

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación



Grado en Ingeniería
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

María Iñigo Labairu

Álvaro Martínez Echeverri (UPNA)

Fco. Javier Sorbet (CENER)

Pamplona, 26 junio 2017

Abstract

Nowadays it is required an important development of renewable energy and its technologies to face up the problems caused by conventional methods of electricity production. Thermoelectric Solar Energy Plants, which are part of this field, are very interesting due to storage functionality. That means storage thermal energy caught from the sun for producing electric energy later, when night or more demand.

The objective is regarding an improvement in the cost of electricity generated with solar thermoelectric origin. Because of that, it is necessary to quantify modified power blocks' efficiency. A way for adapt the cycles to innovative schemes of solar plants is analyzing the heat exchange between the storage system and the Rankine cycle and maximize its efficiency. Specially, it is important the analysis of the steam generator. Particularly, 2 and 3 pressure levels schemes are going to be studied.

Then, the results are analyzed and an evaluation of the schemes in a model of thermosolar plant is done to obtain an optimal value of LCOE to reduce the cost of electricity production with this technology.

Key-words

Thermoelectric Solar Energy, Tower receiver plant, Power Block, Steam Generator, pressure levels, DSCC plant, LCOE.

Resumen

Actualmente se requiere de un importante desarrollo de las energías renovables y sus tecnologías para hacer frente a los problemas que presenta la producción de energía convencional. Dentro de este campo se encuentran las centrales de Energía Solar Termoeléctrica, las cuales resultan de interés debido a la funcionalidad de almacenaje energético a coste competitivo, es decir, almacenar la energía térmica captada del sol para producir energía eléctrica posteriormente.

El objetivo es buscar una mejora del coste de la energía eléctrica generada con origen solar termoeléctrico. Por ello se trata de cuantificar la eficiencia de los ciclos de potencia modificados estudiados para obtener esa energía eléctrica. Una forma de adaptar los ciclos a esquemas innovadores de plantas solares es analizar el intercambio de calor entre el fluido de almacenamiento y el fluido del ciclo Rankine y maximizar la eficiencia para unas condiciones determinadas. Particularmente es importante el análisis del generador de vapor. En concreto, se van a estudiar configuraciones de 2 y 3 niveles de presión.

Así se analizan los resultados obtenidos con las distintas configuraciones y se efectúa una evaluación de los esquemas en un modelo de planta termosolar para obtener un valor del LCOE óptimo con el fin de reducir el coste de producción de electricidad mediante este tipo de energía.

Palabras clave

Energía Solar Termoeléctrica, Planta de receptor central de torre, Bloque de potencia, Generador de vapor, niveles de presión, Planta DSCC, LCOE.

Contenido

Antecedentes	1
Objetivos	2
1. Estado del arte	3
1.1. Energía renovable	3
1.2. Energía Solar Termoeléctrica	9
1.2.1. Tipos de centrales termosolares	10
1.2.2. Estado actual y líneas de investigación	14
1.3. Centrales de receptor central de torre	17
1.3.1. Tipos de central solar de torre	17
1.3.2. Componentes	20
2. Ciclo de potencia	29
2.1. Ciclo Rankine con recalentamiento	32
2.2. Ciclo Rankine regenerativo	33
3. Integración SAT-PB. Generador de vapor	35
3.1. Generador de vapor. Funcionamiento	35
4. Metodología	39
5. Ciclos de potencia analizados	40
5.1. Ciclos de potencia con recalentamiento	40
5.1.1. Esquemas planteados	40
5.1.2. Resultados obtenidos	46
5.1.3. Comparación de las configuraciones	53
5.1.4. Modificación esquema 2	56
5.2. Ciclos de potencia con recalentamiento y extracciones	58
5.2.1. Esquemas planteados y resultados	59
5.2.2. Comparación de las configuraciones	65
5.3. Elección de las mejores opciones	67
6. Simulación termo-económica	71

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

6.1.	Modelos de central	71
6.1.1.	Modelo de Planta 1	72
6.1.2.	Modelo de Planta 2	72
6.1.3.	Modelo de Planta 3	73
6.2.	Metodología	73
6.3.	Resultados obtenidos y análisis	78
7.	Conclusiones.....	81
	Bibliografía	83
	Índice Figuras	85
	Índice Tablas.....	88
	Anexos.....	89

Antecedentes

En los últimos años se ha demostrado que es necesario un cambio en el sector energético que derive hacia la producción mediante energías renovables. Dentro de este campo se encuentra la energía solar térmica, cuya tecnología jugará un papel crucial en el sistema energético del futuro. Su habilidad para afrontar la gran variabilidad del recurso energético hace que sea una tecnología esencial que llegará a contar con una amplia presencia en la red. El gran interés de las centrales de energía solar termoeléctrica reside en la funcionalidad de almacenaje energético a coste competitivo, es decir, almacenar la energía térmica captada del sol para producir energía eléctrica posteriormente, por ejemplo cuando sea de noche o haya más demanda.

Actualmente la tecnología CSP más prometedora parece ser la Solar de torre por su potencial para aumentar la eficiencia y reducir costes. Este es el principal objetivo actual. Así, de acuerdo a ello, los ciclos de potencia avanzados, capaces de superar la eficiencia de los ciclos Rankine usados actualmente, están siendo profundamente estudiados y vistos como un objetivo clave en la comunidad investigadora de CSP.

Además en este contexto de investigación, surge la exploración de los ciclos solares combinados desacoplados (DSCC), derivando en dos proyectos de investigación de la comisión europea, EUROSUNMED (FP7) y CAPTURE (H2020). En ellos existen un gran número de parámetros de diseño a analizar y optimizar. Algunos de esos parámetros incluyen las temperaturas y presiones de operación del receptor, los ciclos Brayton y Rankine, la configuración de almacenamiento, el medio y la capacidad.

Es a raíz del Proyecto CAPTURE donde surge el presente proyecto. De esta forma se pretende reducir los costes de la energía termosolar con el fin de lograr su competitividad en el mercado de las energías. Es necesario reducir el coste porque actualmente el precio de este tipo de energía es muy superior a otras como la energía solar fotovoltaica, por lo que no resulta muy rentable instalar este tipo de planta. Por ello se busca aumentar la eficiencia de las plantas y reducir el coste nivelizado de la energía (LCOE) desarrollando componentes claves en las centrales para obtener mejores configuraciones estudiando esquemas de planta innovadores.

En particular, se centra por una parte en buscar cual es el mejor ciclo de potencia posible, que permita conseguir un mayor rendimiento, centrándose especialmente en variaciones en la configuración del generador de vapor. Por otra parte se estudian distintos modelos de planta completa con el fin de conocer los parámetros de diseño necesarios para obtener el mínimo LCOE.

Objetivos

Este Trabajo de Fin de Grado busca introducir cambios en algunos elementos de las centrales de receptor central de torre para lograr una mejora en el rendimiento de la planta y una reducción del coste de producción de energía de esta manera. Los objetivos perseguidos con este trabajo son:

- Estudiar modificaciones del ciclo de potencia empleado en las centrales solares termoeléctricas para lograr un aumento del rendimiento de las mismas.
- Establecer posibles configuraciones para el generador de vapor que une el sistema de almacenamiento térmico y el bloque de potencia. Diseñar modelos con uno o varios niveles de presión.
- Analizar el rango de temperatura en el que trabajarían las sales en cada diseño modelizado y ver su viabilidad en la realidad. Se pretende reducir la temperatura de salida de las sales para aprovechar la máxima capacidad de almacenamiento de las mismas.
- Observar las limitaciones que puedan surgir en el diseño de nuevos modelos de generadores de vapor.
- Simular los distintos esquemas de generador de vapor dentro del ciclo de potencia y comparar los resultados obtenidos para cada uno de ellos.
- Estudiar modelos avanzados y novedosos de plantas de receptor central DSCC multitorre completas cuyos esquemas sean acordes a las posibles configuraciones según la integración del sistema de almacenamiento térmico y el bloque de potencia.
- Analizar económicamente dichos modelos y optimizar los distintos modelos de producción de electricidad con el objetivo de conseguir un menor LCOE.
- Determinar cuál sería el modelo de planta más óptimo termo-económicamente.

1. Estado del arte

1.1. Energía renovable

En la sociedad presente la electricidad es indispensable y absolutamente necesaria para el funcionamiento del modo de vida actual, de la economía y las actividades de la vida diaria. Es necesaria una elevada producción de energía eléctrica a nivel global para poder satisfacer la gran demanda existente. Esto puede conllevar un aumento en la producción a partir de recursos fósiles y de formas de producción convencionales. Sin embargo, este mayor consumo puede tener asociado un mayor número de consecuencias medioambientales negativas: cambio climático, daños en la capa de ozono y riesgos para la salud de los seres vivos. Por ello, para evitar estos problemas y mantener un equilibrio medioambiental, se está fomentando el desarrollo de tecnologías que permitan obtener energía a partir de recursos renovables. Se pretende que con las energías renovables se pueda cubrir el aumento de la demanda y que a su vez vaya sustituyendo a las energías convencionales.

Se considera como producción de energía renovable aquella que utiliza recursos que no se agotan o que se recuperan a la misma velocidad a la que se consumen. Esta forma de generar energía eléctrica se considera más respetuosa con el medioambiente y el ecosistema (esto no quiere decir que el posterior consumo de la energía eléctrica producida no sea contaminante, ya que dependerá de en qué y cómo se emplee). Además la energía renovable tiene otras ventajas favorables como son:

- En la mayoría de casos el recurso es gratuito al tratarse de un elemento natural: agua, viento, sol.
- Existe un menor riesgo ecológico, ya que se reduce la emisión de contaminantes durante la generación de la electricidad.
- En ciertos países, como es el caso de España, las energías renovables pueden evitar la dependencia de otros estados a los que se compran los recursos fósiles tradicionales.

A pesar de las ventajas, la generación de energía renovable también puede presentar inconvenientes o problemas. Por ejemplo, para algunos de los recursos existe la problemática de que este no está disponible en todo momento o es muy variable en función de las condiciones climáticas. Esto puede ser un gran inconveniente si no se dispone de la posibilidad de almacenar de alguna manera eficaz el recurso o la energía o si el coste del almacenaje no resulta competitivo en el mercado. Por tanto no es seguro que siempre se pueda garantizar el suministro de energía por falta temporal del recurso. Otros inconvenientes que se pueden encontrar son:

- La capacidad de producción de una central puede ser variable según el recurso disponible en el momento. Puede existir una discontinuidad en la producción si no hay sistemas de almacenaje óptimos.
- Actualmente la capacidad máxima de las centrales renovables es menor que la de las centrales convencionales.
- Necesidad de grandes superficies en algunos de los casos, lo cual pueda conllevar al mismo tiempo un cierto impacto ambiental.

Existen numerosas formas de obtener energía renovable: solar, eólica, marina, geotérmica, mediante biomasa... Ahora bien, algunas de las tecnologías están más desarrolladas que otras que están en proceso de investigación y crecimiento. Actualmente la energía renovable cubre menos de la mitad de la energía total consumida.

Según datos del Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital [1], en los últimos años la generación de energía a partir de renovables ha ido aumentando, si bien en el año 2015 se produce un descenso del 3.1% que se debió, en gran medida, al descenso de producción de energía eólica e hidráulica por una menor disponibilidad del recurso. En cambio otros tipos de energía renovable experimentaron un aumento aunque no suficiente para contrarrestar esa bajada. Así, por ejemplo, la energía solar térmica tuvo un incremento del 3.4%. Esta evolución al alza de las energías renovables en el sistema energético supone en España una producción autóctona superior a la de energía nuclear. España ha duplicado en los últimos 10 años su cuota de energías renovables en el consumo final bruto de energía. Aún con el descenso de producción renovable en el año 2015, estas energías lograron satisfacer cerca del 14% del consumo primario de energía, suponiendo el 34.6% de la producción eléctrica total. Ese año la energía solar térmica, que contaba con 3.6 millones de m² de superficie instalada, representó algo más del 5% del consumo final de energías renovables. La solar termoeléctrica incrementó en un 4.1%. En resumen, en las energías solares, la solar térmica ha evolucionado desde un 0.4% en el año 2000 hasta el 1.6% de los consumos primarios renovables en 2015, la fotovoltaica aumentó hasta un 4.1% de la energía primaria renovable y la solar termoeléctrica, que en el año 2000 no contaba con instalaciones en funcionamiento supone el 12.9% de las aportaciones renovables a la demanda de energía primaria.

En el avance del balance energético del año 2016 (fechado a 20 de diciembre) realizado por Red Eléctrica Española (REE) [2], se informa que en este año más del 40% de la generación total se ha cubierto con renovables. Las energías renovables se elevaron hasta una cuota del 41.1% frente al 36.9% del año anterior, un aumento que se ha debido principalmente al incremento de la producción hidráulica así como eólica. Esta última se situó como segunda fuente de generación en 2016, siendo la de mayor contribución en los tres primeros meses del año. Gracias a este aumento en la aportación de las renovables, las emisiones de CO₂ derivadas de la generación se han visto reducidas.

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

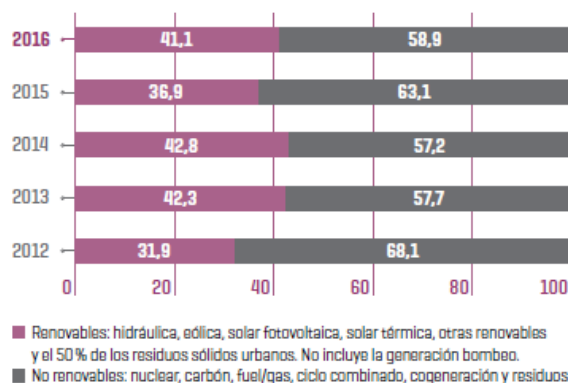


Figura 1: Evolución de la generación eléctrica renovable y no renovable. [2]

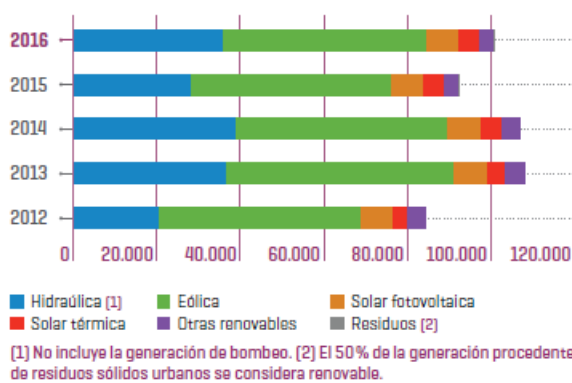


Figura 2: Evolución de la producción de energías renovables. [2]

Los valores que se han ido obteniendo estos años muestran que cada vez es más importante la presencia de las energías renovables. Pero para lograr la situación actual ha sido necesaria una importante inversión tanto para la investigación y avance de las tecnologías como para su implantación. Esta aportación se ha podido ver reducida en ciertos momentos de la importante crisis económica que se ha sufrido y por cambios efectuados en las políticas reguladoras, pero actualmente sigue siendo necesaria para lograr una mayor presencia renovable.

En el caso de las tecnologías que se encuentran más evolucionadas el coste de la producción ha bajado con el paso del tiempo y por ello se ha reducido la inversión económica en los últimos años, si bien sigue siendo necesaria para lograr mejorarla e incrementar su eficiencia. En los campos emergentes la inversión e investigación debe ser mayor para poder conseguir introducirla en el mercado.

Generación renovable anual nacional ⁽¹⁾ (GWh)				
	2015	2016	2017	2018
Hidráulica ⁽²⁾	28.057	35.795	3.877	-
Hidroeléctrica	9	18	2	-
Eólica	48.115	47.690	9.712	-
Solar fotovoltaica	8.243	7.952	947	-
Solar térmica	5.085	5.072	272	-
Térmica renovable ⁽³⁾ / Otras renovables ⁽⁴⁾	3.184	3.427	627	-
Residuos ⁽⁵⁾	818	785	138	-
Generación renovable	93.511	100.740	15.575	-

(1) Asignación de unidades de producción según combustible principal.

(2) No incluye la generación bombeo.

(3) Incluye residuos hasta el 31/12/2014.

(4) Otras renovables incluyen biogás, biomasa, hidráulica marina y geotérmica.

(5) El 50% de la generación procedente de residuos sólidos urbanos se considera renovable.

Para el año 2017 valores acumulados **hasta febrero de 2017**.

