostat controller (HCs) and all other control electronics in plant control

³ Intermittent use

Figura 2.16: Servicios Auxiliares de planta 110[MW_e] [7].

2.2. System Advisor Model para la simulación de termosolar de torre central con sales fundidas

System Advisor Model (SAM) es un software gratuito desarrollado por National Renewable Energy Laboratory (NREL) que predice producciones energéticas horarias para sistemas que utilizan fuentes renovables. Las tecnologías representadas en SAM incluyen: sistemas fotovoltaicos (Paneles planos y de concentración), termosolares (Colectores parabólicos, torres centrales, Frensel lineal, disco Stirling), calentamiento de agua con energía solar, sistemas eólicos, térmicos y biomasa. Los modelos son relativamente rápidos computacionalmente, a través de una serie de submodelos que son ejecutados en secuencia para calcular resultados en función de datos climáticos y parámetros del sistema. De esta forma, las soluciones numéricas iterativas para cada paso de tiempo deben converger, respetando las conservación de energía y masa en los subsistemas [1].

2.3. Modelización de ciclos Rankine mediante el método de Spencer, Cotton y Cannon

Al momento de modelar el funcionamiento de una turbina de vapor, es necesario considerar su funcionamiento en cargas parciales, es decir, cuando no está funcionando en condiciones de diseño, sino a una tasa menor o mayor. Esto tiene relación con los cambios dinámicos en la planta, como lo es el arranque, la detención o cambios en la radiación solar por nubosidad, que se relaciona con el estudio dinámico de la planta. Por lo tanto, en el programa desarrollado por Pérez [2], para cuantificar la carga parcial se define en la ecuación 2.2 el indicador TFR (Throttle Flow Ratio) como el cociente entre el flujo másico de vapor a la entrada de la turbina $\dot{m}_{cargaparcial}$ y el flujo másico de vapor de alta presión en condiciones de diseño $\dot{m}_{diseño}$.

$$TFR = \frac{\dot{m}_{cargaparcial}}{\dot{m}_{diseño}} \quad (2.2)$$

El método de Spencer, Cotton y Cannon consiste en utilizar una serie de curvas, obtenidas de forma empírica, que determinan la variación del rendimiento isentrópico al cambiar parámetros de operación.

El método de cálculo consiste en multiplicar de forma sucesiva los valores obtenidos con las curvas al rendimiento isentrópico base de la turbina, de acuerdo a la ecuación 2.3:

$$\eta_{isen} = \eta_{isen,base}(1 + \Delta\eta\%/100) \quad (2.3)$$

Donde:

- η_{isen} es el rendimiento isentrópico de la etapa.
- $\eta_{isen,base}$ es el rendimiento isentrópico base o propio de la turbina.
- $\Delta\eta\%$ es la corrección o desviación porcentual obtenida de la curva.

La metodología presentada por Spencer, Cotton y Cannon [9] es aplicable a distintos tipos de turbina de vapor. En la figura 2.17 se puede observar una tabla resumen para todos los tipos de etapas y sus correcciones correspondientes:

TABLE I
EFFICIENCY CALCULATION PROCEDURES
(All corrections are in percent)

TURBINE TYPE	NON-REHEAT	HIGH-PRESSURE SECTIONS		INTERMEDIATE-PRESSURE SECTIONS	REHEAT SECTIONS		
	3600-rpm Condensing 2-row Governing Stage	3600-rpm Noncondensing 1-row Governing Stage	3600-rpm Noncondensing 2-row Governing Stage	3600-rpm Noncondensing Without Governing Stage	3600-rpm Condensing Without Governing Stage	3600/1800-rpm Condensing Without Governing Stage	1800-rpm Condensing Without Governing Stage
Base Efficiency	89.48	87.00	84.00	Fig. 13	91.93	91.93	92.95
Efficiency Correction for Volume Flow	$\frac{430,260_N}{Q_v}$ Poorer	$\frac{1,005,200_N}{Q_v}$ Poorer	$\frac{1,350,000_N}{Q_v}$ Poorer		$\frac{1,270,000_N}{Q_v}$ Poorer	$\frac{1,270,000_N}{Q_v}$ Poorer	$\frac{1,270,000_N}{Q_v}$ Poorer
Efficiency Correction for Governing Stage	Fig. 2	Fig. 7					
Efficiency Correction for Pressure Ratio		Fig. 6	Fig. 10				
Efficiency Correction for Initial Conditions	Fig. 14				Fig. 14	Fig. 14	Fig. 14
Efficiency Correction for Governing Stage at Part Load	Fig. 4	Fig. 8					
Efficiency Correction for Part Load	Fig. 3	Fig. 9	Fig. 11				
Efficiency Correction for Substitution of 1800-rpm, Low-pressure Section						$1.25 \left(\frac{AE_{1800}}{AE_{\text{rht. sect. } 1.5 \text{ in.}}} \right)$ Better	
Efficiency Correction for Mean-of-Loops (Optional)	Fig. 5	Fig. 12	Fig. 12				

Figura 2.17: Pasos para el cálculo de correcciones para distintos tipos de turbina [9].

Como se observa en la figura 2.17 con respecto a las filas, en primer lugar, se menciona el rendimiento base de la turbina, y luego se mencionan los diferentes tipos de correcciones a realizar: sobre el flujo de volumen (caudal), 'Governing Stage' (control de presión constante), razón de presión, condiciones iniciales, etc.

Con respecto a la columnas, se encuentran los tipos de turbinas. Dado el diseño de Cerro Dominador donde las tres etapas hacen girar un mismo eje a 3000rpm nominal [8], corresponden así las clasificaciones de 'High-pressure sections' y 'reheat sections' (etapa de presión intermedia y baja). En la sección de alta presión se trabaja con el tipo '3600-rpm Noncondensing 1-row Governing Stage', y en la sección de recalentamiento se utiliza la misma clasificación. 'Governing stage' corresponde a un tipo de control de presión constante en la turbina. Sin embargo, para centrales termosolares, el control de presión más común es el de presión deslizante. Como se señala en el trabajo de Pérez [2], para adaptar el control de pre-

sión deslizando, se omite la corrección sobre eficiencia sobre la razón de presión en condiciones de diseño.

2.3.1. Validación del modelo

Con el fin de validar los resultados del trabajo realizado por Pérez [2] se ha comparado con un estudio realizado por Charcategui et al. [10]. Este último utiliza igualmente el método de Spencer, Cotton y Cannon para evaluar el rendimiento de una central térmica de 565[MW] que cuenta con siete calentadores cerrados.

Para la validación, se compararon las propiedades del flujo en distintos puntos del ciclo Rankine de la planta, mostrados en la figura 2.18. Las propiedades a comparar son:

- M: Flujo másico, en [ton/h].
- P: Presión, en [bar].
- T: Temperatura, en [°C].

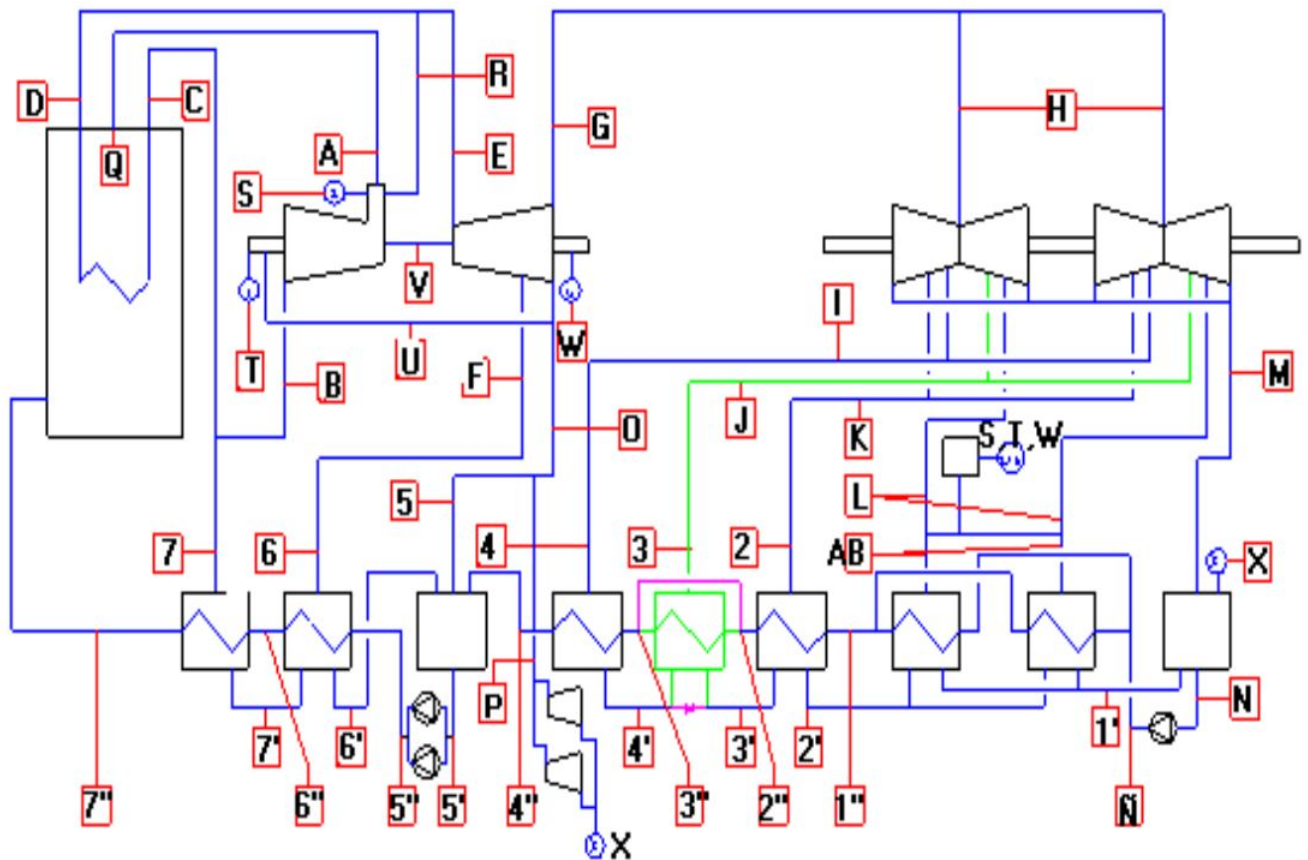


Figura 2.18: *Layout* de referencia planta 565[MW].

De esta forma en la tabla 2.2 se muestran las diferencias porcentuales entre los resultados obtenidos por el trabajo realizado por Pérez y Charcategui et al. Las diferencias se clasifican según la carga de vapor en la turbina, es decir, 100 %, 75 %, 50 % y 33 %.

Tabla 2.2: Variación porcentual respecto a los valores obtenidos por Chacartegui et al.

Parámetro	Prop.	100 %	75 %	50 %	33 %
Entrada a turbina de alta (A)	M	1.00 %	1.00 %	0.96 %	0.94 %
	P	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %
	T	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %
Entrada a turbina de media (E)	M	2.50 %	3.48 %	4.91 %	6.62 %
	P	0.00 %	1.46 %	2.83 %	4.06 %
	T	-0.20 %	-0.24 %	-0.26 %	-0.21 %
Entrada a turbina de baja (H)	M	2.89 %	3.64 %	4.60 %	5.35 %
	P	0.00 %	2.93 %	5.79 %	8.40 %
	T	-3.91 %	-3.82 %	-3.65 %	-3.52 %
Escape de turbina de baja (M)	M	1.78 %	1.49 %	1.59 %	1.80 %
	P	-0.03 %	-0.03 %	-0.03 %	-0.03 %
	T	-	-	-	-
FWH 1(AB)	M	-13.94 %	-8.09 %	-0.54 %	7.84 %
	P	0.00 %	3.12 %	8.27 %	3.03 %
	T	-	-	-	-
FWH 2 (2)	M	22.02 %	22.12 %	24.86 %	31.06 %
	P	0.00 %	3.26 %	4.77 %	8.02 %
	T	0.88 %	1.67 %	-4.33 %	-19.52 %
FWH % (3)	M	2.96 %	5.80 %	9.42 %	12.17 %
	P	0.00 %	2.72 %	7.09 %	11.22 %
	T	-11.00 %	-11.14 %	-11.19 %	-11.38 %
FWH 4 (4)	M	9.88 %	15.63 %	22.03 %	26.39 %
	P	0.00 %	2.78 %	6.42 %	9.71 %
	T	-5.89 %	-5.82 %	-5.67 %	-5.55 %
Desaireador (5)	M	4.48 %	-4.90 %	-9.51 %	-3.16 %
	P	0.00 %	2.49 %	5.79 %	8.40 %
	T	-3.91 %	-3.82 %	-3.65 %	-3.52 %
FWH 5 (6)	M	-12.71 %	-6.66 %	-6.03 %	-11.98 %
	P	0.00 %	1.71 %	4.00 %	6.19 %
	T	-1.72 %	-1.76 %	-1.75 %	-1.64 %
FWH 6 (7)	M	4.37 %	-1.51 %	-8.17 %	-11.60 %
	P	-0.02 %	1.37 %	3.02 %	4.36 %
	T	-0.84 %	-0.09 %	0.05 %	-0.68 %

De acuerdo a la tabla 2.2 se observa que las diferencias con el método de Chacartegui et al. son pequeñas, presentando mayores diferencias en cargas bajas en el tren de calentadores, debido las diferencias en su modelización.

Capítulo 3

Metodología

3.1. General

A continuación, en la figura 3.1 se define la metodología a aplicar para cumplir con cada uno de los objetivos específicos:

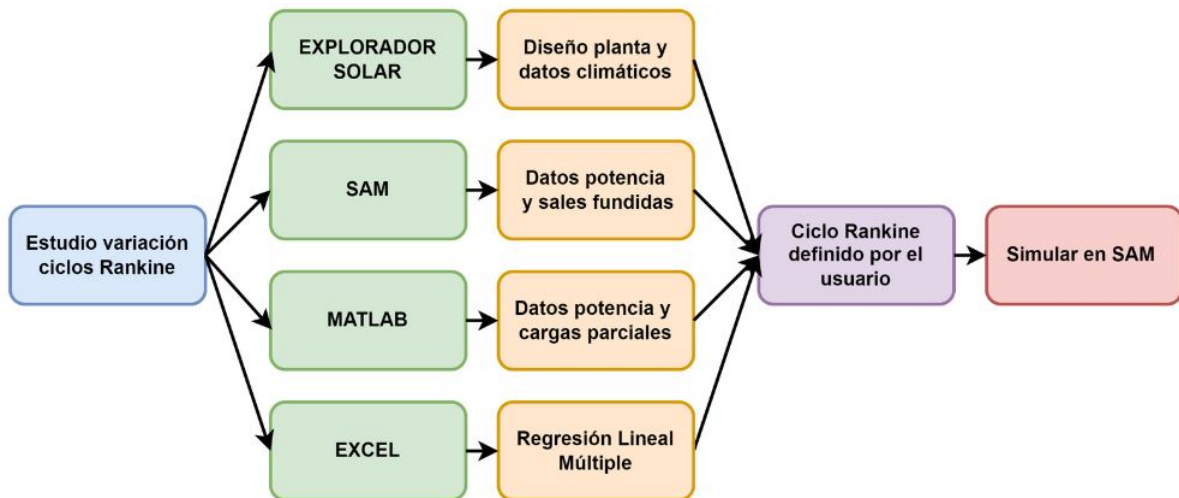


Figura 3.1: Diagrama sobre metodología aplicada.

Para obtener un ciclo Rankine definido por el usuario y poder simularlo en SAM, se deben realizar cuatro importantes pasos: (1) obtener los datos climáticos en el Explorador Solar, (2) simular los datos climáticos en SAM con el ciclo Rankine por defecto del software, (3) simular en MATLAB las diferentes configuraciones del ciclo Rankine en cargas parciales y (4) realizar en Excel una regresión lineal múltiple para unificar los obtenidos en SAM y MATLAB y de esta forma obtener el ciclo definido por el usuario.

3.2. Definición de datos climáticos

Para la definición de datos climáticos se realizaron los siguientes pasos:

- Copiar datos climáticos del Explorador Solar de la estación meteorológica más cercana a Cerro Dominador, es decir, la estación Crucero II.

- Pegar los datos en un archivo *.txt* y abrirlos desde un archivo *.csv*. Luego separar el texto en columnas con respecto a las tabulaciones, comas y espacios. Guardar.
- Filtrar los datos para un año que contenga todas las mediciones cada 10[*min*], en otras palabras, el año que tenga 52560 mediciones.
- Adaptar el formato del archivo a lo solicitado por SAM en 'SAM CSV Format for Solar' [11], es decir, las columnas, filas y encabezados deben tener el formato correcto.
- Abrir SAM y cargar los datos en la sección 'Location and Resource'.

En la figura 3.2 se observa el formato final de los datos en un archivo *.csv*.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Source	Location ID	City	State	Country	Latitude	Longitude	Time Zone	Elevation				
2	Explorador S	859991	Cerro Crucero			-22.27	-69.57	-4	1183				
3	Year	Month	Day	Hour	Minute	GHI	DNI	DHI	Tdry	RH	Pres	Wspd	Wdir
4	2018	1	1	0	0	0	0.1	0	12.61	76.6	886	5.25	14.49
5	2018	1	1	0	10	0	0.1	0	12.47	76.9	886	5.36	14.7
6	2018	1	1	0	20	0	0	0	12.3	77.7	886	5.92	5.49
7	2018	1	1	0	30	0	0	0	12.13	78.5	886	5.9	2.6
8	2018	1	1	0	40	0	0.1	0	11.93	79.3	886	5.77	1.98
9	2018	1	1	0	50	0	0	0	11.79	79.7	886	5.29	1.53
10	2018	1	1	1	0	0	0	0	11.65	79.7	886	4.48	0.63
11	2018	1	1	1	10	0	0	0	11.48	80	886	4.61	353.3
12	2018	1	1	1	20	0	0	0	11.36	80.4	886	5.15	344.7

Figura 3.2: Extracto datos medidos por estación Crucero II, año 2018.

3.3. Simulación en SAM con ciclo Rankine interno

Luego de haber obtenido los datos climáticos y cargarlos en SAM, se deben completar los siguientes apartados en SAM:

3.3.1. Diseño de sistema

En la figura 3.3, se observa que se han definido '*Design Point DNI*' y '*Design turbine gross output*'. El primer parámetro corresponde al valor de diseño para la radiación normal directa, representa la DNI a la que la planta debe funcionar en condiciones de diseño e influye en la cantidad de heliostatos que tendrá la planta, es decir, al aumentar su valor, se necesitan menos heliostatos para lograr la condición de referencia. El segundo parámetro corresponde a la producción neta de la planta, que en este caso es 110[MW] basados en Cerro Dominador.

Design Point Parameters
 The design point parameters determine the nominal ratings of each part of the power tower system. After specifying the design point parameters here, you can specify details of each component of the system on the Heliostat Field, Tower and Receiver, Thermal Storage, and Power Cycle input pages.

-Heliostat Field-		-Power Cycle-	
Design point DNI	802.7 W/m ²	Design turbine gross output	110 MWe
Solar multiple	2.4	Estimated net output at design (nameplate)	95.96 MWe
Receiver thermal power	640.78 MWt	Cycle thermal efficiency	0.412
-Tower and Receiver-		Cycle thermal power	
HTF hot temperature	565 °C		266.99 MWt
HTF cold temperature	290 °C		
-Thermal Storage-			
Full load hours of storage	10 hours		
Solar field hours of storage	4.17 hours		
-Electric HTF Heater-			
Enable electric heater to charge cold HTF	<input type="checkbox"/>		
Heater multiple	1.000		
Heater thermal power	0.00 MWt		
Heater hours of storage	0.000 hours		

Figura 3.3: Configuraciones en la sección sobre diseño de sistema.

3.3.2. Campo de Heliostatos

En la figura 3.4 se observa el campo de heliostatos, basados en la altura de la torre y la DNI de diseño. De tal forma que el número de heliostatos coincide con el caso de Cerro Dominador (10600).

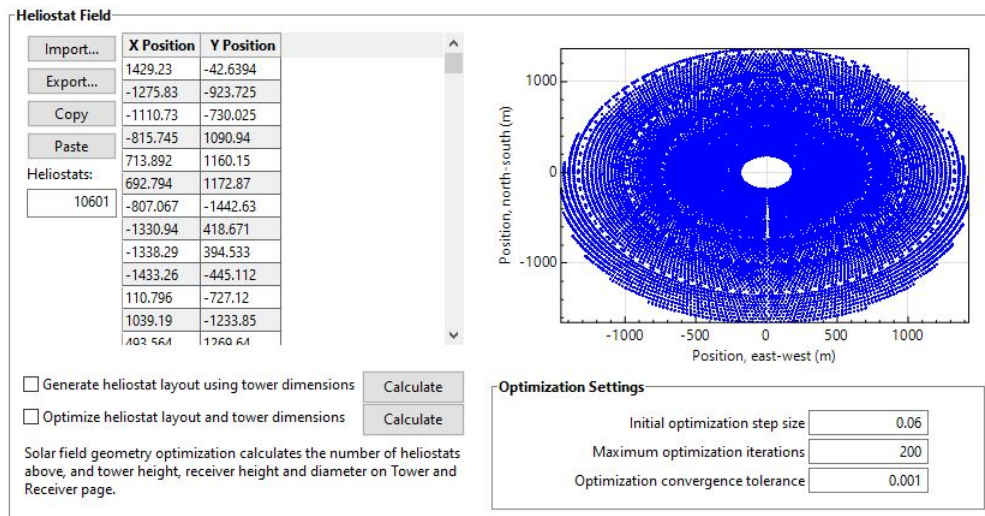


Figura 3.4: Configuraciones en la sección sobre campo de heliostatos.

3.3.3. Torre y receptor

En la figura 3.5 se observa la definición del fluido caloportador, es decir, sales fundidas con una composición de 60% $NaNO_3$ y 40% KNO_3 . Como también la selección de la geometría del receptor y el patrón de flujo de las sales.

System Design Parameters	
Solar multiple	2.40
Receiver thermal power	640.8 MWe
HTF hot temperature	565.0 °C
HTF cold temperature	290.0 °C
Receiver Material and Heat Transfer Properties	
Material type	Stainless AISI316
Tube outer diameter	40 mm
Tube wall thickness	1.25 mm
Coating emittance	0.88
Coating absorptance	0.94
Heat loss factor	1
Piping Losses	
Piping heat loss coefficient	2 Wt/m ² -K
Piping length constant	0 m
Piping length multiplier	2.6
Piping length	655.2 m
Total piping loss	1,010.0 kWt
Design Performance Metrics	
Estimated design thermal efficiency	94.9 %
Design HTF pump power due to tower height	4.521 MWe
Design HTF pump power due to receiver	4.780 MWe
Design total HTF pump power	9.301 MWe
Heat Transfer Fluid (HTF)	
HTF type	Salt (60% NaNO ₃ 40% KNO ₃)
Property table for user-defined HTF	Edit...
Receiver Flux Modeling Parameters	
Maximum receiver flux	1000 kWt/m ²
Estimated receiver heat loss	30.0 kWt/m ²
Number of days in flux map lookup	8
Hourly frequency in flux map lookup	2 hours
Design and Operation	
Minimum receiver turndown fraction	0.25
Maximum receiver operation fraction	1.2
Receiver startup delay time	0.5 hr
Receiver startup delay energy fraction	0.25
Receiver HTF pump efficiency	0.850
Design receiver mass flow rate	1,547.220 kg/s
Maximum flow rate to receiver	1856.66 kg/s
Design HTF velocity in receiver tube	5.861 m/s
Tower and Receiver Dimensions	
Solar field geometry optimization on the Heliostat Field page calculates new values for tower height, receiver height, and receiver diameter.	
Tower height	252 m

MSPT Receiver External ▾

External Receiver	
Receiver height	20.46 m
Receiver diameter	16.92 m
Number of panels	20
Flow pattern	1

Figura 3.5: Configuraciones en la sección sobre torre y el receptor.