Figura 3: Generación renovable anual en España [REE]

Los países con más potencia renovable instalada en 2015 eran China, Estados Unidos, Brasil, Alemania y Canadá. China albergaba más de un cuarto de la capacidad mundial de potencia renovable. Si no se considera la capacidad correspondiente a la energía hidráulica, los países con mayor capacidad son China, Estados Unidos y Alemania, seguidos de Japón, India, Italia y

España. En este caso los que mayor capacidad tienen por habitante son Dinamarca, Alemania, Suecia, España y Portugal. [3]

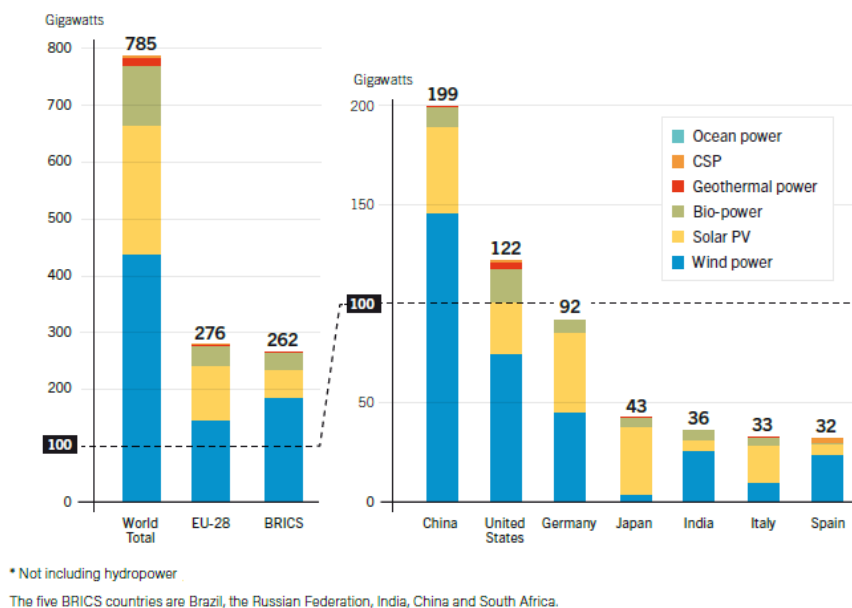


Figura 4: Capacidad de potencia renovable* en el mundo, EU-28, BRICS y el top 7 de países, final de 2015 [3]

El presente trabajo se centra en las centrales de energía solar termoeléctrica, cuyo estado se desarrollará posteriormente. A continuación se exponen brevemente algunas de las energías renovables existentes:

- Energía eólica:

Es la energía del viento. Se trata de una de las tecnologías más desarrolladas y madurada en cuanto a renovables se refiere. De hecho, como se ha visto con los datos anteriores, es la energía renovable que más producción ha aportado en los últimos años. España tiene instalada, a fecha de 31 de diciembre de 2016, 22.864 MW de potencia en el sistema peninsular, siendo así uno de los países líderes a nivel mundial. [2]

Consiste en convertir la energía que produce el movimiento de las palas de un aerogenerador, impulsadas por el viento, en energía eléctrica. Destaca por ser un modo de generación de energía en el que no se produce residuos ni contaminación del agua, ni se emiten sustancias tóxicas a la atmosfera.

- Energía solar:

La energía solar es una de las fuentes renovables más prometedoras, ya que el sol es abundante, inagotable y gratuito. Además tiene la particularidad de que puede aprovecharse de varias formas. Así incluye tanto a la solar termoeléctrica como la fotovoltaica. Esta última

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

consiste en transformar la energía solar directamente en energía eléctrica gracias a las propiedades de ciertos materiales, los cuales son semiconductores, por el efecto fotoeléctrico. Este sistema genera la electricidad al momento; por lo que no se puede almacenar y además en días nublados o de noche se reduce o anula la capacidad de generar energía eléctrica. En los últimos años ha experimentado una gran reducción en el coste de los paneles fotovoltaicos, por lo que este abaratamiento va a conllevar una mayor expansión. España cuenta con 4.425 MW de potencia fotovoltaica instalada (dic. 2016). [2]

La energía solar termoeléctrica, que es la que se estudia en este trabajo, consiste en lograr a partir de la energía del sol, transmitiéndola como energía térmica a un fluido, obtener electricidad mediante una turbina acoplada a un generador.

- Energía hidroeléctrica:

Se trata de aprovechar la energía hidráulica para generar electricidad. La energía hidráulica aprovecha el movimiento del agua, su energía cinética y potencial de corrientes y saltos de agua. Esto viene aprovechándose durante años y actualmente proporciona casi un quinto de la energía eléctrica mundial. Destaca que es barata y la facilidad para controlar cuanta energía eléctrica se genera en cada momento. El mayor inconveniente se encuentra en los problemas que pueda ocasionar su construcción (principalmente de presas) en la fauna acuática.

España tiene 20.353 MW de potencia instalada (sistema peninsular) en diciembre de 2016 de este tipo de energía, siendo como se ha comentado la segunda fuente de energía renovable. Es el tipo de energía que puede presentar una mayor variación de producción de un año a otro. Así hubo un incremento del 25.1% del 2015 al 2016. [2]

- Energía marina:

Consiste en aprovechar el enorme potencial energético que ofrecen los océanos. Para ello se disponen de tecnologías muy diferentes: mareomotriz, aprovechamiento de las mareas siendo rentable a partir de los 5 metros de diferencia en altura; energía de las corrientes, aprovechamiento de la energía cinética de las corrientes marinas; maremotérmica, basado en la energía térmica del mar por la diferencia de temperatura en distintas profundidades; undimotriz, aprovechamiento del movimiento de las olas; y potencia osmótica, que obtiene energía de la diferencia de concentración de sal entre el agua marina y el agua de río.

Este tipo de energía requiere de grandes inversiones y todavía se encuentra sin presencia comercial, salvo alguna excepción.

- Energía de la biomasa:

Se emplea la materia orgánica como fuente energética. Esta materia orgánica tiene una gran heterogeneidad por su amplio origen y naturaleza. Los residuos generados son biodegradables.

- Energía geotérmica:

Aprovecha la energía almacenada bajo la superficie terrestre en forma de calor, y ligada a volcanes y aguas termales. Todavía no es una energía que se encuentre muy desarrollada pero tiene un gran potencial. España tiene un subsuelo muy interesante para este tipo de energía. Su gran ventaja es que se trata de una energía disponible todos los días del año y a todas horas sin interrupción.

Los últimos tres tipos de energía explicados cuentan con una potencia instalada en España de menos de 743 MW. [2]

	Sistema peninsular		Sistemas no peninsulares		Total nacional	
	MW	% 16/15	MW	% 16/15	MW	% 16/15
Hidráulica	20.353	0,0	1	0,0	20.354	0,0
Nuclear	7.573	0,0	-	-	7.573	0,0
Carbón	9.536	-8,9	468	0,0	10.004	-8,5
Fuel/gas	0	-	2.490	0,0	2.490	0,0
Ciclo combinado	24.948	0,0	1.722	0,0	26.670	0,0
Hidroeléctrica	-	-	11	0,0	11	0,0
Eólica	22.864	0,0	156	0,0	23.020	0,0
Solar fotovoltaica	4.425	0,3	244	0,3	4.669	0,3
Solar térmica	2.300	0,0	-	-	2.300	0,0
Otras renovables (1)	743	0,0	5	0,0	748	0,0
Cogeneración	6.670	0,0	44	0,0	6.714	0,0
Residuos	677	0,0	77	0,0	754	0,0
Total	100.088	-0,9	5.220	0,0	105.308	-0,9

[1] Incluye biogás, biomasa, hidráulica marina y geotérmica. // Fuente Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia (CNMC) en: hidráulica no UGH, eólica, solar fotovoltaica, solar térmica, otras renovables, cogeneración y residuos.

Figura 5: Potencia eléctrica Instalada. [2]

1.2. Energía Solar Termoeléctrica

La energía solar térmica (STE) es una de las tecnologías sobre las que más se está investigando en la actualidad y en la que España se encuentra en una posición relevante. Hay que distinguir dos tipos en función del nivel de temperatura. Así la energía solar térmica en baja temperatura se emplearía en calentamiento de agua sanitaria, calefacción y piscinas. El caso de alta temperatura se trata del tipo de energía que se emplea en las centrales termosolares para generar energía eléctrica. Esto último es sobre lo que versa este trabajo.

En este caso la tecnología empleada consiste en concentrar la radiación solar en un área pequeña donde es captada por un receptor por el que circula un fluido primario que recoge el calor y se envía a producir electricidad a través de una turbina, bien de manera directa, o bien

a través de un circuito secundario. Las centrales de energía solar termoeléctrica (Concentrated Solar Power, en adelante CSP) pueden contar con un sistema de almacenamiento que permite seguir generando electricidad tras la puesta de sol o cuando las condiciones climáticas son más desfavorables.

Las altas temperaturas obtenidas permiten al fluido mantener su energía para generar electricidad en otro momento en el que la demanda lo requiera. El equipo de almacenamiento energético de las CSP destaca por su mayor capacidad y por tener un coste más competitivo frente a los sistemas de almacenamiento de otros tipos de energía. Este sistema de almacenamiento térmico (SAT) es más efectivo y menos costoso que en otras tecnologías puesto que tiene pérdidas térmicas menores durante el almacenamiento. Disponer de almacenamiento le permite a una central ser declarada como gestionable, es decir, ofrece la posibilidad de acceder con más potencia nominal a un punto de la red en un momento dado y participar en los sistemas de ajuste del sistema de red.

Las energías renovables presentan una gran variabilidad según el recurso empleado, ya que depende en gran medida de su disponibilidad. Es por ello que la existencia del almacenamiento energético convierte a las centrales CSP en un campo de estudio muy interesante. A pesar de que actualmente resultan ser un modo de generación más caro frente a otros tipos de producción renovable, el objetivo es buscar e investigar la forma de lograr un modelo termoeconómico más rentable y un rendimiento mejorado de este tipo de centrales, trabajando en distintas configuraciones y equipos de almacenamiento. El presente trabajo estudia opciones para lograr estos dos propósitos.

Se pretende que esta tecnología se vaya implantando en el mundo como una forma renovable, ecológica, económica y eficaz de generación de electricidad. Los países más atractivos para la implantación de CSP son aquellos con elevada irradiación normal directa. Así hay varias regiones aptas para este tipo de tecnología, entre las que se encuentran Oriente Medio, África Norte, África Sur, Australia, el oeste de US y algunas zonas de Suramérica. A fecha de abril de 2013 había más de 65 plantas CSP en operación (2700MW). España es el mayor productor de electricidad CSP. [4]

1.2.1. Tipos de centrales termosolares

Los distintos tipos de plantas CSP se distinguen por la forma en la que se realiza la captación de la radiación solar para convertirla en energía térmica, así como por el diseño óptico, la naturaleza del fluido de transferencia, la forma del receptor y la capacidad de almacenamiento de energía. [5]

a) *Colectores cilindro-parabólicos (CCP)*

En este caso la tecnología consiste en espejos parabólicos que dirigen la radiación solar a un tubo receptor, ubicado en el eje de los espejos, por el que circula un fluido (aceite sintético) que puede alcanzar en torno a los 400°C. Los receptores están contruidos para reducir las pérdidas de calor. El fluido se hace circular hacia un intercambiador donde transfiere calor produciendo vapor sobrecalentado. Este es transportado a una turbina, donde se genera energía eléctrica. Después se transporta a un condensador para obtener agua y reenviarla nuevamente al generador. [6]

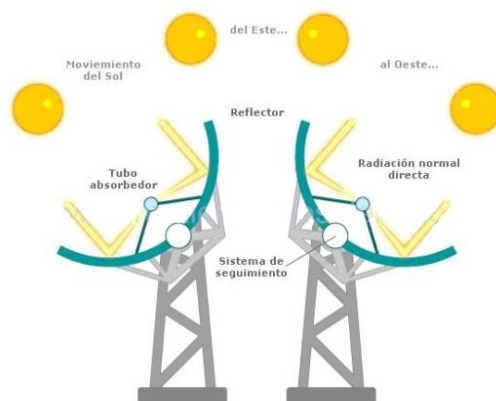


Figura 6: Esquema funcionamiento colector cilindro-parabólico [ABENGOA SOLAR]

Las plantas CCP están constituidas por hileras de dichos captadores cilindro-parabólicos y pueden incorporar un sistema de almacenamiento térmico. El fluido primario puede almacenarse para producir energía más tarde, o bien, transferir el calor a otro medio de almacenamiento (sales fundidas). Existen distintas tecnologías para el almacenamiento como puede ser el empleo de dos tanques.

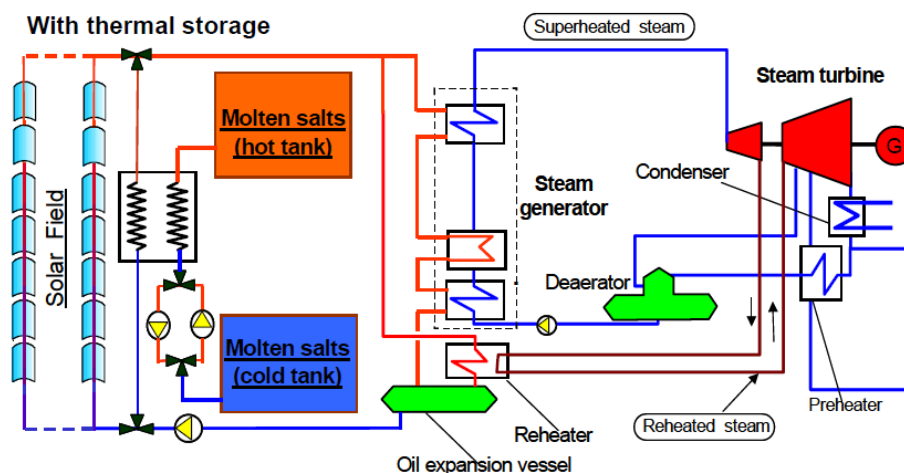


Figura 7: Esquema planta CCP [CENER]

Por tanto las plantas que emplean esta técnica disponen de gran cantidad de filas de captadores, los cuales cuentan con una rotación posible en un eje. Así la orientación más común es la alineación norte-sur de las hileras de espejos con rotación este-oeste, aunque es posible encontrar plantas con la disposición contraria.



Figura 8: Conjunto de espejos cilindro-parabólicos en un campo solar [ABENGOA SOLAR]



Figura 9: Detalle de un espejo cilindro-parabólico [ABENGOA SOLAR]

b) *Concentradores Lineales de Fresnel (LFR) (CF)*

Este tipo de centrales tienen una tecnología similar a la anterior, pero en este caso los reflectores son un conjunto de espejos planos o ligeramente curvados de gran longitud.

Los espejos concentran la radiación en un receptor por el que circula un fluido que se calienta, cuya energía térmica se aprovecha posteriormente para producir electricidad. Estos espejos se posicionan en distintos ángulos, rotando en un eje, para que los rayos de sol se dirijan a ambos lados del receptor y aumentar la potencia obtenida. Esta rotación es fundamental para asegurar un buen funcionamiento de la planta y lograr un bajo coste de la electricidad.

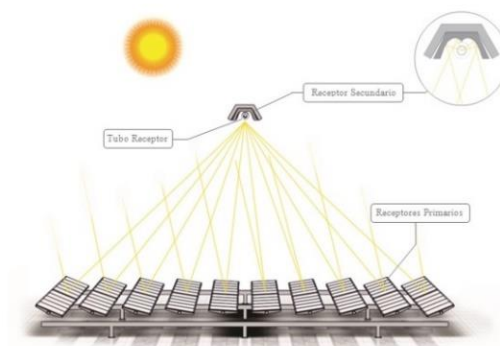


Figura 10: Esquema de funcionamiento de concentradores lineales de Fresnel [CENER]

Entre las ventajas de esta tecnología se encuentra la gran disponibilidad y buen coste de materiales e instalaciones, así como el hecho de que se emplea agua como fluido transmisor de calor. Esto reduce la cantidad de componentes involucrados en la instalación y permite un acoplamiento directo con la turbina.

Sin embargo, el principal inconveniente son las temperaturas de trabajo, que resultan demasiado bajas (250-300°C), disminuyendo la eficiencia e impidiendo el almacenamiento energético. [6]



Figura 11: Concentradores Lineales de Fresnel en campo solar [CENER]

c) *Discos parabólicos (DP)*

Las plantas DP consisten en un conjunto de discos parabólicos con un receptor propio en el centro de los mismos. Ambos elementos hacen un seguimiento del sol de forma conjunta. Se concentran los rayos de sol en un receptor integrado por un motor de alta eficiencia acoplado al generador produciendo así electricidad. [6]

Esta tecnología se caracteriza por no necesitar de fluido transmisor de calor, de forma que se reduce la complejidad y las pérdidas. Sin embargo, entre las desventajas se encuentra un mayor coste y especialmente la imposibilidad de almacenamiento térmico. Todo ello conlleva a que esta tecnología todavía necesite de investigación para conseguir un buen desarrollo.



Figura 12: Central de discos parabólicos en Maricopa, Phoenix [CENER]

d) *Receptor central de torre (RC)*

Esta tecnología consiste en el empleo de heliostatos, con seguimiento en dos ejes, cuyos espejos concentran la energía solar en un único receptor ubicado en lo alto de una torre (500-800°C), por la que circula un fluido que trabaja en un ciclo termodinámico. [5]

Este fluido transmisor de calor, que puede ser por ejemplo aire, aceite o sales minerales, recoge la energía solar y recorre la instalación de manera que finalmente genera vapor (directa o indirectamente), que será el encargado de producir electricidad.



Figura 13: Vista general de central de receptor solar de torre [Comisión de energía Chile]

Esta tecnología es una de las que permite una mayor capacidad de almacenamiento por las altas temperaturas alcanzadas. Además permite todavía una profunda investigación y mejora que permita una gran progresión de este tipo de centrales. Se espera que las centrales de receptor solar de torre proporcionen una potencia elevada en el futuro.