3.3.4. Ciclo de potencia

En la figura 3.6 se selecciona el ciclo Rankine interno de SAM, junto con la determinación del condensador (enfriado por aire) y el control presión en la turbina (presión deslizante) [8].

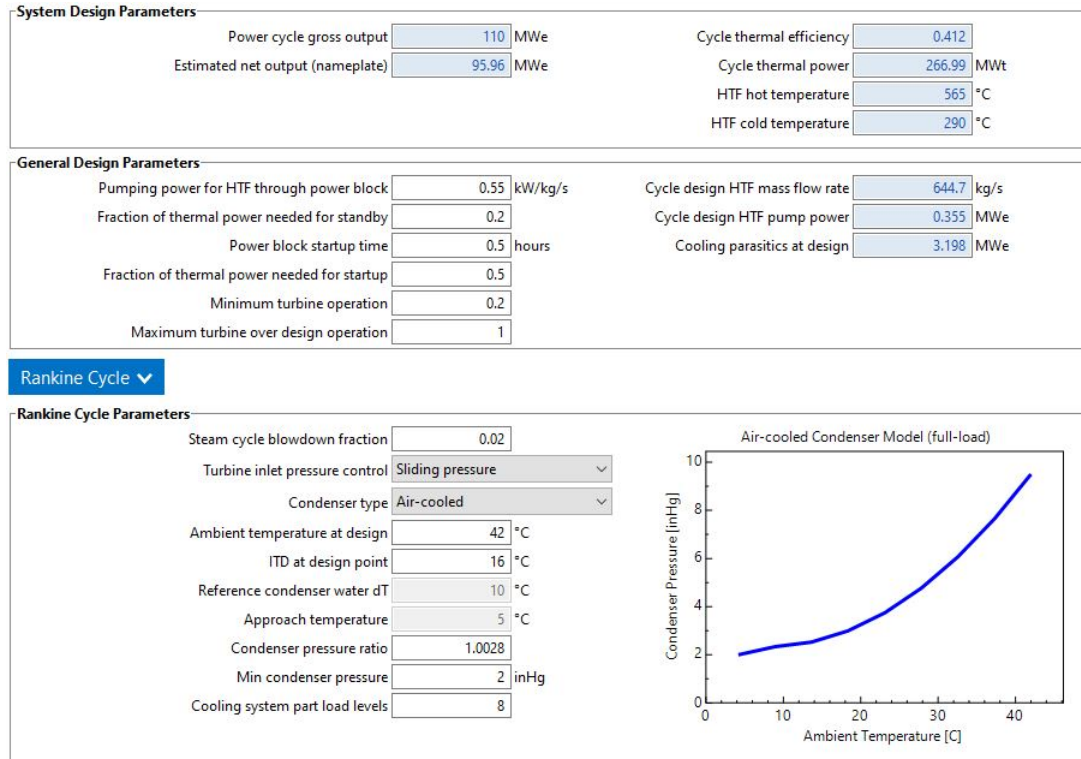


Figura 3.6: Configuraciones en la sección sobre ciclo de potencia.

El resto de secciones relacionadas al calentador de fluido caloportador, almacenamiento térmico, control de sistema, límites de red y análisis económico no han sido modificadas.

De esta forma es posible simular el diseño de una planta termosolar con un ciclo Rankine que trae por defecto el software SAM. Este ciclo se caracteriza por tener dos sistemas de regeneración, un precalentado, caldera y sobrecalentador, como se había visto en la figura 2.10.

3.3.5. Parámetros importantes obtenidos de la simulación

Al realizar la simulación de la termosolar con el ciclo Rankine por defecto, se extraen parámetros importantes para el tratamiento de datos y la modelación de diferentes ciclos Rankine, que aparecen en la interfaz de usuario antes de simular o bien en el apartado de series de tiempo (*Time Series*) después de simular:

- *Cycle design HTF mass flow rate*: flujo diseño para las sales fundidas. El el flujo necesario de sales fundidas que debe pasar por el generador de vapor, para producir la potencia neta de la planta.
- *Cycle Thermal Power*: potencia del ciclo térmico. Equivale a la potencia térmica que ingresa al ciclo Rankine, obtenida de las sales fundidas en el generador de vapor.
- *PC electrical power output*: potencia eléctrica producida en el generador.
- *Cycle Thermal Efficiency*: eficiencia térmica del ciclo. SAM define este parámetro como el cociente entre la potencia eléctrica bruta producida por la turbina y la potencia

del ciclo térmico [11]. Es útil para obtener el trabajo mecánico requerido por la turbina del ciclo Rankine considerando la ecuación 2.1 y la eficiencia del generador de la figura 2.11.

- Con respecto al funcionamiento del condensador y luego de simular se puede conocer el flujo másico de agua de enfriamiento y la potencia utilizada para el sistema de condensación.

3.4. Simulación en SAM con ciclo definido por el usuario

3.4.1. Ciclo de potencia definido por el usuario en SAM

Para simular diferentes diseños de ciclo Rankine en SAM es necesario usar la interfaz de 'User Defined Power Cycle' visto en la figura 3.7, la cual requiere conocer la potencia térmica que alimenta la caldera del ciclo Rankine y la potencia eléctrica producida por el mismo en función de tres parámetros. Los parámetros corresponden a la temperatura de las sales fundidas en la caldera, flujo de sales fundidas en la caldera (normalizado) y la temperatura ambiente. Los tres parámetros deben entregarse para su valor bajo, de diseño y alto.

The screenshot shows the 'User-Defined Power Cycle' configuration window in SAM. It is divided into two main sections:

User Defined Power Cycle Design Parameters

- Cooling system water usage: 2.1 kg/s
- Gross power consumed by cooling system: 2.8 %
- Gross power consumed by cooling system: 3.1 MWe

Performance as Function of HTF Temperature, HTF Mass Flow Rate and Ambient Temperature

Variable information calculated from power cycle data in table below:

Independent variables		
Low HTF temperature	500.0 °C	Low normalized HTF m
Design HTF temperature	565.0 °C	Design normalized HTF m
High HTF temperature	580.0 °C	High normalized HTF m
HTF parametric values	20	HTF m parametric values
		Ambient temperature parametric values
		Low ambient temperature
		Design ambient temperature
		High ambient temperature

Dependent variables at system design values of independent variables		
Normalized gross power	1.002	Normalized cooling power
Normalized heat input	1.001	Normalized water use
		1.000

Figura 3.7: interfaz de SAM para ciclo de potencia definido por el usuario.

3.4.2. Parámetros para la generación de tabla de ciclo definido por el usuario

Como se observa en la figura 3.7 se deben definir los valores de temperatura de sales fundidas, flujo másico normalizado y temperatura ambiente en tres puntos: bajo, diseño y alto. Por lo tanto, dado los tres valores para la temperatura de las sales fundidas (500, 565 y 580°C) se estimó el valor correspondiente de las sales fundidas y temperatura ambiente a partir del resultado de la simulación con ciclo Rankine interno de SAM. Dado lo anterior, se genera una tabla con 180 combinaciones diferentes para los valores mostrados.

Las diferentes combinaciones de valores deben seguir el patrón mostrado en la figura 3.8. Por ejemplo, para las primeras 60 combinaciones, se debe mantener el valor de temperatura ambiente constante, dentro de esas combinaciones las 20 primeras serán con el flujo másico bajo constante, las 20 siguientes tendrán de flujo másico de diseño constante y las 20 últimas tendrán flujo másico alto contante. Mientras que durante esas 60 combinaciones el valor de la temperatura de las sales debe variar desde su valor bajo hasta su valor alto. Este proceso se hace turnando las 3 variables, es decir 3 veces, completando así las 180 combinaciones.

Parametric Analysis #	Number of Simulations	Custom Model Inputs		
		HTF Hot Temp	HTF Mass Flow Rate	Ambient Temperature
1	$N_{T_{HTF,hot}}$	$T_{HTF,hot}^i$ <i>for</i> $i = 1..N_{T_{HTF,hot}}$	\bar{m}^-	T_{amb}^s
\bar{m}^s				
\bar{m}^+				
4	$N_{\bar{m}}$	$T_{HTF,hot}^s$	\bar{m}^i <i>for</i> $i = 1..N_{\bar{m}}$	T_{amb}^-
5				T_{amb}^s
6				T_{amb}^+
7	$N_{T_{HTF,amb}}$	$T_{HTF,hot}^-$	\bar{m}^s	T_{amb}^i <i>for</i> $i = 1..N_{T_{amb}}$
8		$T_{HTF,hot}^s$		
9		$T_{HTF,hot}^+$		

Figura 3.8: Estructura para las diferentes combinaciones de valores en la tabla de ciclo definido por el usuario [11].

En la figura 3.9 se observa un extracto de las primeras 20 combinaciones:

HTF Temp.	HTF \bar{m}	Ambient Temp.	W cycle	Heat in	W cooling	\bar{m} wate
500	0.77	24.1	0.7555	0.7704	1	1
504.211	0.77	24.1	0.7575	0.7723	1	1
508.421	0.77	24.1	0.7596	0.7742	1	1
512.632	0.77	24.1	0.7616	0.7761	1	1
516.842	0.77	24.1	0.7636	0.778	1	1
521.053	0.77	24.1	0.7656	0.7799	1	1
525.263	0.77	24.1	0.7676	0.7818	1	1
529.474	0.77	24.1	0.7697	0.7837	1	1
533.684	0.77	24.1	0.7717	0.7856	1	1
537.895	0.77	24.1	0.7737	0.7875	1	1
542.105	0.77	24.1	0.7757	0.7894	1	1
546.316	0.77	24.1	0.7778	0.7913	1	1
550.526	0.77	24.1	0.7798	0.7932	1	1
554.737	0.77	24.1	0.7818	0.7951	1	1
558.947	0.77	24.1	0.7838	0.797	1	1
563.158	0.77	24.1	0.7859	0.7989	1	1
567.368	0.77	24.1	0.7879	0.8008	1	1
571.579	0.77	24.1	0.7899	0.8027	1	1
575.789	0.77	24.1	0.7919	0.8046	1	1
580	0.77	24.1	0.794	0.8065	1	1

Figura 3.9: Ejemplo de diferentes combinaciones de valores en la tabla de ciclo definido por el usuario.

Luego es necesario obtener datos del funcionamiento de diferentes configuraciones de ciclo Rankine de forma externa, para poder decir cuánto calor y trabajo necesita el ciclo para cada una de las combinaciones mencionadas anteriormente.

3.4.3. Configuraciones del ciclo Rankine en MATLAB

El trabajo presentado por Pérez [2] entrega una interfaz de usuario para aplicar el método de Spencer, Cotton y Cannon en MATLAB, donde se pueden configurar distintos diseños de Rankine, particularmente relacionados al número de calentadores abiertos.

En la figura 3.10 se observan configuraciones relacionadas a la etapa de la turbina, la potencia generada por el eje de la turbina, el generador de vapor, la geometría de los calentadores y el condensador.

The screenshot shows a 'Cycle configuration' window with the following sections and values:

- Turbine group**
 - High Pressure Turbine**
 - Turbine type: HP-1ROW
 - Leakage type: BB
 - Governing Stage Pitch Diameter [m]: 1.04
 - Nominal Inlet Pressure [bar]: 174.00
 - Nominal Exhaust Pressure [bar]: 47.37
 - Nominal Isentropic Performance [%]: 87.00
 - Throttle valve pressure loss [%]: 4.00
 - Intermediate and Low Pressure Turbine**
 - Turbine type: REHEAT-36
 - Leakage type: BB
 - Nominal Inlet Pressure [bar]: 45.00
 - Nominal Exhaust Pressure [bar]: 0.0558
 - Nominal Isentropic Performance [%]: 91.93
 - Exhaust Annulus Area [m²]: 23.01
 - Intercept valve pressure loss [%]: 2.00
 - Baumann factor (0 to disable): 0.00
- Pump performance**
 - Feedwater pump performance [%]: 88.00
 - Condenser pump performance [%]: 86.00
- Cycle shaft power**
 - Cycle generated shaft power [MW]: 120.18
- Steam generator**
 - Heater Temperature [°C]: 545.00
 - Reheater Temperature [°C]: 545.00
 - Heater Pres. Loss [%]: 10.00
 - ReHeater Pres. Loss [%]: 5.00
- FWH geometry**
 - Feedwater flow speed [m/s]: 3.00
 - Tube thermal conductivity [W/m²K]: 15.20
 - Tube external diameter [mm]: 19.05
 - Tube internal diameter [mm]: 15.00
 - Tube pitch distance [mm]: 24.00
 - Baffle distance for Desuperheater [mm]: 214.00
 - Baffle distance for Subcooler [mm]: 70.00
- Condenser**
 - Condenser Temperature [°C]: 35.00
 - Temperature at part load TFR [°C]: 28.00
 - Part load temperature TFR [%]: 25.00

Navigation buttons: < Back, Next >, Cancel

Figura 3.10: Configuraciones del ciclo Rankine en la interfaz de usuario desarrollado por Pérez [2].

- Configuración de turbinas: con respecto a los expuesto en la sección 2.3 se selecciona una turbina de alta potencia del tipo HP-1ROW y potencia intermedio REHEAT-36.
- Configuración del eje: se ingresa el valor de potencia producida por la turbina en condiciones de diseño visto en la sección 3.3.5, su valor es 120.18[MW].
- El resto de los valores no se modifican.

El siguiente paso de la interfaz de usuario es definir el diseño del ciclo Rankine, con respecto al número de calentadores, de esta forma es que se definen seis configuraciones diferentes a estudiar, mostradas en la figura 3.11. Por ejemplo, el caso 113 significa que existe 1 calentador en la turbina de alta potencia, 1 calentador en la turbina de potencia intermedia y 3 calentadores en la turbina de potencia baja.

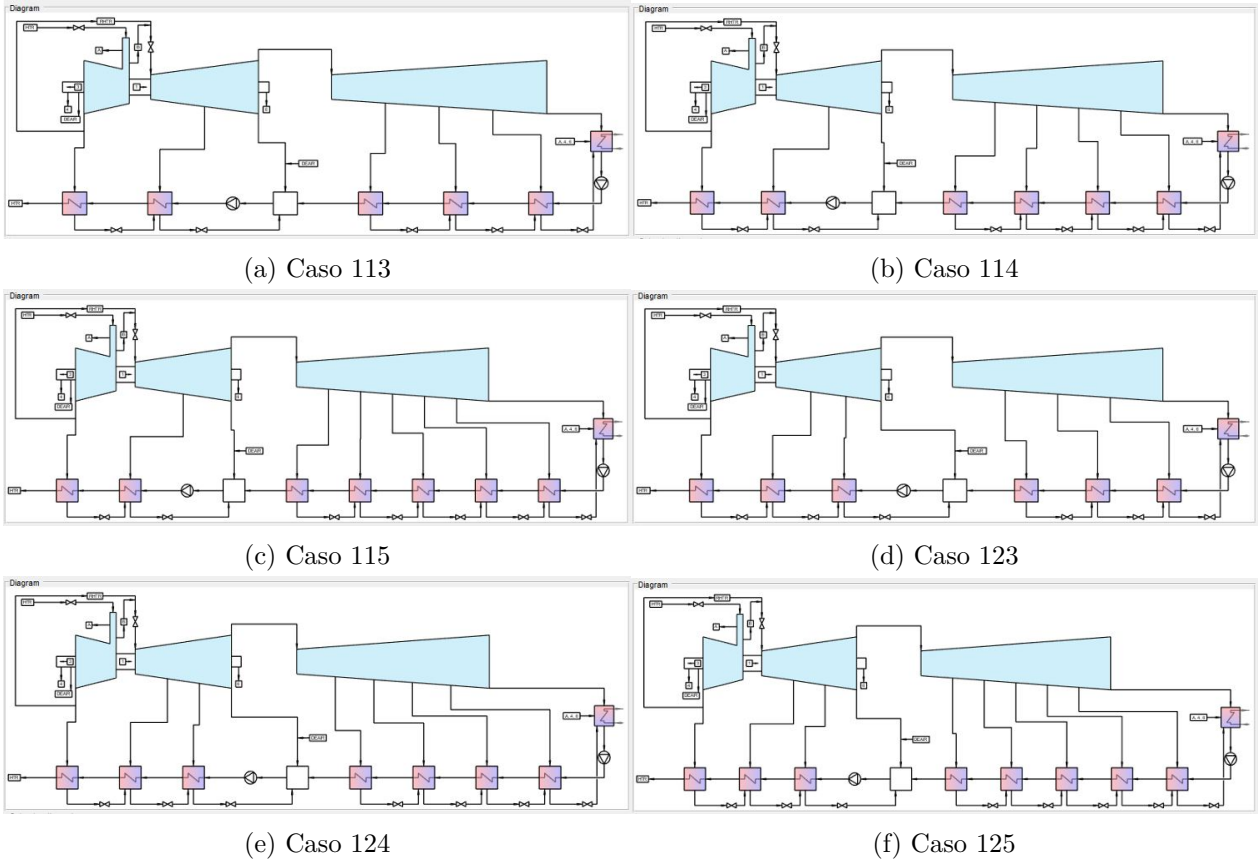


Figura 3.11: Configuraciones del ciclo Rankine.

3.4.4. Extracción de datos en simulaciones de MATLAB

A partir del trabajo desarrollado por Pérez [2], se requiere imprimir y guardar los valores de calor de entrada y trabajo generado para un rango de funcionamiento superior al de diseño. Para lograr lo mencionado, se hicieron las siguientes modificaciones a partes del código del programa:

Por un lado, en el archivo *cycle.m* se utilizó la función *fopen* para guardar en un archivo de texto los valores de calor de entrada en el generador de vapor $c.Q_{SG}$ y el trabajo mecánico producido por la turbina $c.W_{out}$. Adicionalmente se guardaron los valores del redimiendo del ciclo $c.n_{cycle}$ y el *heatrate* (inverso multiplicativo del rendimiento):

Código 3.1: *cycle.m*

```

1      % Calculate total cycle output power
2      c.W_out=c.W_out_tur-c.fw_pmp.W_pump-c.co_pmp.W_pump;
3
4      % Calculate cycle heat rate
5      % Heat transfered to steam in steam generator
6      if strcmp(c.mode_op,'sliding')
7          h_out=c.tur{1}.h_st(1);
8      else
9          h_out=h_pTx_97(c.EX_d(1,1)/10,c.T_HTR,-1);
10     end

```

```

11
12     c.Q_HTR=c.m_fw*(h_out-c.fwh{1}.h_Cout);
13
14     c.Q_RHTR=c.tur{2}.m_in*(c.tur{2}.h_st(1)-c.tur{1}.h_st(end));
15     c.Q_SG=c.Q_HTR + c.Q_RHTR;
16
17     c.n_cycle=c.W_out/c.Q_SG;
18     c.heatrate=1/c.n_cycle;
19
20     fid = fopen('G:\Mi unidad\Primavera 2023\Trabajo de Título\modRankineSCC-
↪ master\variables.txt', 'a'); % Open the file in write mode
21
22     fprintf(fid, '%f %f %f %f\n', c.heatrate, c.n_cycle, c.Q_SG, c.W_out);
23
24     fclose(fid); % Close the file

```

Por otro lado, en el archivo *cyclesolver.m*, se redefinió el flujo de vapor máximo que puede pasar por la turbina a un 120%, para así poder determinar la producción del ciclo en un valor por sobre el diseño:

Código 3.2: *cyclesolver.m*

```

1 % Loads to be calculated, defined as mass flow. Calculate from design load
2 % to 20% of nominal performance, in steps of -10kg/s
3 step=cy_conf.pl_TFR_step;
4 min_TFR=cy_conf.pl_TFR_min;
5 max_TFR_mass=cycle_1.m_HTR_d;
6 min_TFR_mass=max_TFR_mass*min_TFR;
7 step_mass=max_TFR_mass*step;
8
9 %mass=cycle_1.m_HTR_d:-step_mass:min_TFR_mass;
10
11 max_TFR_mass = cycle_1.m_HTR_d * 1.2; % Cambio de 1.0 (100%) a 1.2 (120%)
12 mass = max_TFR_mass:-step_mass:min_TFR_mass;

```

3.4.5. Regresión Lineal Múltiple entre datos de sales fundidas y potencia

Para poder completar la tabla para cada uno de los diferentes ciclos definidos por el usuario, se realiza una regresión lineal múltiple a lo largo de un día cualquiera para relacionar los tres parámetros de sales fundidas (temperatura de entrada, flujo másico normalizado y temperatura ambiente) con el calor de entrada al ciclo Rankine en el generador de vapor. Este calor es diferente para cada configuración del ciclo, de acuerdo a lo simulado y obtenido en MATLAB. Es así como se realiza una regresión para cada caso, es decir, seis en total.

Para realizar la regresión lineal múltiple se deben realizar lo siguientes pasos en Excel:

- En la pestaña 'Datos' ir a 'Análisis de datos'.
- Utilizar la función de 'Regresión'.

- El 'Rango Y de entrada' corresponde a la columna de calor de entrada en el generador de vapor.
- El 'Rango X de entrada' corresponde a las columnas de temperatura de entrada, flujo másico normalizado y temperatura ambiente.
- Aceptar la operación. Esto entregará los coeficientes de la regresión lineal múltiple, como también los coeficientes de correlación múltiple y R^2 ajustado.

Los resultados de la regresión lineal múltiple se pueden observar en las tablas del anexo B.1 y B.2, donde se observan coeficientes de correlación múltiple y R^2 ajustado sobre el 99.99 % en todos los casos.

Capítulo 4

Resultados y discusión

Los resultados obtenidos en las simulaciones de SAM abarcan todo el año 2018. Debido a que el presente trabajo trata sobre el estudio transiente, al realizar comparaciones se deben escoger un día despejado y otro donde exista una clara disminución en la radiación incidente en el receptor de la torre debido al paso de una nube. Adicionalmente se debe tener en consideración una comparación entre un día de invierno y verano. De esta forma, al observar los datos se escogen los días 27 al 28 de junio y 9 al 10 de enero, como se observa en las figuras 4.1 y 4.2. En las figuras mencionadas anteriormente, se grafican junto a la radiación incidente, la potencia eléctrica generada en el ciclo Rankine y la potencia neta enviada a la red obtenidas en la simulación de SAM para el caso base, es decir, utilizando el ciclo Rankine propio del software, con la finalidad de ver el efecto del cambio en la radiación en la potencia eléctrica generada.

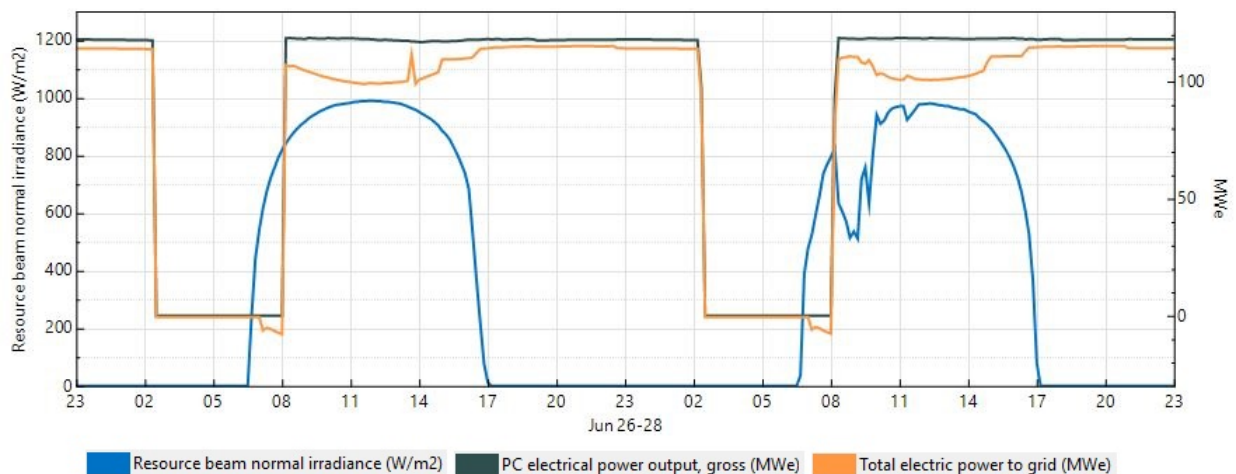


Figura 4.1: Invierno en los días 27 al 28 de junio del 2018 en la estación Crucero II. El primero corresponde a un día despejado y el segundo a uno con nubosidad.