Este tipo de centrales son objeto de estudio en este proyecto para conseguir una reducción de sus costes y un aumento del rendimiento que las haga más interesantes en el mercado de la producción de energía.

1.2.2. Estado actual y líneas de investigación

Cada una de estas tecnologías anteriormente explicadas se encuentra en distinto estado de desarrollo e implantación en el mercado. Así, la primera de ellas, la tecnología de captadores cilindro-parabólicos, es la que se encuentra más madura en estos momentos. La gran mayoría de las centrales de energía solar térmica instaladas actualmente están conformadas por esta tecnología, ya que además es de la que más datos experimentales se tienen.

Otras tecnologías, como son las centrales de torre y Fresnel, presentan un gran potencial para mejorar y para la reducción de costes. Todavía se trata de centrales que se encuentran en

cierta fase de experimentación y esto hace que sea necesaria una fuerte inversión para poder alcanzar su máximo beneficio. En la actualidad ya se pueden encontrar algunas plantas comerciales de este tipo.

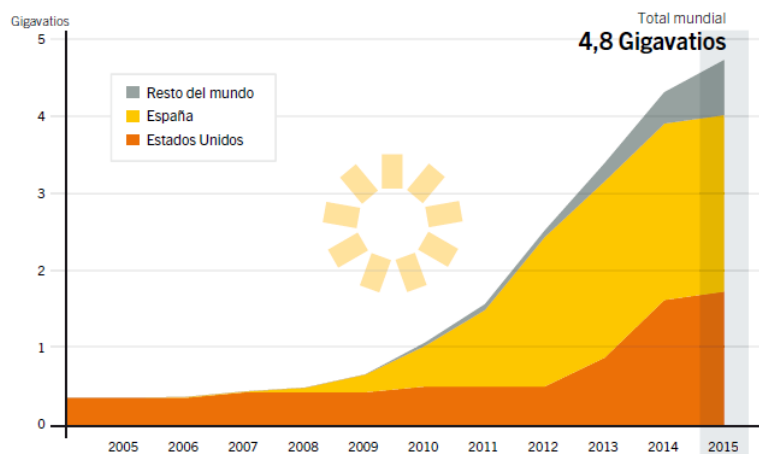


Figura 14: Capacidad mundial de energía solar térmica de concentración, por país o región, 2005-2015 [7]

A nivel mundial existen numerosas líneas de actuación sobre estas cuatro tecnologías. Así se podrán lograr mejoras que permitan una reducción significativa de los costes. Existen principalmente dos objetivos [8]:

- Incremento de la eficiencia y reducción de costes.
- Mejora de la gestionabilidad.

Para conseguir el primero de los objetivos, la investigación se centra en el desarrollo de nuevos fluidos de trabajo y en mejorar los componentes para obtener una mayor durabilidad y menor coste. La segunda línea de actuación busca nuevos materiales para el almacenamiento térmico, procesos que superen la baja conductividad térmica de las sales y sistemas de almacenamiento térmico de gran capacidad.

Actualmente la situación mundial de centrales CSP (Concentrated Solar Power) se encuentra en proceso de expansión. Según los países que participan en SolarPACES, la situación actual es de 4815 MW operacionales y 3969 MW más en construcción o desarrollo. Así España es el país con potencia instalada, seguida de Estados Unidos. Por otra parte China y Chile son las naciones que mayor potencia en desarrollo tiene prevista. [9]

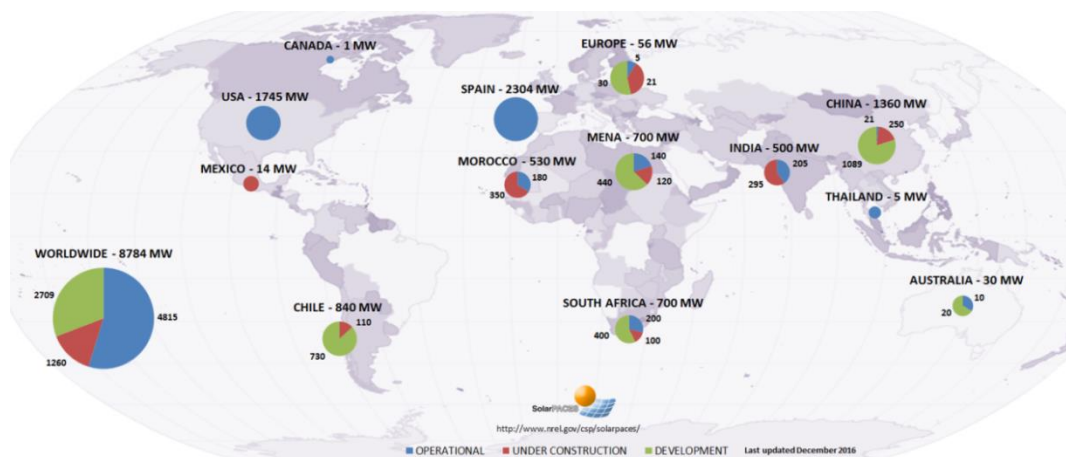


Figura 15: Situación CSP en los miembros de SolarPaces. [9]

En particular, en España, en las últimas décadas se ha realizado un esfuerzo considerable en la investigación de estas centrales por parte de empresas y centros tecnológicos como son la Plataforma Solar de Almería, CENER, el Centro Tecnológico Avanzado de Energías Renovables, el Grupo Abengoa o Solar Concentra [8]. Por ello España se encuentra en una buena posición a nivel mundial en lo que se refiere a estas tecnologías. Los principales aspectos en los que estos centros centran la investigación de estas tecnologías son:

- Perfeccionamiento de las tecnologías de almacenamiento.
- Disminución del agua asociada a la refrigeración del ciclo (condensación del vapor).
- Mejora del sistema de transferencia de calor.
- Búsqueda del tamaño óptimo de las centrales.
- Desarrollo de centrales híbridas.

Tabla 4.11.2. Potencia (MW) de las diferentes tecnologías por años

P Total (MW)	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	Total
Torre	11			20		17			48
Cilindro-parabólica			50	150	400	699	649	372	2.320
Fresnel				1,4		30			31,4
Disco	0		0				1	70	71
Total anual	11		50	171	400	746	650	443	2.471
Total acumulado	11	11	61	232	632	1.378	2.028	2.471	

Fuente: IDAE

Figura 16: Potencia de las diferentes tecnologías por años en España [8]

Dentro de las plantas de receptor central de torre la investigación se concentra en la gran variedad de opciones tecnológicas posibles. Así hay diversas líneas de actuación:

- El estudio de centrales multi-torre.
- La reducción del coste de los componentes de la central.

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

- La mejora de los receptores.
- La mejora del ciclo térmico.
- Integración en un ciclo combinado (turbina de gas)

Sin embargo existen algunas barreras para el desarrollo completo de la energía solar termoeléctrica, que han de superarse si quiere sobrepasar a otras formas de producción de energía, lo cual resulta interesante puesto que es capaz de proporcionar la estabilidad que precisa el sistema de la red.

El principal reto que debe afrontar este tipo de energía es la consecución de un coste de generación razonable comparable con el de otras tecnologías existentes. Existen además todavía otras barreras que pueden ser de tipo tecnológico, administrativo o económico. Esta necesidad de reducir los costes centra este proyecto. [8]

1.3. Centrales de receptor central de torre

Este proyecto se centra en las centrales de solar de torre. Es por ello que a continuación se explica esta tecnología con más detalle.

Este sistema frente a las otras tecnologías de energía solar termoeléctrica logra una mayor eficiencia de conversión de energía solar a eléctrica. Asimismo logra una mayor concentración y temperatura del proceso; y requiere de una menor área de colector y menor coste.

La tecnología de las centrales de solar de torre se encuentra en un momento de crecimiento dentro del potencial de las renovables, por su alta eficiencia y por su gran capacidad de almacenamiento. Este se puede realizar a un coste muy competitivo y por ello es objeto de estudio en este trabajo, para poder mejorar su eficacia. Así se verán distintos sistemas y esquemas posibles.

Las centrales de este tipo se pueden clasificar a su vez en dos tipos según el almacenamiento [10]:

- Directo: el fluido HTF se emplea tanto como medio receptor como medio de almacenamiento. En estos casos el fluido utilizado suele tratarse de sales fundidas, partículas o incluso podría ser agua.
- Indirecto: se emplea diferente medio en el circuito receptor y en el de almacenamiento. Aquí, por ejemplo, se puede usar aire o gases o metales líquidos.

1.3.1. Tipos de central solar de torre

a) *Central de solar de torre directa*

En este caso el funcionamiento del conjunto de la central generalmente es el siguiente:

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

1. La radiación del sol, a través de los espejos colectores, es concentrada en un punto en lo alto de la torre.
2. El fluido HTF circula por el receptor, elevando así su temperatura.
3. El fluido es almacenado en un tanque.
4. Según la demanda de energía del momento se hace circular la cantidad adecuada del fluido HTF desde el tanque anterior hacia el generador de vapor.
5. El fluido cede potencia calorífica al agua, generándose así vapor sobrecalentado.
6. El fluido HTF enfriado en el generador de vapor es enviado al tanque frío, desde donde se bombeará de nuevo hacia la torre para ser calentado nuevamente en el receptor.
7. El vapor producido en el generador de vapor es expandido en una turbina de forma que se genera electricidad.
8. Finalmente este vapor se condensa para obtener nuevamente agua para enviar al generador de vapor.

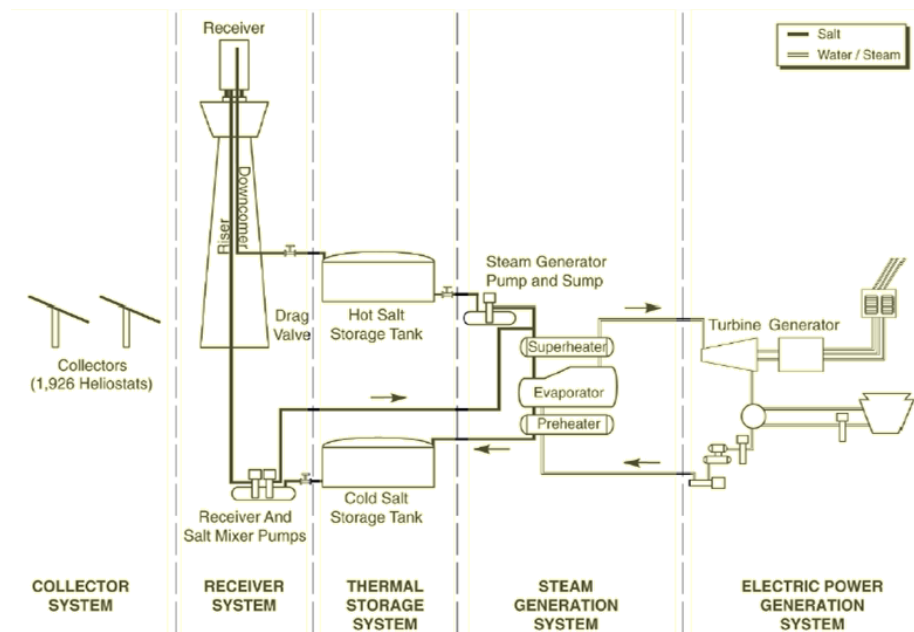


Figura 17: Esquema de una central de torre directa con almacenamiento [10]

El fluido HTF empleado generalmente se trata de mezclas de sales, especialmente de sales solares.

b) Central de solar de torre indirecta

Como se ha explicado anteriormente, en este caso los fluidos del receptor y del almacenamiento son distintos. Por tanto, cada uno de los sistemas diferenciados de la instalación (sistema receptor, sistema almacenamiento térmico, sistema generador de vapor) trabajan con un fluido distinto en circuitos independientes.

El esquema más sencillo de este tipo de centrales es:

1. La radiación del sol, a través de los heliostatos, es concentrada en un punto en lo alto de la torre.
2. El fluido HTF circula por el receptor, incrementando así su temperatura.
3. El fluido receptor intercambia la energía recibida con el fluido de almacenamiento.
4. El fluido HTF después de este intercambio se envía hacia lo alto de la torre nuevamente. Dependiendo del fluido y del tipo de receptor se tratará de un ciclo abierto o cerrado. Esto se explicará más adelante.
5. El fluido de almacenamiento caliente es recopilado en un tanque.
6. Según la demanda de energía del momento se hace circular la cantidad adecuada del fluido de almacenamiento desde el tanque anterior hacia el generador de vapor.
7. Este fluido cede potencia calorífica al agua, generándose así vapor sobrecalentado.
8. El fluido de almacenamiento enfriado en el generador de vapor es enviado al tanque frío, desde donde se enviará al intercambiador con el fluido HTF.
9. El vapor producido en el generador de vapor es expandido en una turbina de forma que se genera electricidad.
10. Finalmente este vapor se condensa para obtener nuevamente agua para enviar al generador de vapor.

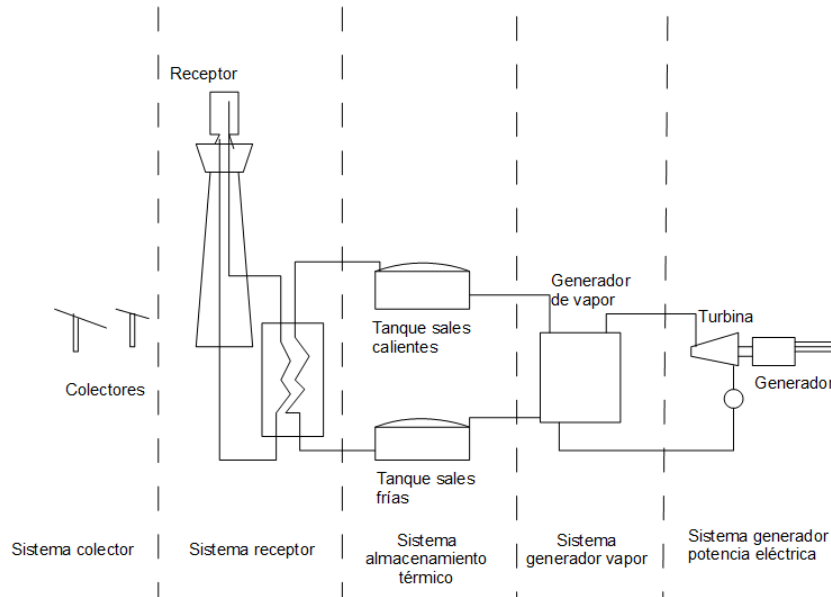


Figura 18: Esquema de una central de torre indirecta con almacenamiento

La central puede estar constituida de forma que en primer lugar el fluido HTF calentado se expanda en una turbina generando energía eléctrica y después caliente al fluido de almacenamiento (ciclos combinados). Dado este caso, sería esta primera turbina la que

generaría la potencia eléctrica constantemente, y la otra, la turbina de vapor, funcionaría para suministrar una mayor demanda o en condiciones de radiación solar escasa o nula. Por tanto este último tipo de central puede formar lo que se denomina Central de Ciclo Solar Desacoplado, de la cual se va a buscar una optimización termo-económica en el trabajo.

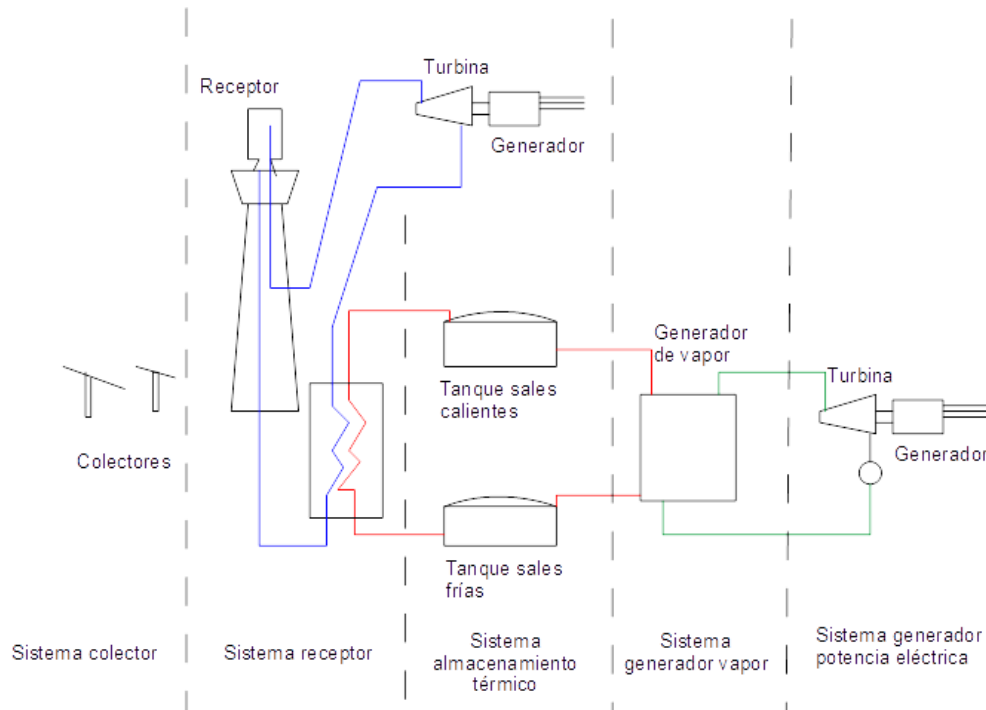


Figura 19: Esquema de central de torre indirecta con almacenamiento y turbina de gas

1.3.2. Componentes

a) Campo de heliostatos

Los heliostatos son espejos, con seguimiento del sol, encargados de reflejar los rayos solares y concentrarlos en un punto del receptor solar gracias a la gran reflectividad de su superficie. El campo solar se trata de la sección que mayor inversión requiere en las plantas de torre central.