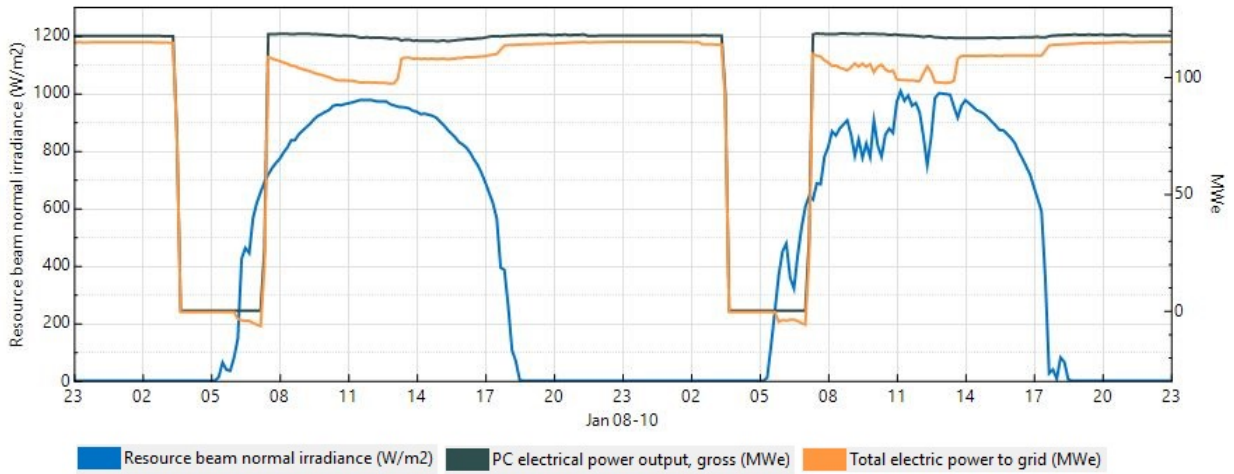


Figura 4.2: Verano en los días 9 al 10 de enero del 2018 en la estación Crucero II. El primero corresponde a un día despejado y el segundo a uno con nubosidad.

Como se observan en las figuras 4.1 y 4.2, al disminuir la radiación incidente, la potencia generada en el ciclo Rankine no se ve mayormente afectada, gracias al sistema de control en el almacenamiento de sales fundidas. También se observa que la potencia neta generada es menor a la potencia generada en el ciclo Rankine, esto debido al consumo de los diferentes sistema auxiliares existentes en la planta. Adicionalmente, al comparar la potencia neta entre el día despejado y con nubosidad se observa que es mayor en los momentos de nubosidad, esto se explica por el consumo de energía en los sistemas auxiliares (bombas y ventiladores) ya que al disminuir la irradiancia sobre el campo de heliostatos, se activa el sistema de control que disminuye la velocidad de flujo de las sales fundidas, para que puedan absorber o ceder (según corresponda) la mayor cantidad de calor posible, esta ralentización disminuye el consumo eléctrico de la planta. Considerando que la potencia neta a la red es la potencia generada en el ciclo Rankine menos el consumo de servicios auxiliares, esto implica un ligero aumento en la potencia neta inyectada a la red.

4.1. Potencia térmica de entregada al ciclo Rankine

4.1.1. Días de invierno

En la figura 4.3 se muestra la potencia térmica entregada al ciclo Rankine durante los días 27 y 28 de junio 2018. En las subfiguras (a) y (b) se muestra para el día completo. En las subfiguras (c) y (d) se presenta un acercamiento a las imágenes anteriores para el periodo de arranque de la planta.

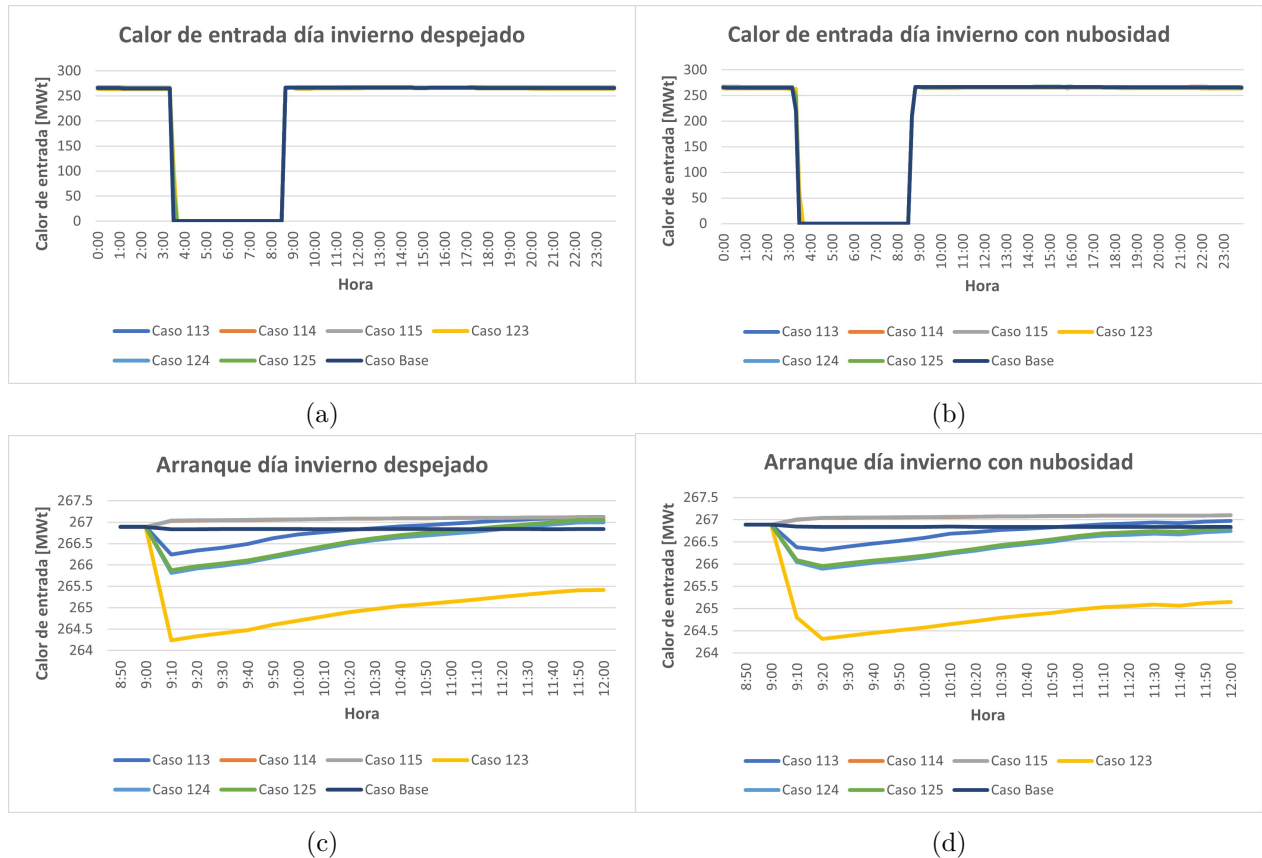


Figura 4.3: Potencia térmica de entregada al ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018.

Por lo tanto, a partir la figura 4.3 se infiere lo siguiente:

- En las subfiguras (a) y (b) el calor que ingresa al generador de vapor entre las diferentes configuraciones de ciclos Rankine es prácticamente el mismo en todos los casos.
- Comparando (a) y (b) se observa que el sistema de control responde bien a la disminución de radiación y termina entregado la misma cantidad de calor al sistema.
- En las subfiguras (c) y (d) se aprecia la diferencia en el calor entregado durante el arranque. Al ordenar las diferentes configuraciones de forma, resulta: 123, 124-125, 113 y 114-115. En esta situación es mejor la configuración que menos calor necesite, para así aumentar la eficiencia, es decir, el caso 123.

- Si bien en orden es igual en los casos de (c) y (d), el calor de entrada llegó al valor de diseño más rápido en el caso de día despejado (c) que en el de día con nubosidad (d). Por lo tanto, si bien existe un sistema de control que protege bien al ciclo de potencia de disminuciones en la radiación, se aprecian de igual manera sus efectos en el calor que ingresa al ciclo.

4.1.2. Días de verano

En la figura 4.4 se muestra la potencia térmica entregada al ciclo Rankine durante los días 9 y 10 de enero 2018. En las subfiguras (a) y (b) se muestra para el día completo. En las subfiguras (c) y (d) se presenta un acercamiento a las imágenes anteriores para el periodo de arranque de la planta.

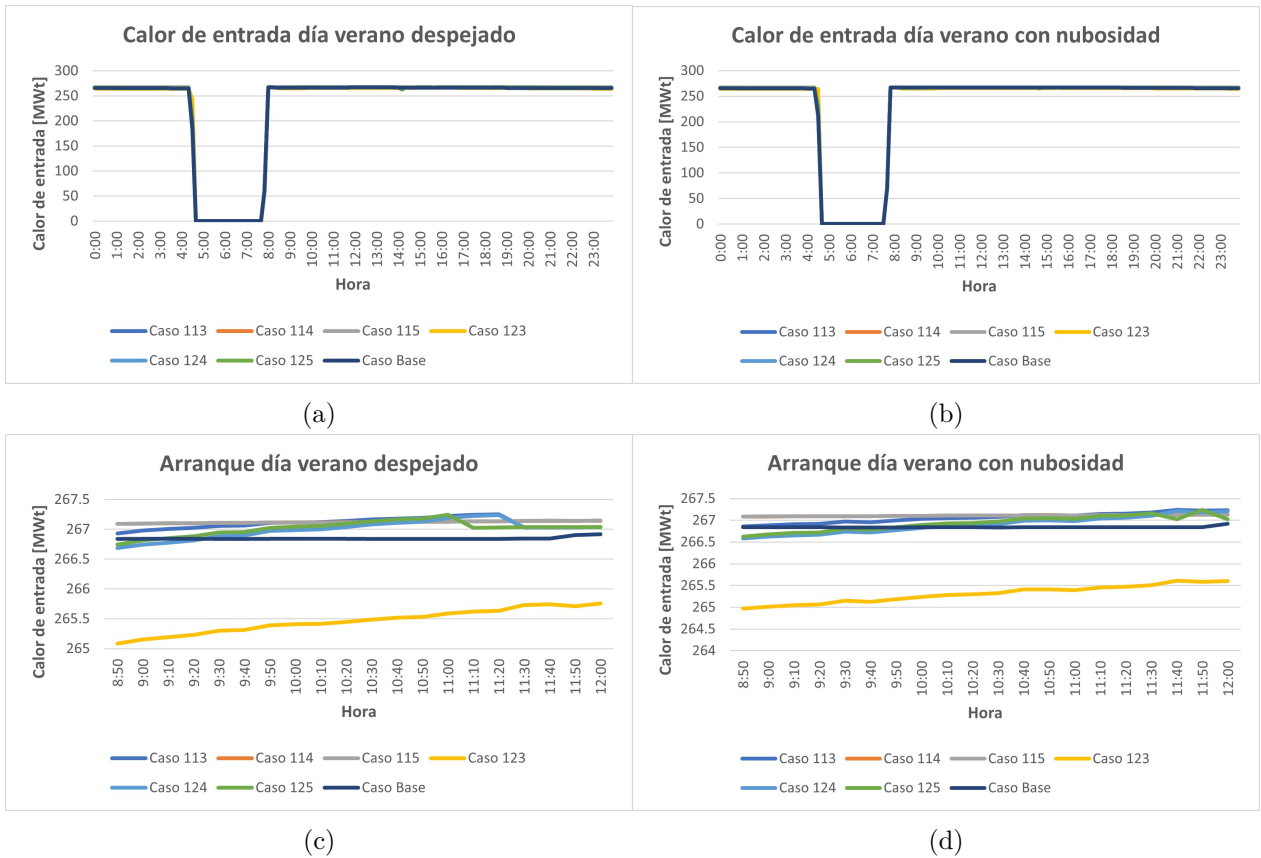


Figura 4.4: Potencia térmica de entregada al ciclo Rankine para los días 9 y 10 de enero 2018.