Los espejos están fabricados en vidrio y cubiertos con un revestimiento de plata o aluminio reflectivo para asegurar su protección. El conjunto de espejos se dispone de forma que actúe como un único sistema con el mismo foco. Así los espejos están soportados por una estructura, habitualmente en forma de T, que tiene incorporado un seguimiento de la luz solar de manera que la eficiencia de los heliostatos sea en todo momento la máxima posible. Este mecanismo que asegura el movimiento de los heliostatos consiste en dos ejes (azimut y elevación) cuya rotación debe ser programada en función de la posición solar a cada momento. Estos mecanismos serán el componente más caro de la planta. [6]

Es posible encontrar heliostatos de muy diversos tamaños, desde 1 hasta 160 m². Aunque no está determinado cual es el tamaño óptimo, habitualmente son de gran tamaño. En cualquier caso la elección de su dimensión se realizará según las características que se quieran conseguir en la planta y ejercerá una poderosa influencia sobre el diseño de la distribución espacial del campo de heliostatos (lay-out) de heliostatos. Este lay-out es uno de los factores de mayor influencia en el rendimiento de la planta.



Figura 20: Heliostatos en un campo solar [FCBI energy]

b) *Receptor*

Este elemento se encuentra ubicado generalmente en lo alto de la torre y su función es realizar la absorción de la radiación solar y la transferencia de calor al fluido. De esta manera la radiación reflejada por los heliostatos se transforma en energía térmica que posteriormente se convertirá en energía eléctrica. El objetivo es que el calor solar se transmita con pérdidas mínimas.

El receptor tiene que tener una alta absorptividad (cuerpo negro) para que el fluido que circula por su interior alcance altas temperaturas (300-1200°C) [6]. Además para alcanzar una eficiencia alta, debe tener alta conductividad térmica, alta absorptividad y resistencia térmica. Asimismo el receptor se ve sometido a altos valores de tensiones que provocarán fatiga y reducirán su vida útil.

Los receptores pueden clasificarse según varios criterios como el fluido HTF empleado, la madurez o el estado del arte de la tecnología. Para su diseño se consideran varios aspectos como el fluido que contienen, el material del que están fabricados, la temperatura y presión que han de soportar y su configuración. Según esta última se agrupan en tres tipos distintos: de tubos, volumétrico y de partículas. [6], [10]

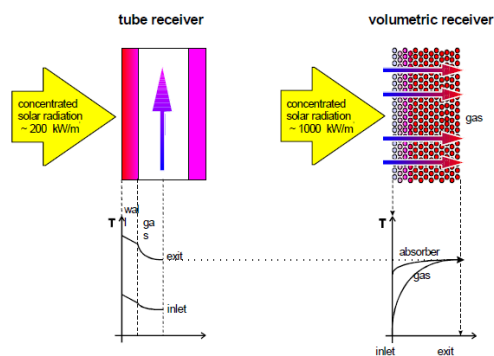


Figura 21: Diferencia entre receptor de tubo y volumétrico [11]

- Receptores de tubo.

La transferencia de calor se produce a través de tubos sobre los que inciden los rayos reflejados por los heliostatos y que transmiten la energía al fluido que los recorre. Se diferencian dos subtipos: receptores de cavidad y receptores externos. Los externos están constituidos por una serie de tubos verticales que reciben la radiación solar concentrada, la cual calentará un fluido. En los de cavidad la radiación entra por una “cavidad” cerrada por una ventana, lo cual permite reducir las pérdidas térmicas. Sin embargo, a partir de cierto ángulo de incidencia la radiación no llega al receptor por lo que se deben situar gran cantidad de receptores.

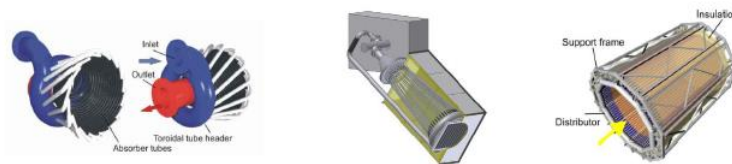


Figura 22: Detalle de receptores de tubo [10]

- Receptores volumétricos.

Los receptores volumétricos consisten en un material poroso que absorbe la radiación concentrada dentro del volumen de una estructura y que transfiere el calor generado a un fluido que pasa a través de la estructura.

Se trata de una tecnología de alta eficiencia, que permite obtener elevadas temperaturas de salida (posibilidad de alcanzar temperaturas de salida superiores a 1000°C) y trabajar a bajas presiones. En estos receptores se requiere de un material oscuro, de alta porosidad y densidad celular, conductividad térmica, estructura 3D. Por ello se emplean materiales cerámicos. Los receptores están constituidos de varios módulos.

Dentro de los receptores volumétricos se debe distinguir entre cerrados y abiertos.

1. Receptor volumétrico cerrado

Tal como puede apreciarse en la ilustración el fluido circula en un circuito cerrado. Este llega al receptor y recoge la energía procedente de la radiación solar en el absorbedor, al que llega la radiación a través de una ventana. El fluido calentado sale del absorbedor y se dirige hacia el resto de la instalación.

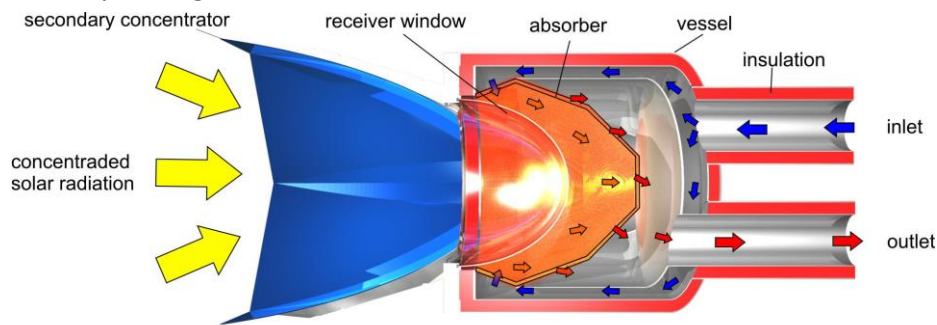


Figura 23: Esquema receptor volumétrico cerrado [10]

2. Receptor volumétrico abierto

Se trata de una tecnología nueva que todavía no está implantada en muchas plantas y que se encuentra en desarrollo en el instituto Jülich en Alemania. Consiste en un receptor de aire en el cual este entra por los poros del material del absorbedor y se calienta al circular por él, puesto que en este material se está concentrando la radiación solar. El aire que ha entrado y ha sido calentado se envía hacia el resto del circuito que compone la central solar de torre.

El objetivo es lograr la recirculación de parte del aire. Para ello se pretende soltarlo en la entrada del receptor y que una parte vuelva a introducirse en el receptor. Actualmente las eficiencias de recirculación son muy bajas todavía.

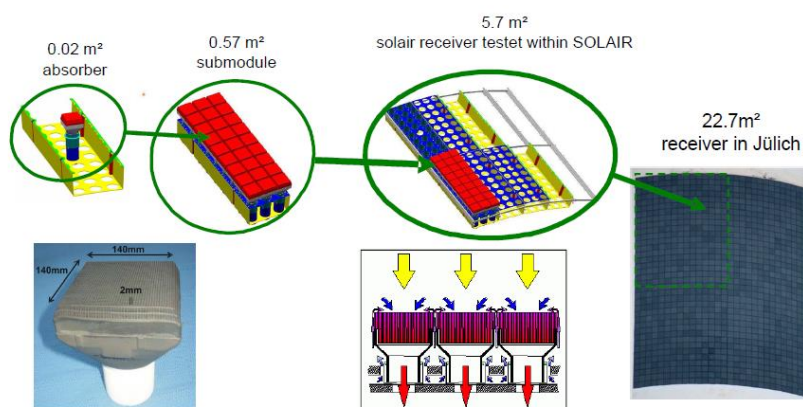


Figura 24: Esquema receptor volumétrico abierto [11]

- Receptores de partículas.

El intercambio térmico se produce directamente con el fluido o flujo de partículas que reciben la radiación inmediatamente en su volumen o superficie.

c) Torre

Se trata del componente de la planta [6] sobre el que se ubica el receptor y que debe tener una gran altura, ya que así la radiación que reflejan los espejos no será interceptada por otros heliostatos. La altura de la torre depende de la potencia de la planta, del tipo de receptor y de fluido y de la distribución del campo de heliostatos.

La torre debe soportar tanto las cargas a las que se ve sometido el receptor así como aquellas que se deben a las condiciones ambientales. Igualmente debe albergar en su interior el equipamiento mecánico y eléctrico necesario para el correcto funcionamiento del sistema.

Generalmente las centrales están compuestas por una única torre con una turbina. No obstante, existe la opción de disponer de torres comunicadas, con una sola turbina, para limitar las pérdidas térmicas y ópticas. Sin embargo, estas torres, fabricadas en hormigón o acero, son la causa de pérdidas de radiación debido a la sombra que generan sobre algunos heliostatos.



Figura 25: Detalle de una torre de Gemasolar [Torresol Energy]

d) Fluido HTF

El fluido o fluidos empleados en las centrales solares termoeléctricas de receptor central deben cumplir una serie de características para ser óptimos para su uso en la instalación de la planta. La valoración de diferentes aspectos hace que se emplee uno u otro según las características planeadas para cada planta. Así en [12] se pueden encontrar distintos fluidos aptos detallados a continuación.

- Aire

A pesar de que el aire tiene unas propiedades para la transferencia de calor pobres, ofrece numerosas ventajas. Así, estas incluyen una fácil manejabilidad, no tiene limitación para el rango de temperaturas y no tiene límites de disponibilidad, tratándose por tanto de un medio muy barato.

El aire, si está presurizado y a altas temperaturas, ofrece además la oportunidad de poder ser utilizado para operar turbinas de gas, permitiendo la posibilidad de trabajar con un sistema híbrido. Así pues ofrece grandes beneficios para incluir almacenamiento térmico e hibridación.

Por tanto, si se emplea aire como fluido HTF para el diseño de la planta se puede considerar trabajar con un ciclo de aire en combinación con un ciclo de vapor Rankine convencional. Con la implantación de un ciclo solar combinado se aumenta considerablemente la eficiencia de conversión de energía térmica a electricidad.

- Agua

El empleo de agua convierte a la planta en una planta de generación directa. Así el vapor se genera en el propio receptor y es enviado directamente a la turbina, no siendo necesarios intercambiadores intermedios.

La utilización de agua como fluido caloportador presenta algunas ventajas interesantes como son: es barata (coste de desionización) y abundante; es un excelente medio de transmisión de calor por su alto calor específico; no es tóxica ni inflamable. Además puede resultar interesante porque se evitan pérdidas de eficiencia y costes extras por el generador de vapor.

Sin embargo, ostenta también destacados inconvenientes: es agresiva, muy oxidante y produce corrosión; aumenta de volumen al solidificarse; y la presión de vapor aumenta notablemente con la temperatura. El agua puede resultar inestable y difícil de manipular a altas presiones y temperaturas. Emplearla implica elevar la presión del evaporador a unos 160 bar para obtener las condiciones necesarias en la turbina. Estos problemas, especialmente la alta presión necesaria, hacen que no siempre pueda utilizarse el agua como fluido HTF, recurriéndose a otros medios.

Por otra parte, la utilización de agua como fluido HTF dificulta el almacenamiento y con ello la posibilidad de producir electricidad en condiciones climatológicas adversas.

En un futuro es posible que se empleen ciclos en los que el fluido sea vapor en condiciones supercríticas, si bien estas condiciones son más difíciles de controlar.

- Aceite

Se trata de un fluido caloportador compuesto por una mezcla de hidrocarburos. Entre los motivos que hacen que se esté empleando se encuentra evitar las dificultades originadas por la presión necesaria con otros fluidos en los conductos.

El mayor problema presentado por el aceite es que se descompone cuando es calentado en torno a temperaturas de 400°C, limitando la temperatura a la que las plantas pueden trabajar. De esta manera la eficiencia del ciclo es baja.

Otro de los mayores inconvenientes que tiene es su toxicidad. En caso de que se produzcan fugas y haya un vertido, se contamina el terreno. Además es inflamable a esa temperatura.

Finalmente hay que observar la gran variación en su densidad a causa de la temperatura. Esto hace que sea necesario prever la posible expansión a la hora de diseñar los tanques y componentes de la instalación.

- Metales líquidos

Na o Nak termodinámicamente hablando están muy próximos a lo ideal. El sodio tiene muy buenas propiedades químicas, con un bajo punto de fusión (97.7°C) y un alto punto de ebullición (873°C), lo que aporta un amplio rango de temperaturas de operación. Su gran desventaja es la alta combustibilidad en contacto con agua, incluso en ausencia de aire. Un gran incendio durante una experimentación en España provocó que se abandonase como fluido HTF.

Otra opción es el uso de metales líquidos. La estabilidad térmica es elevada pero el calor específico es bajo, lo que requiere una potencia de las bombas mayor y un sistema de almacenamiento térmico más caro. Los metales líquidos tienen propiedades de transferencia de calor superiores, incluyendo la baja presión de vapor, la alta conductividad térmica y relativa baja viscosidad. Por tanto, los metales líquidos pueden trabajar a elevadas temperaturas, permitiendo buenas eficiencias y con ello reducir el coste de la producción de electricidad. [12]

- Empleo de partículas

Distintas investigaciones están trabajando en receptores donde las partículas absorban directamente el calor, alcanzando grandes temperaturas (1000°C). Estas partículas se pueden almacenar fácilmente y, cuando sea necesario, introducirse en un fluido presurizado para calentar aire para una turbina de gas. Además se pueden combinar un ciclo Brayton y uno Rankine para conseguir una alta eficiencia. [13]

- Sales fundidas.

Este es uno de los fluidos más interesantes en este campo. Su mayor ventaja es que pueden ser empleadas simultáneamente como material de almacenamiento térmico y que son operadas a una presión cercana a la presión atmosférica. Se trata de mezclas de sales, que en varios casos se caracteriza por tener coste bajo, lo cual apoya que sea el fluido escogido como medio de trabajo, por la gran cantidad necesaria.

Las sales permiten alcanzar una temperatura elevada en el receptor, lo que facilita que se puedan emplear para generar vapor sobrecalentado. Además tiene buenas características de transmisión de calor.

Sin embargo, hay que vigilar el rango de temperaturas en el que trabajan las sales por dos motivos. Por un lado, la temperatura de congelación (por debajo de 220°C) se debe controlar para que no solidifique la mezcla de sales. Por otro lado, hay que tener en cuenta la temperatura máxima que puede alcanzar la mezcla de sales escogida para que no se produzca su degradación (superior a 600°C). Igualmente hay que controlar la corrosión que pueda producir en componentes metálicos de la instalación de la central. Esto está relacionado con la calidad de la mezcla de sales.

Existen actualmente una gran cantidad de mezclas de sales en el mercado con variaciones en sus propiedades. Según estas se emplean unas u otras dependiendo del caso particular. Actualmente se usan principalmente las sales Hitec (53% KNO₃ + 40% NaNO₂ + 7% NaNO₃), que tienen un punto de fusión de 142°C y son usables hasta alrededor de los 535°C. Otras sales empleadas son las sales binarias, 60% NaNO₃ y 40% KNO₃, conocidas comúnmente como sales solares. Estas tienen propiedades similares a las Hitec pero comparativamente son más baratas y se pueden emplear hasta temperaturas en torno a 585°C. Sin embargo, tienen un límite inferior de temperatura de 220, superior al punto de fusión. Ambas mezclas de sales de nitratos se vuelven inestables en temperaturas superiores a 600°C. Los fluidos ternarios son capaces de aportar un rango de temperaturas mayor y costes menores que las mezclas binarias.

Storage Medium	Temperature		Average density (kg/m ³)	Average heat conductivity (W/mK)	Average heat capacity (kJ/kgK)	Volume specific heat capacity (kWh _t /m ³)	Media costs per kg (US\$/kg)	Media costs per kWh _t (US\$/kWh)
	Cold (°C)	Hot (°C)						
Liquid media								
Mineral oil	200	300	770	0.12	2.6	55	0.30	4.2
Synthetic oil	250	350	900	0.11	2.3	57	3.00	43.0
Silicone oil	300	400	900	0.10	2.1	52	5.00	80.0
Nitrite salts	250	450	1.825	0.57	1.5	152	1.00	12.0
Nitrate salts	265	565	1.870	0.52	1.6	250	0.50	3.7
Carbonate salts	450	850	2.100	2.0	1.8	430	2.40	11.0
Liquid sodium	270	530	850	71.0	1.3	80	2.00	21.0

Figura 26: Características de medios de almacenamiento [10]

e) *Sistema de almacenamiento*

Actualmente el sistema empleado para realizar el almacenamiento energético en las centrales solares termoeléctricas está siendo objeto de estudio para lograr su mejora, un incremento en su eficiencia y una reducción de su coste. Sin embargo, ya existen distintas configuraciones aptas para desarrollar esta labor. Las tecnologías actuales consisten en:

- Dos tanques de almacenamiento.

Esto consiste en dos tanques en los que se acumula el medio de almacenamiento, en uno a alta temperatura y en el otro el fluido frío. Según cual sea la demanda de energía necesaria en cada momento y si las condiciones climáticas del instante no son suficientes para su producción, se extrae un caudal másico del tanque caliente para enviarlo a un intercambiador donde se genere vapor, necesario para producir electricidad. Tras este intercambio el medio de almacenamiento se ha enfriado y es guardado en el segundo tanque. De aquí se hará circular por el circuito nuevamente hacia el tanque caliente según vaya siendo necesario.

- Tanque único de almacenamiento.

Esta forma de almacenar la energía térmica para su posterior aprovechamiento en la generación de electricidad consiste en un único tanque en el que se recoge el medio de almacenamiento, el cual presenta un gradiente de temperatura a lo largo del tanque entre la temperatura mayor y la más baja. Esta metodología presenta como inconveniente la gran dificultad que existe para mantener un correcto control de la temperatura del medio de almacenamiento. Sin embargo, supone un menor espacio necesario para el sistema de almacenamiento.

En ambos casos existen varios fluidos que son válidos como medio de almacenamiento: sales fundidas, aceite mineral. El caso más habitual es el almacenamiento a través de una mezcla de sales. Las propiedades de estas ya se han observado como fluido HTF. Las altas temperaturas que pueden alcanzar las convierten en un medio muy interesante por la energía térmica que pueden contener y transmitir. Además cuando se emplea este fluido es necesaria una gran cantidad para que el sistema funcione, por lo que emplear un medio barato, como son las sales, es recomendable para reducir los costes. Las sales pueden trabajar, en general, entre 560 y unos 200°C. Se quiere obtener un mayor rango de trabajo de las sales y que se aproveche la mayor energía posible de las mismas.

Otra opción posible para el sistema de almacenamiento térmico es el empleo de Rock bed. El uso de partículas rocosas para almacenamiento térmico tiene numerosas ventajas en comparación con otros sistemas de almacenamiento: son baratas y fácilmente disponibles,

además tienen unas buenas propiedades de transmisión térmica usándose con aire a baja velocidad, pudiendo alcanzar altas temperaturas.

2. Ciclo de potencia

El ciclo de vapor tiene como objetivo producir la mayor cantidad posible de potencia a partir del calor que se recupera en el generador de vapor. El vapor sobrecalentado sale del generador a alta presión y alta temperatura y se introduce en la turbina de vapor donde genera la potencia.

En estos casos el ciclo de potencia se trata de un ciclo Rankine operado por agua/vapor. Existen algunos casos en los que opera con otro fluido como puede ser un fluido orgánico. El ciclo Rankine básico consta de 4 etapas:

1. Aumento de la presión mediante una bomba. Idealmente este proceso es isoentrópico.
2. Calentamiento a presión constante del fluido.
3. Expansión en la turbina. Idealmente se trataría de una expansión isoentrópica.
4. Condensación del vapor a presión constante.

Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial del fluido a lo largo del recorrido de la instalación y las pérdidas de carga. Los procesos de compresión y expansión se ven afectados por rendimientos internos de los equipos y no se producen isoentrópicamente.

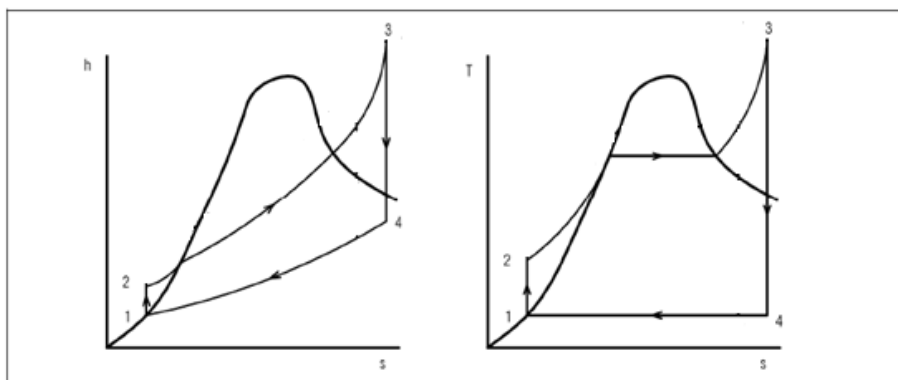


Figura 27: Gráficos h-s y T-s para un ciclo Rankine básico ideal [14]

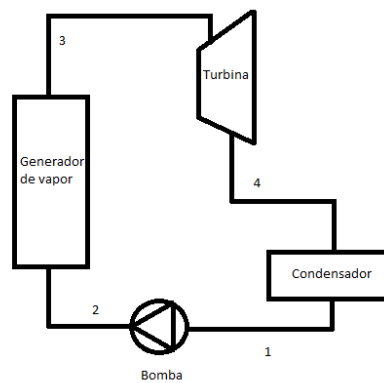


Figura 28: Esquema de los elementos de un ciclo Rankine básico

La fase de la turbina puede producirse en etapas, dependiendo de la presión, del caudal y de los niveles de presión. También se ve dividida en fases en caso de la existencia en el ciclo de recalentamiento o extracciones. El empleo de estos procesos, sus características y sus logros se detallan más adelante.

En el ciclo de potencia se recibe un aporte de calor en el generador de vapor que transforma el agua líquida en vapor sobrecalentado. Por otro lado se cede calor al fluido de refrigeración de forma que el fluido del ciclo se condensa. La refrigeración se realiza normalmente con agua o aire. El proceso de condensación es isobárico. Esta presión de condensación es la correspondiente a la temperatura de condensación, la cual depende a su vez de la temperatura del refrigerante. Así la temperatura de entrada del refrigerante es la que marca la presión mínima de condensación, si bien suele existir una diferencia de temperaturas entre ambos fluidos de intercambio.

Además en el proceso del ciclo es necesario el empleo de una bomba, que requiere de un trabajo, para elevar la presión del agua líquida desde la presión de condensación hasta la presión de vapor. Sin embargo este trabajo necesario es pequeño en comparación con el que se obtiene en la turbina gracias al funcionamiento del ciclo termodinámico. Esta potencia obtenida es la que realmente interesa, ya que es la que genera energía eléctrica. El objetivo es lograr un alto valor de potencia generada y un buen rendimiento del ciclo Rankine. El rendimiento del ciclo se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \eta_e * \eta_m * \eta_t \text{ donde,}$$

η_e	Rendimiento eléctrico
η_m	Rendimiento mecánico
$\eta_t: \eta_t = \frac{\omega_t - \omega_b}{Q}$	Rendimiento térmico
ω_t	Trabajo producido en la turbina
ω_b	Trabajo consumido por la bomba
Q	Calor absorbido en el ciclo

Como se puede observar el rendimiento del ciclo no es igual al térmico y esto se debe a la presencia de otros rendimientos. Así debido a la presencia de elementos mecánicos, la potencia interna de la turbina se ve disminuida, lo cual se traduce mediante el rendimiento mecánico. Por otra parte, en el traspaso de esta energía a energía eléctrica existen también ciertas pérdidas, que se indican mediante el rendimiento eléctrico.

Los parámetros que más influyen en la actuación del ciclo Rankine son la presión de vapor, la temperatura del vapor y la ya citada presión de condensación. [14] Esta última viene marcada como se ha indicado por el refrigerante, de forma que cuanto más baja sea mayor será la potencia extraída, el rendimiento y el grado de humedad a la salida de la turbina.

Respecto a la presión de vapor, se debe elegir acorde a obtener unos buenos resultados controlando simultáneamente la disponibilidad de los componentes de la instalación que trabajarán a dicha presión. Así según se incrementa la presión, la potencia generada aumenta hasta un máximo y después disminuye, aumenta por tanto el rendimiento y también el grado de humedad a la salida de la turbina.

Finalmente, la variación de la temperatura de entrada a la turbina también afecta al funcionamiento del ciclo. En este caso cuando se aumenta la temperatura manteniendo la presión, aumenta la potencia producida, el rendimiento y disminuye el grado de humedad a la salida de la turbina.

Por tanto se observa que los cambios de estos parámetros afectan a la potencia generada, al rendimiento y al grado de humedad. De esta manera lo que interesa principalmente conseguir es una mayor potencia y rendimiento. Además hay que indicar que a menor grado de humedad a la salida de la turbina los efectos de corrosión en los álabes son menores, interesando por tanto que este grado de humedad no sea muy elevado.

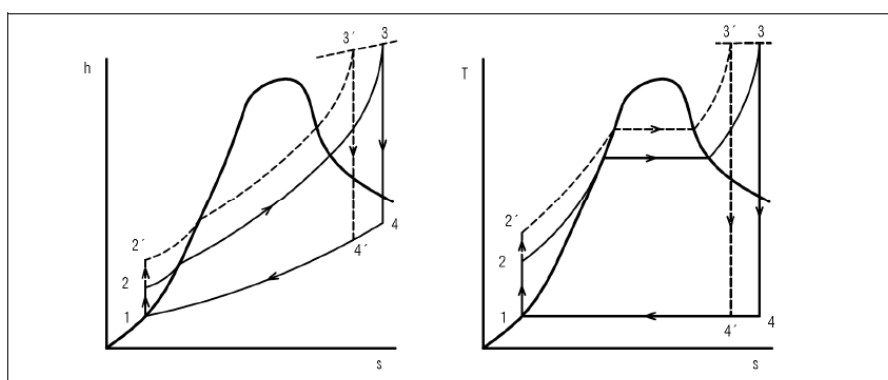


Figura 29: Gráficos ciclo Rankine con cambio en la presión de vapor [14]

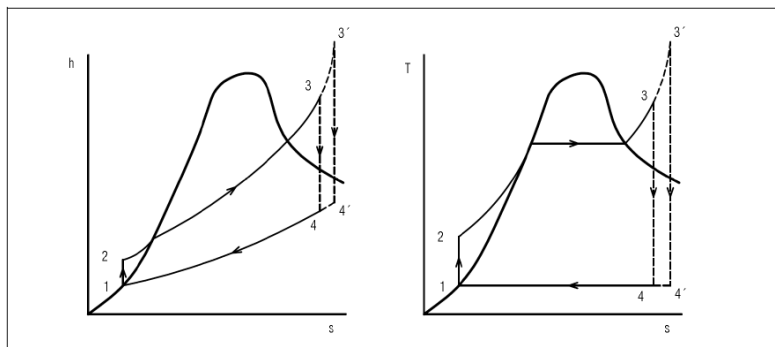


Figura 30: Gráficos ciclo Rankine con cambio en la temperatura del vapor de entrada [14]

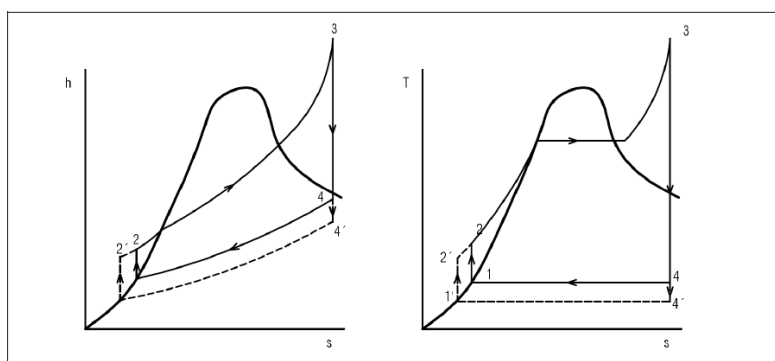


Figura 31: Gráficos ciclo Rankine con cambio en presión de condensación [14]

El objetivo es lograr una mejora del rendimiento de la planta y por tanto es necesaria una mejora en el rendimiento del ciclo de potencia. Existen otras maneras de alcanzar ese incremento mediante un ciclo Rankine básico modificado, introduciendo otros procesos: recalentamiento y extracciones.

2.1. Ciclo Rankine con recalentamiento

En los ciclos es muy habitual emplear el recalentamiento [14]. Esto hace que se aumente el título de vapor a la salida de la turbina y también incrementa el rendimiento. Consiste en hacer una parada en la turbina, extraer el vapor, calentarlo de nuevo hasta una temperatura superior e introducirlo nuevamente en una turbina para continuar con la expansión. La introducción de recalentamiento en el ciclo conlleva un aumento del coste.

Generalmente cuando se realiza un ciclo con recalentamiento este se hace de tal forma que la temperatura a la que se recalienta (punto 5) coincide con la temperatura de entrada del vapor en la primera etapa de la turbina (punto 3). Sin embargo, en este proyecto esta coincidencia de temperaturas no se realiza por la disposición en la que se ubica el recalentamiento. Este aspecto ya se comentará más adelante.

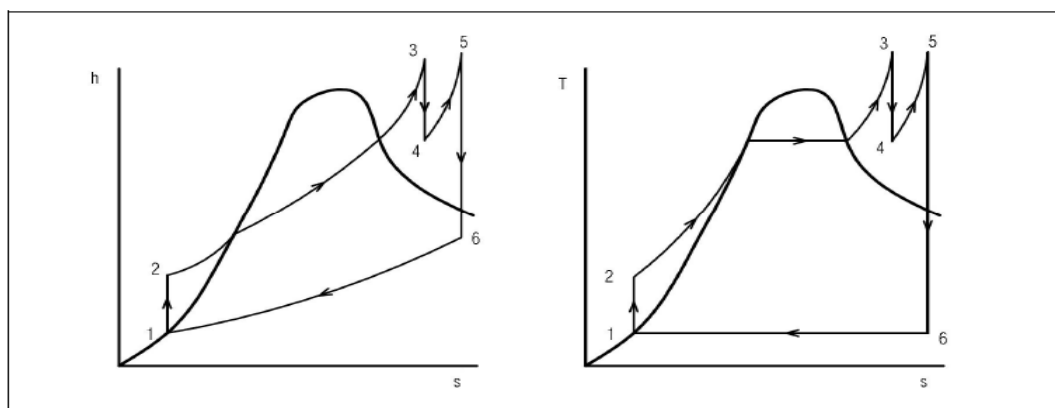


Figura 32: Gráficos correspondientes a ciclo Rankine con recalentamiento [14]

2.2. Ciclo Rankine regenerativo

La mejora del rendimiento también se puede conseguir mediante la adición de extracciones. En los ciclos regenerativos se extrae vapor de la turbina para calentar el agua que sale del condensador. De esta forma se logra mejorar el rendimiento del conjunto del ciclo. Las fracciones de vapor extraído de las turbinas pueden emplearse tanto en intercambiadores de superficie o de mezcla. El número de intercambiadores que se usa depende de la economía y de la complejidad que se alcance en la instalación [14]. Algunos esquemas se estudiarán con esta alteración.

Sin embargo, hay que vigilar que el aumento de rendimiento no es la única modificación que introducen las extracciones. Así la temperatura del agua será mayor al llegar al generador de vapor y por tanto el fluido de intercambio del mismo verá disminuida su temperatura en menor medida.

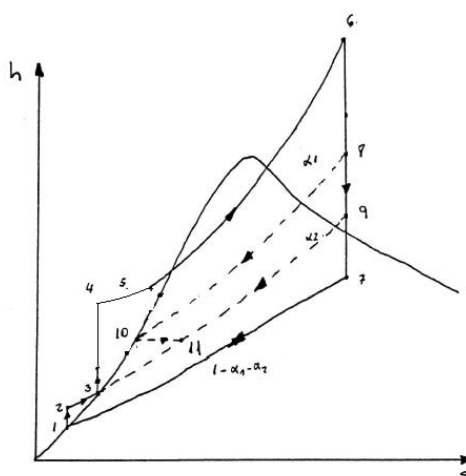


Figura 33: Gráfico posible de un ciclo Rankine con una extracción de cada tipo [14]

En caso de realizar una sola extracción, esta se debe derivar a un precalentador de mezcla. En él todos los flujos involucrados deben de estar a la misma presión y, tras la mezcla, el agua saldrá como líquido saturado a dicha presión.

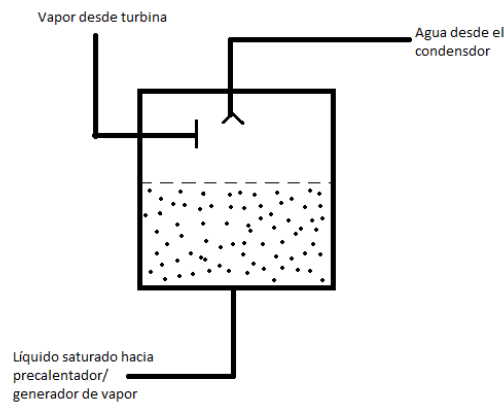


Figura 34: Funcionamiento precalentador de mezcla

En casos de más de una extracción se pueden incorporar intercambiadores de superficie. El precalentador de superficie permite que el flujo de vapor extraído de la turbina no se mezcle con el agua que se dirige al generador de vapor. El vapor de la extracción se condensa en este intercambiador y mediante una válvula de expansión se envía al precalentador siguiente (anterior, visto desde el agua que se dirige al generador de vapor), con la presión correspondiente establecida por este intercambiador.