A partir de la figura 4.4 se puede afirmar que:

- En (a) y (b) el calor se mantiene constante y por un mayor tiempo en comparación al los días de invierno, optimizando así las horas de mayor radiación.
- En (c) y (d) la configuración 123 presenta una menor potencia térmica mientras que todas las demás se encuentran prácticamente en el mismo nivel.

4.2. Potencia eléctrica generada en ciclo Rankine

4.2.1. Días de invierno

En las figuras 4.5 se muestra la potencia eléctrica generada por los diferentes ciclos Rankine:

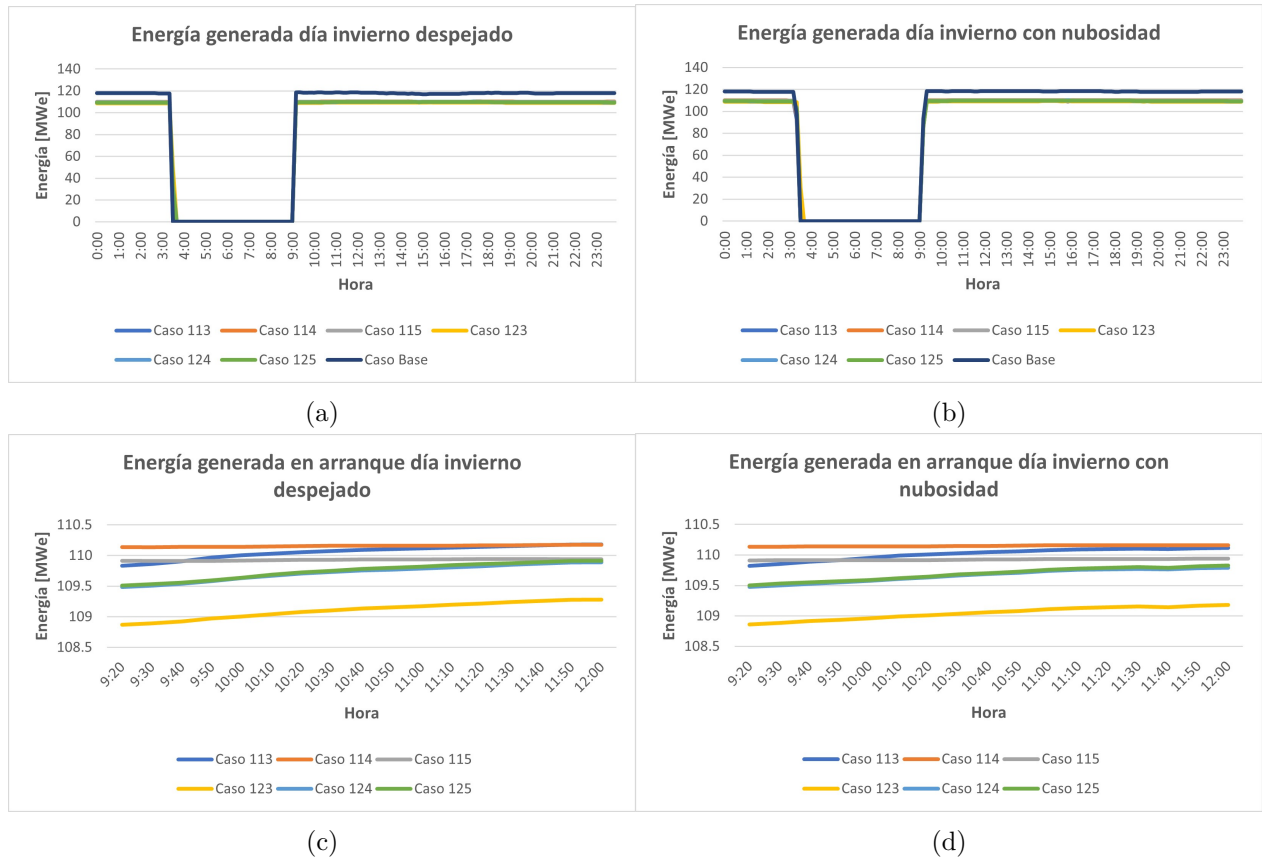


Figura 4.5: Potencia eléctrica generada en ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018.

Por lo tanto, a partir la figura 4.5 se infiere lo siguiente:

- En las subfiguras (a) y (b) se observa que la simulación con el ciclo Rankine por defecto de SAM entrega una mayor potencia, alrededor de los 120[MWe]. Mientras que los demás casos definidos por el usuario generan una potencia similar de 110[MWe]. Lo anterior se explica porque el ciclo de potencia interno de SAM, visto en la figura 2.10, está diseñado de forma diferente a las configuraciones vistas en la figura 3.11, siendo por defecto más eficiente, incluso cuando las regresiones lineales para definir ciclos por el usuario tienen coeficientes de correlación sobre el 99%.
- En las subfiguras (c) y (d), se observa que durante el arranque se observa una diferencia en la potencia generada, ordenando de menor a mayor se resulta: 123, 124-125, 115 y 113-114. En esta situación es mejor el caso que más potencia genere, es decir, tanto el caso 113 como 114.

4.2.2. Días de verano

En las figuras 4.6 se muestra la potencia eléctrica generada por los diferentes ciclos Rankine:

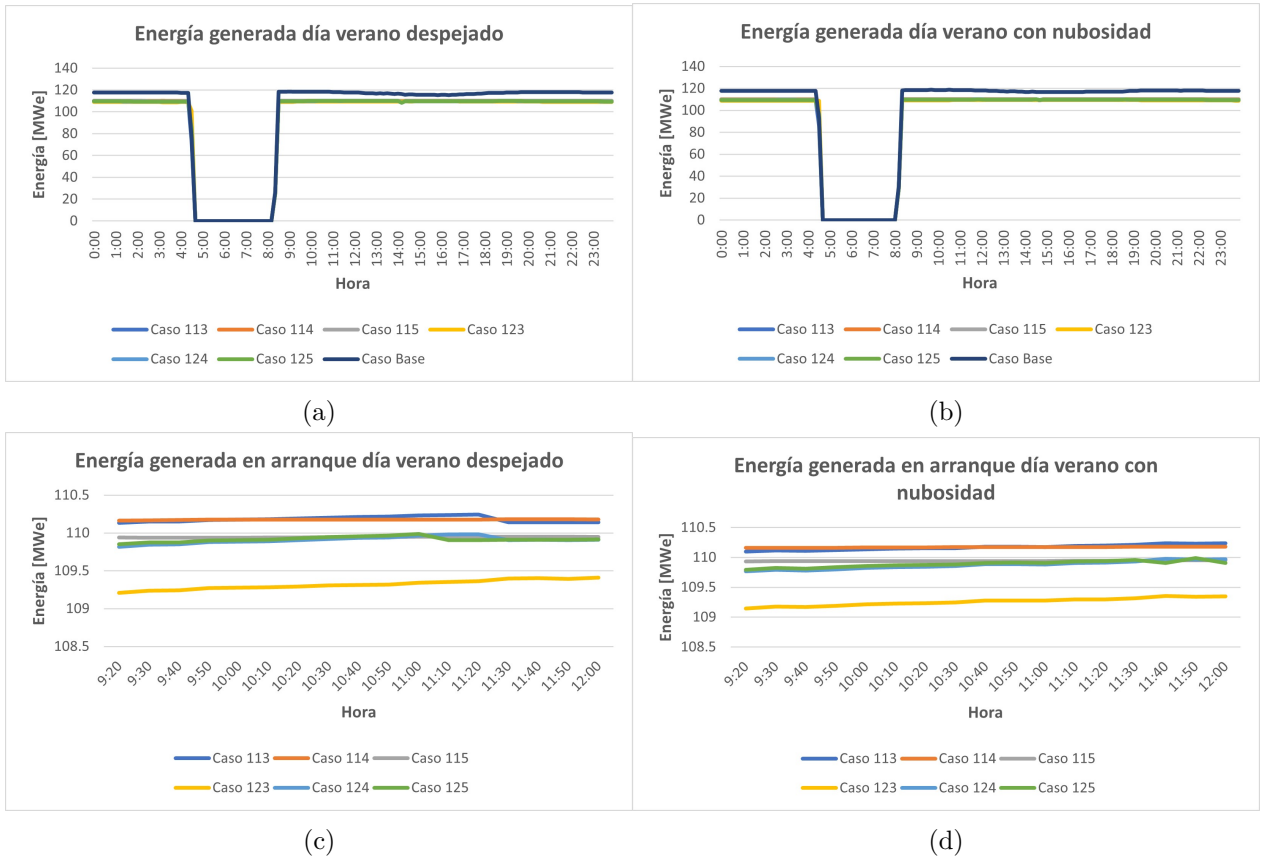


Figura 4.6: Potencia eléctrica generada en ciclo Rankine para días 9 y 10 de enero 2018.

A partir de la figura 4.6 se puede afirmar que:

- En (a) y (b), la potencia generada es prácticamente igual entre el día despejado y con nubosidad.
- En (c) y (d), se observa que durante el arranque al ordenar de menor a mayor la potencia generada por las diferentes configuraciones se tiene: 123, 124-125-115, 113-114. Muy similar a lo obtenido en el día de invierno.

4.3. Eficiencia del ciclo Rankine

4.3.1. Días de invierno

En la figura 4.7, se observa la eficiencia de los ciclos Rankine, es decir, el cociente entre la energía generada dentro del ciclo y el calor de entrada.