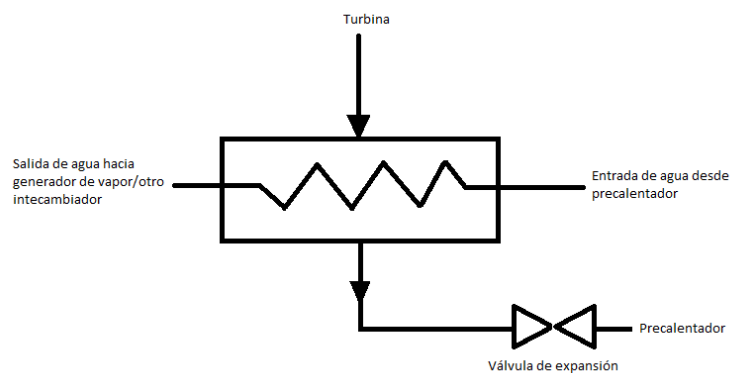


Figura 35: Funcionamiento precalentador de superficie

3. Integración SAT-PB. Generador de vapor

La integración entre el bloque de potencia (PB) y el circuito primario o el circuito del equipo de almacenamiento (SAT) supone una cuestión importante para lograr una buena eficiencia de la planta. Es importante conseguir un buen intercambio térmico entre los dos fluidos para así aprovechar la mayor cantidad posible de la energía térmica almacenada para obtener energía eléctrica.

Por ello es muy importante el estudio y análisis del generador de vapor, ya que es en este elemento del circuito donde se produce dicha transferencia térmica. Se trata de uno de los componentes de mayor relevancia en el esquema de la planta. En él se genera el vapor necesario para hacer funcionar la turbina que, conectada a un generador eléctrico, produce electricidad. Es el elemento que integra ambos sistemas: SAT-PB.

Además el generador de vapor no afecta únicamente al proceso de intercambio sino también a otros aspectos muy importantes en el funcionamiento de las centrales CSP y sobre los que hay que centrar la atención. Algunos de estos serían:

- La temperatura de salida de las sales o del fluido primario. Este valor depende de la transferencia de calor que se produzca en el generador de vapor. A mayor intercambio, menor será la temperatura de salida. Es interesante reducirla para poder luego recibir y almacenar mayor cantidad de energía pero hay que vigilar que no se llegue al límite inferior, con el que se congela la mezcla de sales.
- La temperatura de entrada de las sales no es determinada en sí por la configuración del generador de vapor pero es determinante para el funcionamiento del mismo. Además hay que vigilarlo para que no sea tan grande que se vuelva inestable.
- Según los resultados que se obtengan se puede contemplar la opción de varios fluidos. Esto es que el generador de vapor este dividido en dos partes con fluidos distintos, es decir, que los últimos intercambios se hagan por ejemplo con aceites.

Como se ha ido comentando se van a introducir y analizar cambios en el diseño del generador de vapor, sin embargo, antes de conocer cuáles son los distintos esquemas planteados para realizar su estudio en este proyecto es necesario introducir unos conceptos importantes para la comprensión del funcionamiento del generador de vapor.

3.1. Generador de vapor. Funcionamiento

Actualmente no existe mucha información sobre el uso de los generadores de vapor en solar termoeléctrica, y menos sobre diferentes configuraciones y grados de complejidad de los mismos. Para obtener más información sobre estos aspectos se observa la similitud con las calderas de los ciclos combinados [15], [16], [17]. En estas el gas procedente de la turbina de gas se introduce en la caldera, donde suele entrar en contacto con un combustible, de forma

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

que se transmite calor al agua transformándola en vapor que hará funcionar la turbina de un ciclo de potencia. Se puede apreciar la similitud con el generador de vapor estudiado en este proyecto, donde de la misma manera el objetivo es transmitir calor al agua para producir vapor pero procedente de un flujo de sales. Se parte por tanto de documentación y estudios de ciclos combinados.

No obstante, es importante destacar que existen diferencias entre ambos equipos. Así el hecho de que en la caldera de los ciclos combinados el fluido del que se pretende extraer calor sea aire/gas reduce la complejidad constructiva del intercambiador. En ese caso se puede realizar mediante un intercambiador que consista en una carcasa conjunta para todas las fases del intercambio por la que circule el fluido gas. Sin embargo, en el caso del proyecto, que se trata de una mezcla de sales esa opción no es posible, y esta debe circular por tubos.

A pesar de las diferencias, el funcionamiento general es semejante. Así, el objetivo del generador de vapor es recuperar la máxima cantidad de calor de la mezcla de sales y obtener vapor en las condiciones adecuadas para poder generar electricidad en la turbina de vapor del bloque de potencia. En general se trata de un intercambiador con flujos en contracorriente de manera que el agua entra por donde sale la mezcla de sales.

El generador de vapor consta principalmente de tres secciones diferenciadas [15]:

- Economizador. (Ec/Econ)

En esta sección se pretende extraer el máximo calor residual de las sales, elevando la temperatura del agua hasta casi la temperatura de saturación a la presión correspondiente. No es conveniente que exista vapor en este intercambiador por ello se establece un margen de seguridad, denominado Approach Point, que se define como la diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura a la que sale el agua en el economizador. Este margen de seguridad es necesario para asegurar la inexistencia de vapor cuando no se trabaje a carga completa.

- Evaporador. (Evap)

Junto a este componente se encuentra también otro elemento importante como es el calderín. El agua llega desde el economizador al calderín y desde aquí es recirculado por el evaporador donde se produce la mezcla bifásica vapor-líquido. El vapor que llega al calderín saldrá y se dirigirá al siguiente elemento. El líquido se recircula hasta que se evapore. Hay que recordar que durante el cambio de fase la temperatura de un fluido permanece constante.

- Sobrecalentador. (Sh)

En este intercambio se eleva la temperatura del vapor para adecuarlo a la temperatura de entrada de la turbina, es decir, se calienta el vapor saturado hasta las condiciones de vapor sobrecalentado aptas y necesarias para la operación de la turbina.

En un principio todas las secciones van a ser necesarias. Puede producirse que alguna de ellas se divida en dos o más tramos de forma que se intercalen secciones y así se favorezca un intercambio térmico mejor ejecutado.

Durante todo el proceso que se lleva a cabo en el interior del generador de vapor son muy importantes las temperaturas que se van alcanzando en los distintos puntos de ambos fluidos. De esta manera es importante que las sales vayan reduciendo su temperatura progresivamente mientras que el agua irá aumentándola, manteniéndola constante durante el cambio de fase. Por ello encontramos ciertos puntos sobre los que hay que tener especial atención.

Existe un valor especialmente importante sobre el que prestar atención. Se trata del Pinch Point. Este valor se define como la menor diferencia de temperaturas entre la mezcla de sales y el agua que entra en el evaporador. El Pinch Point se trata de un valor muy importante en el diseño del generador, ya que cuanto menor sea mejorará el rendimiento exergético y producirá más vapor. Además significará que las temperaturas de ambos fluidos evolucionarán más próximas. Sin embargo una menor diferencia exige una mayor superficie de intercambio, lo que supone un mayor coste en su fabricación. Por tanto hay que establecer un valor del Pinch Point que busque un buen equilibrio entre el área y la economía. Su valor suele oscilar entre los 5 y los 20°C. [15]

Además otros puntos importantes en el diseño del generador de vapor son: el Approach Point, citado anteriormente y que no puede ser muy grande para que no se produzca un gran choque térmico en el calderín; y la diferencia de temperaturas entre la de entrada de las sales y la de salida del vapor, cuyo valor vendrá limitado por diseño del fabricante. Este valor hay que tenerlo en cuenta a la hora de asegurar que se tienen las condiciones de vapor necesarias a partir de las condiciones de las sales en el tanque caliente.

Los generadores de vapor no están estandarizados como sí pueden estarlo otros componentes empleados en los ciclos, fabricándose por tanto para cada caso particular. Por ello es muy importante determinar estos valores adecuadamente para así obtener un compromiso entre el rendimiento y el coste del generador.

A raíz de la variabilidad que presentan se van a estudiar posibles modificaciones en la búsqueda de una mejora en la eficiencia. Así los diseños más sencillos son de un único nivel de

presión, pero se pueden plantear configuraciones con más niveles. La elección del número de niveles de presión se realiza en función de lo que se quiere obtener. Para ello es necesario conocer que ofrece cada nuevo nivel [16], [17].

La configuración de un solo nivel de presión significa que todo el flujo másico de agua que recibe la transferencia de calor y se convierte en vapor se encuentra a la misma presión. Los generadores de vapor de un nivel de presión teóricamente se espera que presenten ciertas limitaciones. Así la capacidad de extraer calor se espera menor, la temperatura a la que se conseguirá enfriar al fluido primario es más alta y las pérdidas exergéticas se suponen mayores.

Sin embargo, resulta que se va a añadir complejidad y se van a estudiar modelos con más niveles de presión para analizar si se obtiene el deseado aumento de rendimiento. El aumento del número de niveles de presión se realiza con el fin de obtener un buen rendimiento del ciclo de vapor, con la alta presión, y una buena recuperación de calor, con la baja presión. La adición de algún nivel de presión significa que el caudal másico de agua se divide en dos o más vías, según el número de niveles, las cuales trabajan a distinto valor de presión. De esta forma cada línea independiente se convierte en vapor a su correspondiente presión. Posteriormente según se van expandiendo en las turbinas los caudales con mayor presión se unen nuevamente las líneas según se vayan alcanzando sus presiones.

Cuando se trata de calderas de dos niveles de presión en ciclos combinados, se consigue enfriar los gases hasta una temperatura más baja y además se eligen los niveles de presión de forma que se logre el mayor aumento del rendimiento. Cuando se trata de calderas de tres niveles ya no se logra una reducción mayor de las temperaturas pero si se consigue disminuir las pérdidas exergéticas. Según aumenta el número de niveles de presión, las curvas de las temperaturas de ambos fluidos se aproximan más. Se trata por tanto de analizar y comprobar si ocurren estos hechos también en las condiciones de funcionamiento de un generador de vapor de una planta CSP de receptor central de torre.

Establecer una configuración del generador de vapor adecuada y que funcione correctamente es complicado puesto que hay que considerar numerosos aspectos simultáneamente. Es necesario establecer un orden correcto y óptimo de las distintas secciones que lo compongan controlando la continuidad de las temperaturas y analizando sus posibilidades constructivas reales. Existen algunos modelos de calderas de ciclo combinado que se han empleado como base, sin embargo, ha habido que modificarlos. Uno de los motivos que hacen necesario esos cambios es el hecho de que no resulta posible un intercambio simultáneo de la mezcla de sales con dos flujos de vapor diferenciados por el hecho de que las sales deben circular por tubos como se ha comentado.

4. Metodología

La metodología empleada para poder obtener resultados y establecer nuevos modelos es realizar simulaciones mediante Dymola.

Dymola es un software empleado para modelar y simular. Permite simular el comportamiento dinámico de sistemas multidisciplinares así como las interacciones entre ellos en diversos ámbitos de la ingeniería.

Se trata de una herramienta que permite el modelado y simulación de sistemas de forma que favorece una menor necesidad de prototipos físicos, fomenta realizar más diseños alternativos en fases iniciales del proyecto para mejorar la calidad del producto final y además posibilita la reutilización de componentes. Los usuarios de Dymola pueden crear modelos más integrados y obtener simulaciones con resultados más ajustados a la realidad. [18]

Dymola se basa en el lenguaje de modelado abierto de Modelica y cuenta con una librería estándar muy completa con cerca de 1280 componentes de modelos, compatibles para muchos campos de la ingeniería. Es decir, los usuarios pueden crear bibliotecas de modelos propias o modificar las que ya existen para que se adapten a sus necesidades específicas de modelado y simulación y poder así acelerar los tiempos de desarrollo, reducir los esfuerzos de mantenimiento y mejorar la interrelación entre proyectos. La flexibilidad de Dymola la convierte en una herramienta versátil e ideal para el modelado y la simulación de nuevas alternativas tecnológicas y de diseños. El lenguaje de Modelica resulta muy práctico porque no es necesario tener las ecuaciones explícitamente ni establecerlas en orden y además presenta una gran flexibilidad.

Como se ha indicado Dymola tiene varias librerías propias de distintos ámbitos de ingeniería, que pueden ser usadas simultáneamente para un único modelo: sistemas mecánicos, eléctricos, termodinámicos, hidráulicos, neumáticos, térmicos y de control. Por ello Dymola es empleado por compañías e industrias de varios sectores como pueden ser el automovilístico, aeroespacial o energético. Dymola es una completa herramienta de modelado y simulación de sistemas integrados y complejos que se puede emplear en compañías e industrias de los sectores aeroespacial, de automoción, de robótica y de procesos, así como en otras aplicaciones. [18]

Sin embargo no hay librerías disponibles gratuitamente para el modelado de sistemas de solar térmica. En este caso se emplea una librería de elaboración propia de CENER, denominada CST library (CENER Solar Thermal Library), que permite realizar modelos sencillos así como simular sistemas más complejos, como puede ser una planta completa.

Con objeto de conocer si se logra el objetivo de un aumento de la eficiencia y obtener datos sobre las salidas producidas, se simulan ciclos de potencia que producen energía a partir del sistema de almacenamiento térmico. El proceso seguido para el estudio del proyecto ha sido el siguiente. En primer lugar se ha determinado que en todos los bloques de potencia que se van a estudiar se va a emplear el recalentamiento. Este se hará aprovechando el calor de las sales y de acuerdo a lo indicado por empresas fabricantes de generadores de vapor esta sección se incluirá dentro del generador de vapor, intercalado con las secciones propias del mismo. A continuación se han buscado esquemas posibles para implementar en el generador de vapor y analizar cuál es más óptima.

Establecer las ecuaciones del ciclo de potencia resulta sencillo. La complicación radica en implementar las correspondientes al generador de vapor. Por ello se comienza simulando aquel esquema que resulta más simple y se va añadiendo complejidad según se insertan secciones y niveles de presión. En cada caso particular se analiza qué nuevas ecuaciones son necesarias y qué valores iniciales hay que establecer como requerimiento en dicho sistema. En general principalmente se emplean ecuaciones en las que se establece un balance de energía o en las que se relacionan temperaturas u otros parámetros de algunos elementos.

5. Ciclos de potencia analizados

5.1. Ciclos de potencia con recalentamiento

5.1.1. Esquemas planteados

En cuanto a la parte del ciclo de potencia que no corresponde al generador de vapor las ecuaciones se mantienen para todos los esquemas planteados. Así es importante destacar que se incluye un rendimiento de las turbinas y bombas implicadas de forma que se tiene en consideración que estos procesos de expansión y compresión no se producen idealmente sino que tienen una desviación respecto al proceso isoentrópico.

Por otra parte la turbina, con independencia de cuantos niveles de presión presenta el generador, constará de al menos dos fases debido a la existencia del recalentamiento. Cuando exista más de un nivel de presión, el recalentamiento se producirá a la presión de uno de ellos. Esto significa que la primera etapa de la turbina expandirá el vapor hasta dicha presión, se mezclará con el caudal del correspondiente nivel de presión y se envía a la sección de recalentamiento. Una vez calentado conjuntamente se dirige a la siguiente etapa de la turbina.

Como ya se ha ido comentando se han analizado esquemas de un único nivel de presión, de dos e incluso de tres niveles, para ver las diferencias entre ambos. Existen una gran posibilidad de combinaciones posibles, pero estas se ven reducidas por razones constructivas principalmente. Así, los generadores de vapor no pueden contar con intercambiadores

simultáneos y además existen limitaciones a causa de algunas de las temperaturas, ya que hay que vigilar que las sales vayan reduciendo su temperatura constantemente.

A continuación se muestran las configuraciones estudiadas en cada caso.

a) *Esquema 1: 1 nivel de presión*

Se trata del esquema más sencillo, con una única sección para cada una de las fases necesarias en un generador de vapor. La sección correspondiente al recalentamiento se encuentra ubicada entre el evaporador y el sobrecalentador. Este último es el que se encuentra a la entrada de las sales.

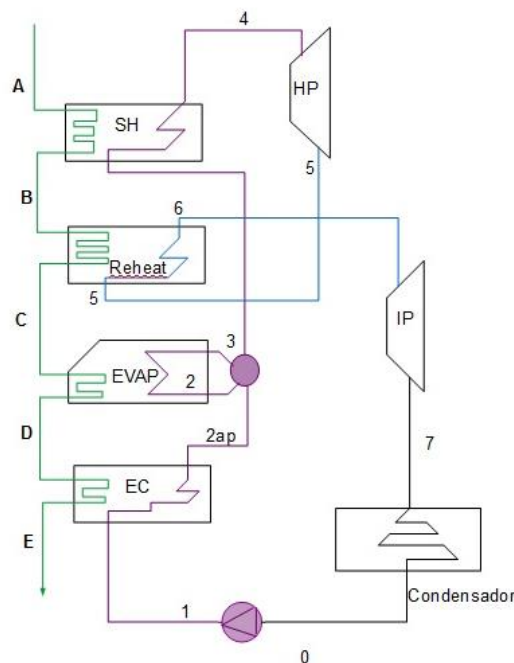


Figura 36: Esquema 1: configuración con generador de vapor de 1 nivel de presión

Los datos de inicio necesarios para poder realizar la simulación de este esquema son principalmente los que se han indicado como obligatorios para el diseño de un generador: approach point, 5°C; pinch point, 10°C; y la diferencia de temperaturas entre la entrada de las sales y la salida de vapor, indicado por los fabricantes, y que se ha tomado como 15°C. Además es necesario aportar otro valor más en el diseño de este generador de vapor. Así se relaciona la temperatura de las sales y del vapor al final de la sección de recalentamiento. La relación establecida es qué diferencia debe haber entre ambos valores. Anteriormente se ha citado que habitualmente el recalentamiento se realiza hasta una temperatura igual a la de entrada del vapor en la primera turbina. Sin embargo, aquí esto no es posible, ya que al encontrarse esta sección ubicada posteriormente al sobrecalentador, la temperatura de las sales es menor y no

puede aportar tanto calor al caudal de recalentamiento. Si intentase alcanzar dicha temperatura se produciría una inversión en las temperaturas.

El programa de modelado y simulación correspondiente a este esquema se encuentra en el anexo 1.

b) *2 niveles de presión*

En este caso se han simulado varias opciones en las que se emplean distintos esquemas en el generador de vapor, albergando en todos los casos una sección para el recalentamiento tras la primera etapa de la turbina.

- Caso 1: Esquema 2

Esta primera configuración surge a partir del esquema de dos niveles planteado en [16], pero teniendo en cuenta el hecho de que no pueden coexistir dos intercambios paralelos. Por ello se modifica ese esquema inicial, de manera que la primera sección se trata de un economizador único a media presión y su salida se divide en los dos niveles con sus caudales correspondientes.

A partir de entonces uno de los flujos se eleva mediante una bomba hasta la alta presión del ciclo y recorre las 3 secciones correspondientes a un generador de vapor (economizador, evaporador y sobrecalentador). Posteriormente este vapor se expande en una turbina hasta la presión intermedia. En este punto, se junta con la salida del nivel de presión intermedia (cuyo caudal ha recorrido un evaporador y un sobrecalentador) y se envía al recalentamiento, cuya salida se expande en la segunda etapa de la turbina.

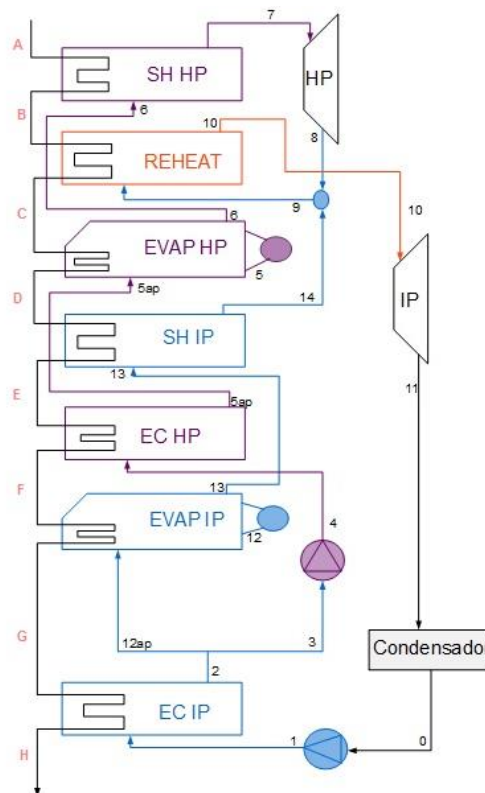


Figura 37: Esquema 2: configuración con generador de vapor 2 niveles de presión. Caso 1

Para poder realizar el diseño son necesarios los mismos datos iniciales que con un nivel de presión. Ahora bien al añadir un nivel de presión el diseño se ha complicado y es necesario indicar más relaciones para poder establecer adecuadamente el modelo. Los valores de approach point y pinch point hay que indicarlo para los dos niveles de presión existentes en el generador de vapor. En este caso, además de indicar la relación de temperaturas al finalizar el recalentamiento hay que indicarla también en la salida del nivel de presión más bajo.

Por otro lado, de acuerdo a la numeración de la Figura 37, se observa como las temperaturas de los puntos 2, 3 y 12ap son iguales.

El programa de simulación correspondiente se encuentra en el anexo 2.

- Caso 2: Esquema 3

Se trata de un esquema que surge a partir del encontrado en [15], al que se le añade una sección de recalentamiento. En este caso ambos niveles de presión van completamente independientes desde el inicio. A la salida del condensador el caudal se divide en dos, elevándose cada uno de ellos a la presión correspondiente. De esta manera el nivel intermedio recorre un intercambiador para cada fase necesaria mientras que el nivel de alta presión emplea dos intercambiadores para la fase del economizador. El primero de ellos se encuentra

al final del recorrido de las sales y el segundo de ellos justo delante del evaporador de ese nivel de presión. Tras la primera turbina ambos caudales se juntan y realizan el recalentamiento y el resto del ciclo.

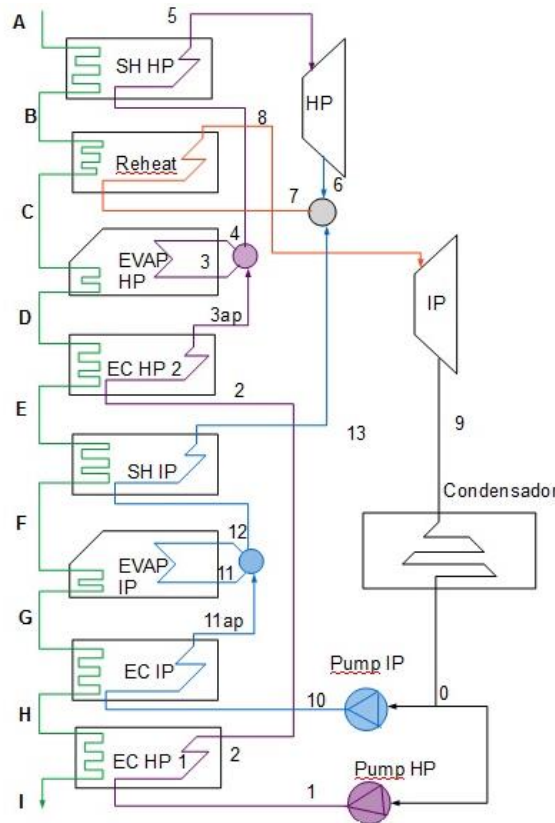


Figura 38: Esquema 3: configuración con generador de vapor 2 niveles de presión. Caso 2

Los parámetros necesarios en el diseño son como los del otro esquema de dos niveles de presión. Por otro lado aquí es necesaria una relación sobre cuanto transferencia se produce en cada economizador de alta. Esto es, se conoce el punto de entrada al generador y el punto que se debe alcanzar al final del economizador, así mediante un factor se indica que fracción del total de calor que debe recibir el agua se va a transferir en el primer economizador (0.4).

El programa de simulación correspondiente se encuentra en el anexo 3.

c) *Esquema 4: 3 niveles de presión*

Se trata de la configuración más compleja. En esta ocasión el diseño se basa en un esquema planteado en un programa de ordenador (Gatecycle). A partir de ese esquema se obtiene un posible orden de las secciones necesarias para un generador de vapor con tres niveles de presión. Por tanto se simula una configuración muy similar a esa ya mencionada.

El esquema final planteado consta de un primer economizador a baja presión común. Después de él se separa el flujo en 2 caudales, de los cuales a uno se le eleva la presión hasta la intermedia y a continuación vuelve a dividirse en dos, uno de los cuales es elevado a alta presión. El caudal de baja presión recorre las dos secciones restantes y se une con el resto del flujo tras el final de la segunda etapa de la turbina. El caudal de presión intermedia recorre las 3 secciones habituales y se encamina al recalentamiento tras juntarse con la salida de la primera expansión. El caudal de alta presión consta de dos intercambiadores tanto para el economizador como para el sobrecalentador, además de tener lógicamente un evaporador. En este esquema el recalentamiento se realiza en dos etapas entre las que se intercala uno de los sobrecalentadores de alta presión. El orden completo de todas las secciones existentes se muestra en Figura 39.

En este caso es obligatorio indicar como parámetros de diseño todos los approach point y pinch point de todos los niveles de presión así como las diferencias de temperatura tanto al final de la última sección de cada nivel entre la sal y el vapor como en el recalentamiento. Igualmente es necesario establecer cuanto calor es transferido en el primero de los intercambios respecto del total de su sección en aquellas que se encuentran fraccionadas en tramos: economizador alta (0.2), sobrecalentador alta (0.60104) y recalentamiento (0.7753).

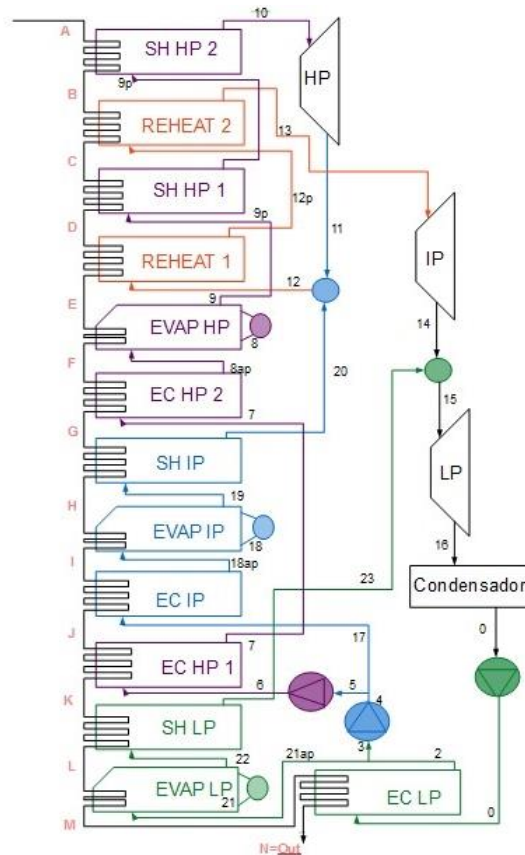


Figura 39: Esquema 4: configuración con generador de vapor de 3 niveles de presión

El programa de simulación empleado para esta configuración se encuentra en el anexo 4.

5.1.2. Resultados obtenidos

A continuación se muestran los resultados obtenidos para todas las configuraciones anteriormente explicadas, intentando mantener los mismos parámetros de entrada para que resulte más fácil la comparación entre los esquemas. Hay que indicar que el empleo de Dymola como herramienta de simulación ha limitado algunos rendimientos de las turbinas, que normalmente serían más altos, ya que se entraría dentro de la campana líquido-vapor y aquí la herramienta presenta problemas de simulación. Por tanto en ciertos casos se obtendrían resultados mejores en la realidad frente a los que se obtienen en la simulación.

a) *Esquema 1: 1 nivel de presión*

La simulación se ha realizado con los siguientes parámetros de entrada recogidos en la Tabla 1.

Tabla 1: Parámetros de entrada esquema 1

Flujo másico fluido almacenamiento (kg/s)	12
Rendimiento turbina HP	0,85
Rendimiento turbina IP	0,82
Rendimiento bomba	0,7
Eficiencia mecánica	0,97
Eficiencia eléctrica	0,98
T entrada fluido almacenamiento (°C)	520
dTFinalHP	15
dTFinalReheat	15
Pinch Point Alta presión	10
Approach Point Alta presión	5
Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Presión Alta (bar)	100
Presión Intermedia (bar)	10
Presión Condensación (bar)	0,1

A continuación en la Figura 40 se muestra el diagrama T-Q para los fluidos que intervienen en el generador de vapor de esta configuración.

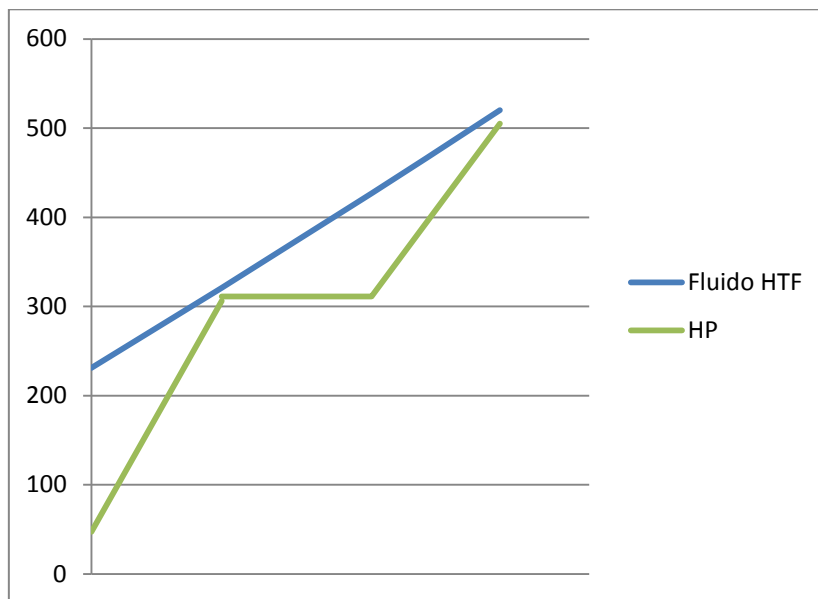


Figura 40: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 1

Los resultados de salida del ciclo de potencia más importantes son los de la Tabla 2.

Tabla 2: Valores obtenidos esquema 1

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	231
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	4,923
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	1,34
Temperatura máxima vapor (°C)	505
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	1,66
Rendimiento ciclo (%)	33,0596

Por tanto observando los resultados se puede comprobar que se trata de una configuración que obtiene un buen rendimiento pero no logra disminuir mucho la temperatura de salida de las sales (231°C), existiendo una gran diferencia entre esta y la temperatura de entrada del agua (45.8°C).

b) *Esquema 2: 2 Niveles de presión. Caso 1*

Los parámetros de entrada en esta simulación han sido los que aparecen en la Tabla 3.

Tabla 3: Parámetros entrada esquema 2

Flujo másico fluido almacenamiento(kg/s)	12
Rendimiento turbina HP	0,85
Rendimiento turbina IP	0,82
Rendimiento bomba	0,7
Eficiencia mecánica	0,97
Eficiencia eléctrica	0,98
T entrada fluido almacenamiento (°C)	520
dTFinalHP	15
dTFinalIP	15
dTFinalReheat	15
Pinch Point Alta presión	10
Aproach Point Alta presión	5
Pinch Point Media presión	10
Aproach Point Media presión	5
Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Presión Alta (bar)	100
Presión Intermedia (bar)	10
Presión Condensación (bar)	0,1

La gráfica T-Q obtenida en el generador de vapor de esta configuración es la mostrada en la Figura 41.

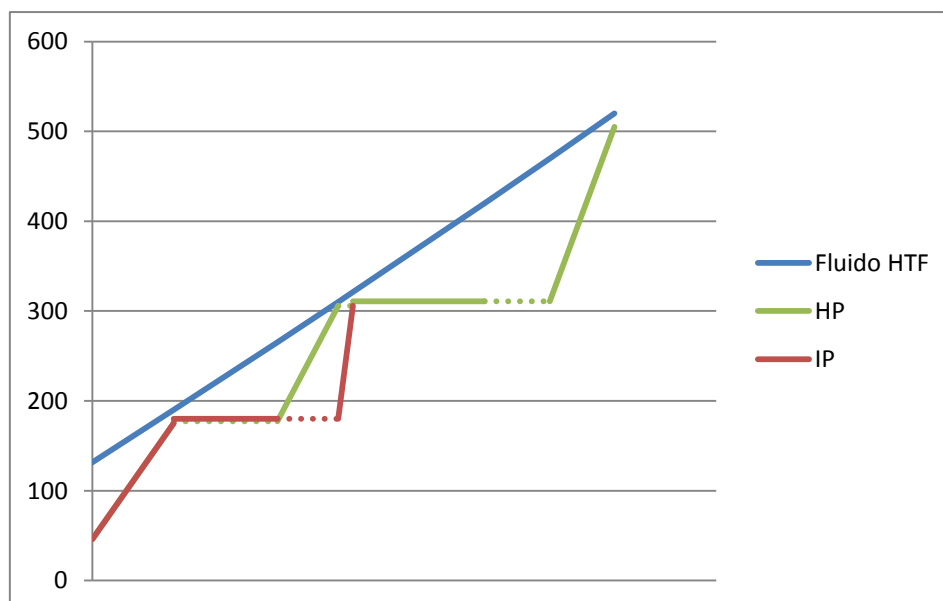


Figura 41: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 2

Los resultados de salida para el ciclo de potencia más importantes se recogen en Tabla 4.

Tabla 4: Resultados simulación esquema 2

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	131,6
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	6,694
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	1,9
Temperatura máxima vapor (°C)	505
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,0547
Rendimiento ciclo (%)	30,0787

c) *Esquema 3: 2 niveles de presión. Caso 2*

Los parámetros de entrada en esta simulación han sido los mostrados en la Tabla 5.