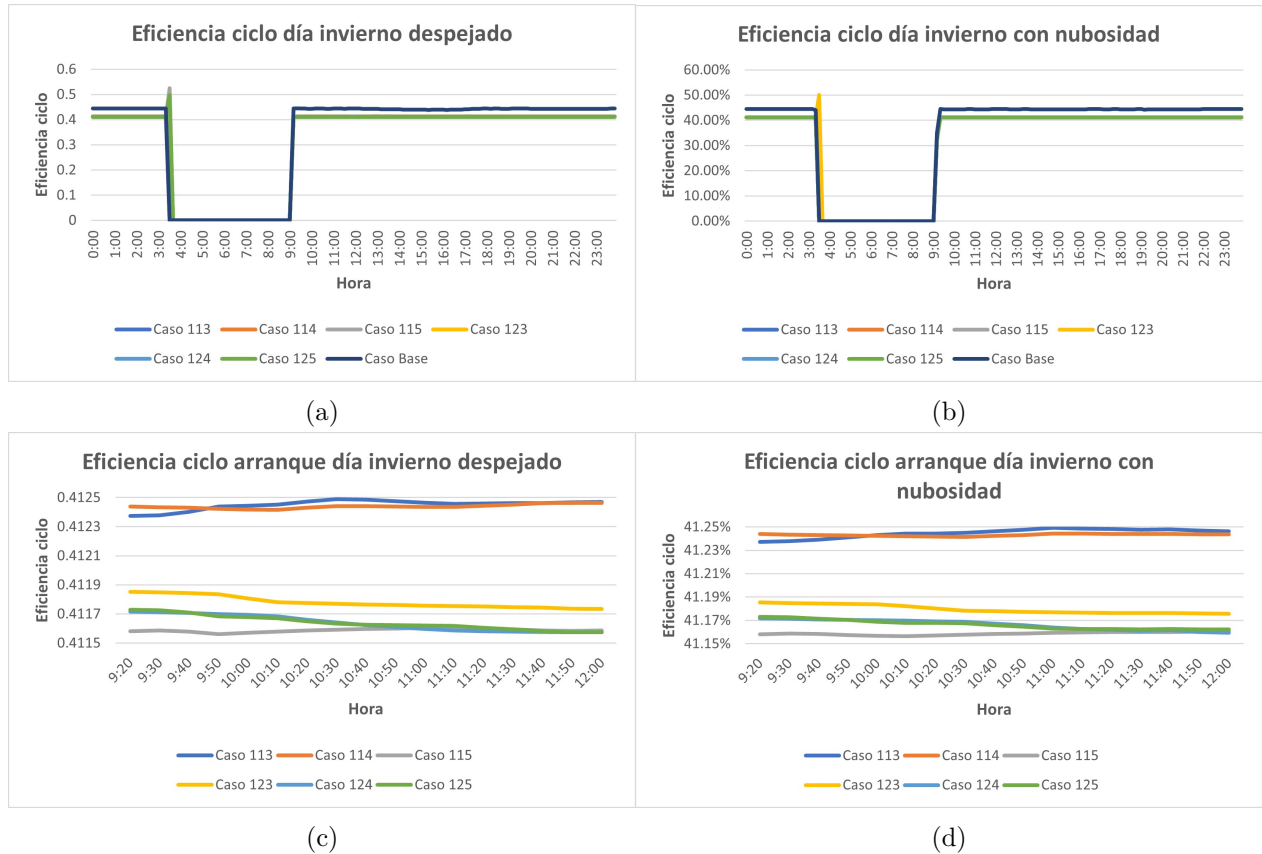


Figura 4.7: Eficiencia del ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018.

Por lo tanto, a partir de la figura 4.7 se puede inferir que:

- En las subfiguras (a) y (b) la eficiencia es mayor para el ciclo Rankine por defecto de SAM, con un valor de 44% aproximadamente. Mientras que los demás ciclos definidos por el usuario, tiene una eficiencia de 41% aproximadamente.
- En las subfiguras (c) y (d) se muestra claramente una mayor eficiencia en los casos 113 y 114.

4.3.2. Días de verano

En la figura 4.8, se observa la eficiencia de los ciclos Rankine:

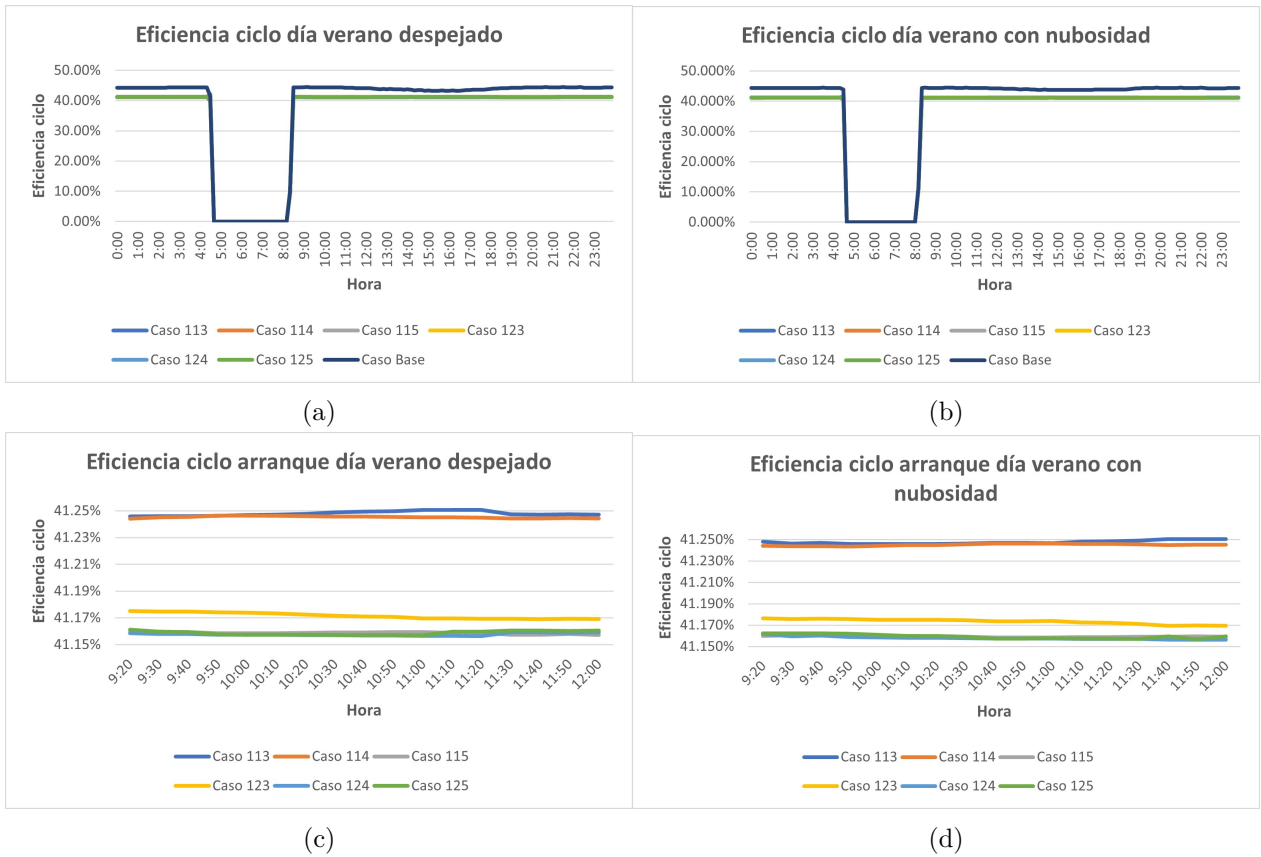


Figura 4.8: Eficiencia del ciclo Rankine para días 9 y 10 de enero 2018.

En la figura 4.8 se puede inferir que:

- En (a) y (b) la eficiencia se mantiene con respecto a lo visto en el los días de invierno.
- En (c) y (d) se muestra una mayor eficiencia en los casos 113 y 114, seguido por 123 y luego 124-115-125.

4.4. Potencia eléctrica generada neta en la planta

4.4.1. Días de invierno

En la figura 4.9, se observa la potencia eléctrica generada neta en la planta.



Figura 4.9: Potencia eléctrica generada neta del ciclo Rankine para días 27 y 28 de junio 2018.

Por lo tanto, a partir de la figura 4.9 se puede inferir que:

- En las subfiguras (a) y (b) se observa una mayor potencia neta para el ciclo Rankine por defecto de SAM, con un valor de $110[MWe]$, mientras ciclos definidos por el usuario tienen una potencia neta similar de unos $104[MWe]$.
- En las subfiguras (c) y (d) se observa el siguiente orden creciente de energía neta producida: 123, 124-125, 115-113 y 114. Por lo tanto, la mejor configuración en este caso sería 114.
- Entre las figuras (c) y (d) hay una clara diferencia. Durante el arranque de (c) la energía es decreciente, mientras que en (d) la energía fluctúa en ese intervalo. Esto se debe a que en el cálculo de la energía neta producida por la planta, se deben tener en consideración el gasto de los servicios auxiliares, y como en el caso (d) corresponde al paso de una nube, el sistema de control experimenta un menor gasto energético para contrarrestar el efecto de ese fenómeno, viéndose reflejado finalmente en la energía neta producida por la planta.

4.4.2. Días de verano

En la figura 4.10, se observa la potencia eléctrica generada neta en la planta.

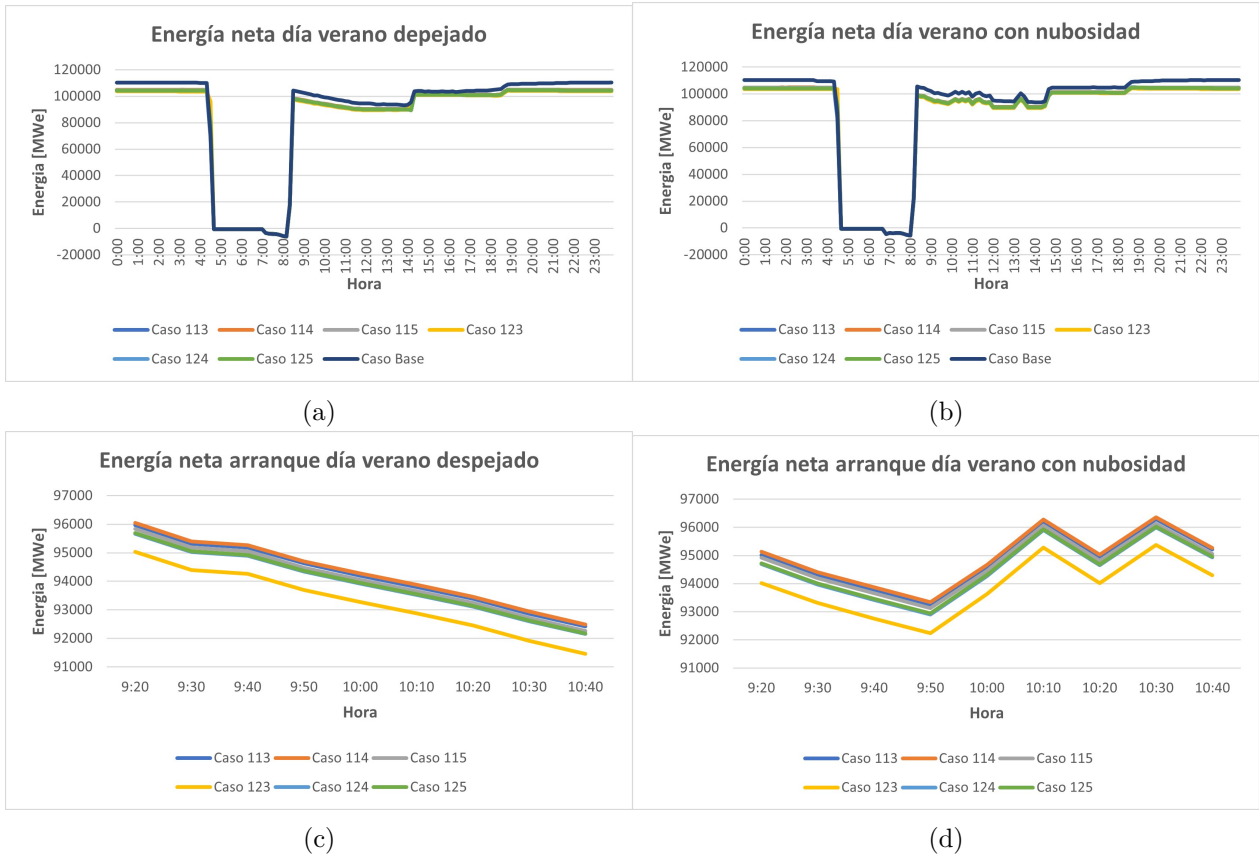


Figura 4.10: Potencia eléctrica generada neta del ciclo Rankine para días 9 y 10 de enero 2018.

En la figura 4.10 se puede inferir que:

- En (a) y (b) se observa el mismo comportamiento observado en el día de invierno, solo que con un mayor tiempo de generación de potencia, debido a la mayor radiación durante el día.
- En (c) y (d), al igual que en el caso de invierno, se tiene que durante el arranque la energía producida en el día despejado disminuye ligeramente, mientras que en (d) existe una fluctuación relacionada al cambio de irradiancia.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones

De acuerdo a lo discutido en la sección de resultados, si bien la configuración del caso 123 fue la que menos calor necesita en la entrada del generador de vapor, no es la más eficiente cuando se trata de analizar el ciclo en su conjunto. De esta forma tomando en cuenta la energía generada y la eficiencia de los ciclos, las mejores configuraciones resultaron los casos 113 y 114. Tomando en consideración la energía neta producida por la planta, el mejor caso resultó en 114. Por lo tanto, bajo las condiciones expuestas, la mejor configuración simulada resulta ser el caso 114, es decir 1 calentador en la turbina de alta potencia, 1 en la de potencia intermedia y 4 en la de potencia baja. Cabe destacar que la configuración real de Cerro Dominador es 113, muy cercana al caso óptimo encontrado.

Con respecto al efecto transiente en los cambios de radiación debido a la nubosidad, se observa que el sistema de control evita grandes fluctuaciones en variables como la potencia térmica de entrada al ciclo Rankine, la potencia eléctrica generada en el ciclo y la eficiencia del ciclo. Sin embargo, la potencia neta que es inyectada a la red sí se ve afectada directamente por los cambios en la radiación, aumentando ligeramente su valor debido a una disminución en el consumo eléctrico de los servicios auxiliares, como lo son las bombas y ventiladores.

Con respecto al invierno y verano, el comportamiento de la planta se mantuvo mayoritariamente igual, a excepción de las horas de funcionamiento o producción de energía, que varían en favor del verano debido al esperable aumento en la radiación solar y disminución en la nubosidad.

De esta forma se puede afirmar que se han cumplido los objetivos propuestos inicialmente, es decir, definir los datos climáticos, simular el régimen transiente para un día despejado y con nubosidad, simular diferentes ciclos Rankine y comparar los resultados bajo las condiciones mencionadas.

Para futuros trabajos relacionados se dan a conocer las siguientes recomendaciones:

- Comparar los resultados obtenidos con simulaciones que modifiquen el código interno de SAM, aprovechando que es un *software open source*.
- Encontrar y utilizar datos climáticos con un paso de tiempo de medición menor a 10[*min*], para lograr apreciar mejor los efectos del fenómeno transiente.

Bibliografía

- [1] Nate Blair, Nicholas DiOrio, J. F. P. G. S. J. T. N. y Wagner, M., “System advisor model (sam) general description (version 2017.9.5),” 2017.
- [2] Cicala, F. P., “Modelling of rankine cycles using spencer, cotton and cannon,” 2023, https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/64914-modelling-of-rankine-cycles-using-spencer-cotton-and-cannon?s_tid=FX_rc3_behav.
- [3] grupocerro, “Cerro dominador: Primera planta termosolar de américa latina.,” 2023, <https://grupocerro.com/>.
- [4] etal, W. T., “Off-design performance of molten salt-driven rankine cycles and its impact on the optimal dispatch of concentrating solar power systems,” 2023.
- [5] P.A. González-Gómez*, J. Gómez-Hernández, J. B. D. S., “Transient thermo-mechanical analysis of steam generators for solar tower plants,” 2018.
- [6] Wagner, M., “Simulation and predictive performance modeling of utility-scale central receiver system power plants,” 2008, https://www.researchgate.net/publication/44205074_Simulation_and_predictive_performance_modeling_of_utility-scale_central_receiver_system_power_plants.
- [7] Patricia Kuntz Falcone, S. N. L. L., “A handbook for solar central receiver design,” 1986.
- [8] S.A., T. E., “Informe final prueba de potencia máxima unidad csp cerro dominador,” 2021.
- [9] R.C. Spencer, K. C. y. C. C., “A method for predicting the performance of stream turbine-generators... 16.500 kw and larger,” 1974.
- [10] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. B. A. M. T. S., “Performance analysis of a 565 mw steam power plant,” 2011.
- [11] NREL, “System advisor model (sam),” 2023, https://sam.nrel.gov/images/web_page_files/sam-help-2023-12-17.pdf.

Anexos

Anexo A. Antecedentes

A.1. Ciclo Rankine planta Cerro Dominador [8]

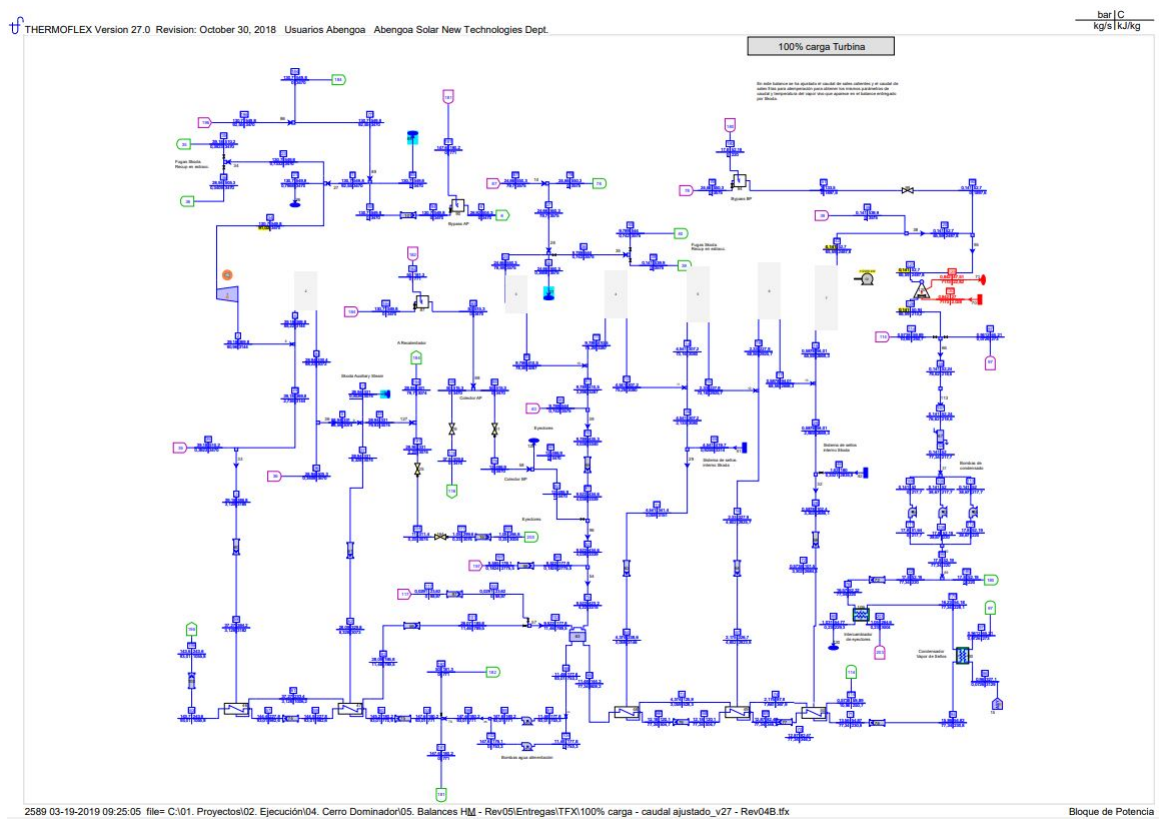


Figura A.1: Diagrama de flujo ciclo Rankine de planta Cerro Dominador.

Anexo B. Resultados

Tabla B.1: Calor de entrada al generador de vapor para cada configuración de ciclo Rankine en función de la condición de sales fundidas.

H	PC HTF inlet temp. (C)	PC HTF mass flow rate (kg/s)	Resource dry Bulb temp. (C)	Q 113	Q 114	Q 115	Q 123	Q 124	Q 125
0	563.567	1.000	13.418	0.994	0.997	0.997	0.994	0.997	0.998
1	563.435	1.000	12.513	0.993	0.996	0.997	0.994	0.997	0.997
2	563.262	1.000	11.318	0.993	0.996	0.996	0.993	0.997	0.997
3	563.016	1.000	10.632	0.992	0.995	0.995	0.993	0.996	0.996
4	471.471	0.596	9.487	0.600	0.602	0.602	0.600	0.602	0.602
5	289.020	0.000	8.275	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
6	288.992	0.000	8.133	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
7	488.836	0.724	11.565	0.723	0.725	0.725	0.723	0.725	0.726
8	564.898	1.000	15.343	0.998	1.001	1.001	0.998	1.001	1.001
9	564.954	1.000	18.503	0.998	1.001	1.001	0.998	1.002	1.002
10	564.983	1.000	21.725	0.998	1.001	1.001	0.998	1.002	1.002
11	564.978	1.000	25.108	0.998	1.001	1.001	0.998	1.002	1.002
12	564.972	1.000	28.222	0.998	1.001	1.001	0.998	1.002	1.002
13	564.914	1.000	30.325	0.998	1.001	1.001	0.998	1.001	1.002
14	564.903	1.000	31.838	0.998	1.001	1.001	0.998	1.001	1.002
15	564.903	1.000	32.233	0.998	1.001	1.001	0.998	1.001	1.002
16	564.903	1.000	32.000	0.998	1.001	1.001	0.998	1.001	1.002
17	564.903	1.000	31.268	0.998	1.001	1.001	0.998	1.001	1.002
18	564.600	1.000	28.017	0.997	1.000	1.000	0.997	1.001	1.001
19	563.972	1.000	25.135	0.995	0.998	0.998	0.995	0.999	0.999
20	563.911	1.000	20.653	0.995	0.998	0.998	0.995	0.998	0.999
21	563.843	1.000	17.392	0.994	0.998	0.998	0.995	0.998	0.998
22	563.765	1.000	14.012	0.994	0.997	0.998	0.995	0.998	0.998
23	563.675	1.000	12.477	0.994	0.997	0.997	0.995	0.998	0.998

Tabla B.2: Resumen regresión lineal múltiple para los casos 113, 114 y 115.

Resumen 113

Estadísticas de la regresión

Coefficiente de correlación múltiple	0.99999
Coefficiente de determinación R^2	0.99999
R^2 ajustado	0.99998

Coefficientes

Intercepción	-0.13176
PC HTF inlet temperature (C)	0.00045
PC HTF mass flow rate (kg/s)	0.87295
Resource dry Bulb temperature (C)	0.00017

Resumen 114

Estadísticas de la regresión

Coefficiente de correlación múltiple	0.99999
Coefficiente de determinación R^2	0.99999
R^2 ajustado	0.99998

Coefficientes

Intercepción	-0.13217
PC HTF inlet temperature (C)	0.00045
PC HTF mass flow rate (kg/s)	0.87569
Resource dry Bulb temperature (C)	0.00017

Resumen 115

Estadísticas de la regresión

Coefficiente de correlación múltiple	0.99999
Coefficiente de determinación R^2	0.99999
R^2 ajustado	0.99998

ANÁLISIS DE VARIANZA

Coefficientes

Intercepción	-0.13219
PC HTF inlet temperature (C)	0.00045
PC HTF mass flow rate (kg/s)	0.87581
Resource dry Bulb temperature (C)	0.00017

Tabla B.3: Resumen regresion lineal múltiple para los casos 123 124 y 125.

Resumen 123

Estadísticas de la regresión

Coefficiente de correlación múltiple	0.99999
Coefficiente de determinación R^2	0.99999
R^2 ajustado	0.99998

Coefficientes

Intercepción	-0.13133
PC HTF inlet temperature (C)	0.00045
PC HTF mass flow rate (kg/s)	0.87014
Resource dry Bulb temperature (C)	0.00017

Resumen 124

Estadísticas de la regresión

Coefficiente de correlación múltiple	0.99999
Coefficiente de determinación R^2	0.99999
R^2 ajustado	0.99998

Coefficientes

Intercepción	-0.13176
PC HTF inlet temperature (C)	0.00045
PC HTF mass flow rate (kg/s)	0.87296
Resource dry Bulb temperature (C)	0.00017

Resumen 125

Estadísticas de la regresión

Coefficiente de correlación múltiple	0.99999
Coefficiente de determinación R^2	0.99999
R^2 ajustado	0.99998

Coefficientes

Intercepción	-0.13177
PC HTF inlet temperature (C)	0.00045
PC HTF mass flow rate (kg/s)	0.87305
Resource dry Bulb temperature (C)	0.00017