Tabla 5: Parámetros entrada esquema 3

Flujo másico fluido almacenamiento(kg/s)	12
Rendimiento turbina HP	0,85
Rendimiento turbina IP	0,82
Rendimiento bomba	0,7
Eficiencia mecánica	0,97
Eficiencia eléctrica	0,98
T entrada fluido almacenamiento (°C)	520
dTFinalHP	15
dTFinalIP	15
dTFinalReheat	15
Pinch Point Alta presión	10
Approach Point Alta presión	5
Pinch Point Media presión	10
Approach Point Media presión	5
Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Presión Alta (bar)	100
Presión Intermedia (bar)	10
Presión Condensación (bar)	0,1
Fraction HP	0.4

En el generador de vapor, la gráfica T-Q de este esquema se muestra a continuación en la Figura 42.

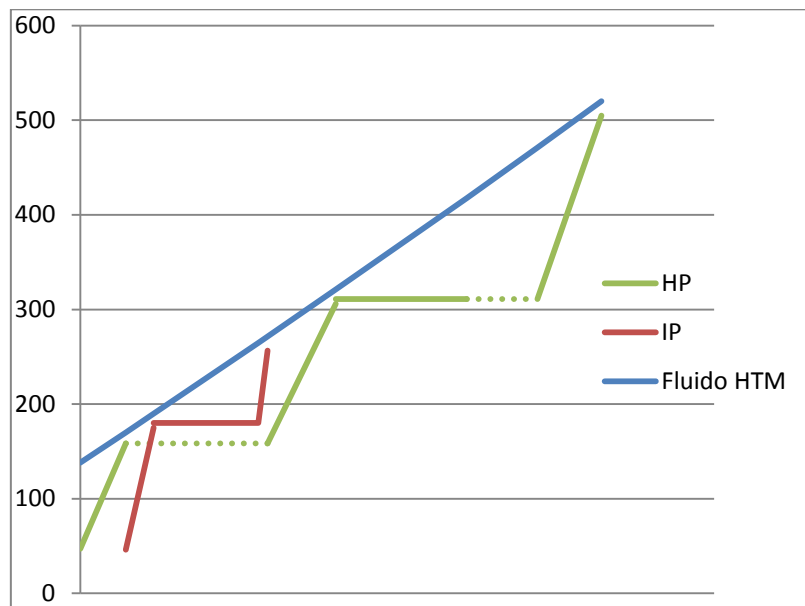


Figura 42: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 3

Para el ciclo de potencia los resultados de salida más importantes son los de la Tabla 6.

Tabla 6: Valores obtenidos esquema 3

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	138
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	6,58
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	1,87
Temperatura máxima vapor (°C)	505
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,02
Rendimiento ciclo (%)	30,0716

Podemos observar que al incluir en el generador de vapor un segundo nivel de presión el rendimiento se reduce, aunque la potencia extraída del ciclo es mayor, y la temperatura de salida de las sales es disminuida también. Se ha conseguido disminuir el valor de la diferencia entre la temperatura de salida del fluido de almacenamiento y la temperatura de entrada del agua, con una reducción de aproximadamente 100°C.

Comparando los dos esquemas de dos niveles de presión entre ellos, se puede apreciar como el correspondiente al caso 1 reduce más la temperatura del fluido de almacenamiento pero tiene un rendimiento más bajo. Produce más potencia extrayendo al mismo tiempo mayor calor del medio de almacenaje.

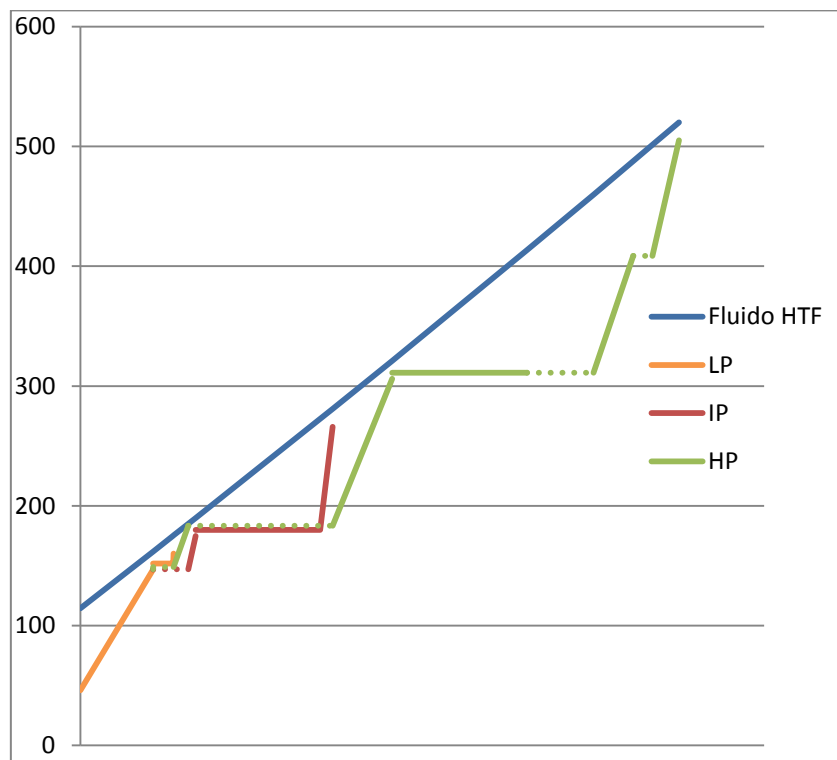
d) *Esquema 4: 3 niveles de presión*

A continuación se muestran en la Tabla 7 los valores con los que se realiza la simulación.

Tabla 7: Parámetros entrada esquema 4. Simulación 1

Flujo másico fluido almacenamiento(kg/s)	12	Approach Point Alta presión	5
Rendimiento turbina HP	0,85	Pinch Point Media presión	10
Rendimiento turbina IP	0,85	Approach Point Media presión	5
Rendimiento turbina LP	0.82	Pinch Point Baja presión	10
Rendimiento bombas	0,7	Approach Point Baja presión	5
Eficiencia mecánica	0,97	Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Eficiencia eléctrica	0,98	Presión Alta (bar)	100
T entrada fluido almacenamiento (°C)	520	Presión Intermedia (bar)	10
dTFinalHP	15	Presión Baja (bar)	5
dTFinalIP	15	Presión Condensación (bar)	0,1
dTFinalLP	15	Fracción Economizador HP	0.2
dTFinalReheat	15	Fracción Sobrecalentador HP	0.60104
Pinch Point Alta presión	10	Fracción Recalentamiento	0.7753

Aquí tras realizarse la simulación se obtiene la gráfica de T-Q de los fluidos que participan en el generador de vapor (Figura 43).


Figura 43: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 4

Los resultados de salida más importantes son los recogidos en la Tabla 8.

Tabla 8: Valores obtenidos esquema 4. Simulación 1.

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	114,5
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	7
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	2
Temperatura máxima vapor (°C)	505
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,1433
Rendimiento ciclo (%)	29,9963

Se puede observar como el rendimiento se mantiene similar a los ciclos de potencia con un generador de vapor de dos niveles de presión como era esperado. La potencia extraída en el ciclo y el calor recuperado de las sales es algo mayor que en esos casos mientras que la temperatura de salida de la mezcla de sales es menor. La diferencia entre la temperatura de salida de la mezcla de sales y de entrada del agua es más pequeña que en otras configuraciones.

De este ciclo se tienen datos de referencia puesto que se ha obtenido su esquema a partir de uno existente en un software disponible en CENER. Por ello se quiere comprobar si con datos de entrada similares se obtiene un rendimiento del ciclo semejante. Por ello en este caso los valores iniciales de la simulación son los mostrados en la Tabla 9.

Tabla 9: Parámetros entrada esquema 4. Simulación 2.

Flujo másico fluido almacenamiento(kg/s)	12	Aproach Point Alta presión	5
Rendimiento turbina HP	0,8596	Pinch Point Media presión	10
Rendimiento turbina IP	0,9107	Aproach Point Media presión	5
Rendimiento turbina LP	0.853	Pinch Point Baja presión	10
Rendimiento bombas	0,7	Aproach Point Baja presión	5
Eficiencia mecánica	0,97	Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Eficiencia eléctrica	0,98	Presión Alta (bar)	100
T entrada fluido almacenamiento (°C)	565	Presión Intermedia (bar)	10
dTFinalHP	15	Presión Baja (bar)	5
dTFinalIP	10	Presión Condensación (bar)	0,1
dTFinalLP	10	Fracción Economizador HP	0.2
dTFinalReheat	15	Fracción Sobrecalentador HP	0.60104
Pinch Point Alta presión	10	Fracción Recalentamiento	0.7753

Observamos que en este caso hay mayor diferencia de los parámetros de entrada con respecto al resto de esquemas simulados. Esto es porque se quiere comparar con los resultados del software. En dicho programa se obtenía una eficiencia de 0.36. Observando los resultados obtenidos vemos que existe una cierta diferencia. Esta se debe a que no es el mismo esquema exactamente y a que no son los mismos parámetros de entrada con exactitud. Así, por ejemplo la fracción de economizador HP debería ser 0.3738 y se ha puesto 0.2 ya que sino el software

de Dymola y la configuración presentaban problemas. Por otro lado, los rendimientos de las turbinas en este caso también son mayores a los de la primera simulación, acercándose en mayor medida a los rendimientos reales de este tipo de turbinas.

En esta situación los resultados de salida del bloque de potencia más importantes son los recogidos en la Tabla 10.

Tabla 10: Valores obtenidos esquema 4. Simulación 2.

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	111,2
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	7,798
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	2,14
Temperatura máxima vapor (°C)	550
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,5738
Rendimiento ciclo (%)	32,344

A pesar de las diferencias existentes con el modelo base se opta por validar correctamente esta configuración. Además a partir de estos resultados se puede extraer cómo evolucionan los esquemas cuando la situación se asemeja más a la realidad gracias a los valores de rendimientos de las turbinas más próximos a lo real. Así, se puede observar que se ha obtenido la temperatura de salida de la mezcla de sales más baja. También se ve que la potencia extraída del ciclo y del flujo de sales aumenta así como el rendimiento.

5.1.3. Comparación de las configuraciones

El planteamiento de todas las configuraciones anteriores con diferentes generadores de vapor, que significan distinto comportamiento del bloque de potencia, se ha realizado con el objetivo de estudiar si se logra una mejora en el rendimiento y un mayor aprovechamiento de la energía térmica almacenada en el fluido del almacenamiento (sales fundidas). Se trata de determinar cuál sería el esquema más recomendable y en consecuencia cuál sería el diseño ideal para estudiar el comportamiento del conjunto de la planta para obtener una reducción del coste de energía producido con esta tecnología.

Considerando los resultados obtenidos en los cuatro esquemas sin extracciones estudiados con parámetros de entrada equivalentes observamos qué rendimiento del ciclo se obtiene y cuál es la potencia eléctrica generada para cada uno de ellos.

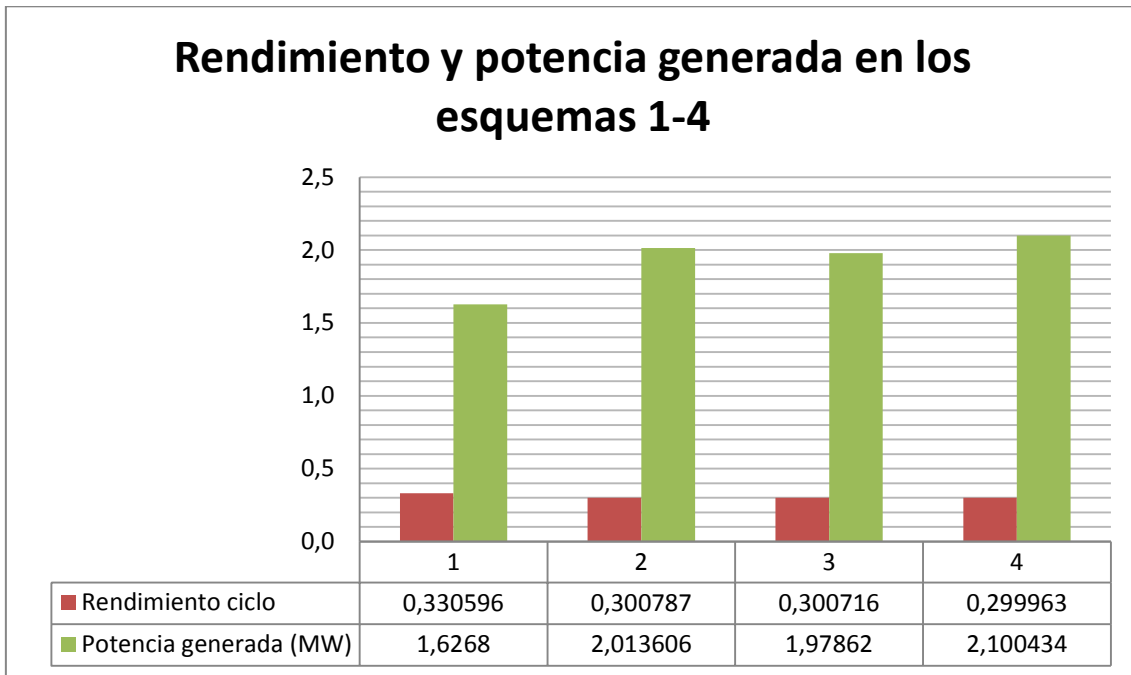


Figura 44: Rendimiento y potencia generada esquemas 1-4

Así se comprueba que el esquema uno es el que presenta un mayor rendimiento (diferencia relativa de un 10% aprox.). Sin embargo, es también el que menor potencia genera, y el interés se encuentra en lograr una gran producción. Los otros tres esquemas estudiados presentan un rendimiento del ciclo de potencia muy similar, con muy poca diferencia numérica. En cuanto a la potencia generada son valores mayores que en el primer esquema y aunque cercanos entre ellos, teniendo en cuenta que son MW la diferencia se agranda. Así se tiene una mayor potencia en el cuarto esquema, seguido del segundo. Analizando los números obtenidos hay que considerar que el esquema cuatro, cuya configuración añade una mayor complejidad respecto a los otros, tanto en la fabricación como en el control de operación, no aporta un mayor beneficio comparable al aumento de coste que supone.

Además existen otros aspectos obtenidos con la simulación de las configuraciones que resultan interesantes para analizar y comparar. En relación con el rendimiento está también la potencia calorífica recuperada del fluido de almacenamiento. Cuanta mayor energía se reciba en teoría será posible transformarla en más energía eléctrica y además conllevará una menor temperatura de salida del fluido. En consecuencia, luego se podrá coger más cantidad de energía solar en dicha cantidad de sales.

Así la situación de la potencia recuperada del medio de almacenamiento es proporcional a la producida en el ciclo. Así el primer esquema recupera una menor cantidad de energía y aunque los otros tienen cantidades mayores, figuran en primer lugar el cuarto y segundo esquema.

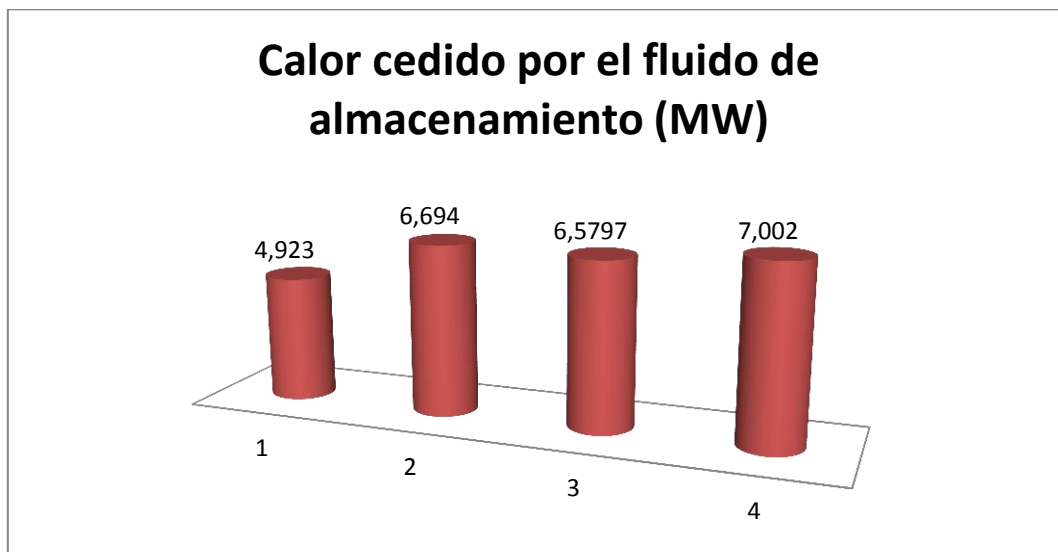


Figura 45: Calor cedido por fluido de almacenamiento esquemas 1-4

Igualmente las temperaturas son inversamente proporcionales, siendo la más elevada la del primer esquema, seguido de la tercera configuración. Hay que destacar que existe una diferencia aproximada de unos 100°C entre el esquema más simple -esquema 1- y los siguientes. Asimismo hay que tener cuidado porque realmente algunas de las temperaturas obtenidas no serían válidas para el fluido empleado y aunque resulta interesante bajar la temperatura, dadas las mezclas existentes actualmente, deberíamos optar en esos casos por emplear un generador de vapor que extraiga calor de dos fluidos, quedando dividido en sales y aceite mineral.

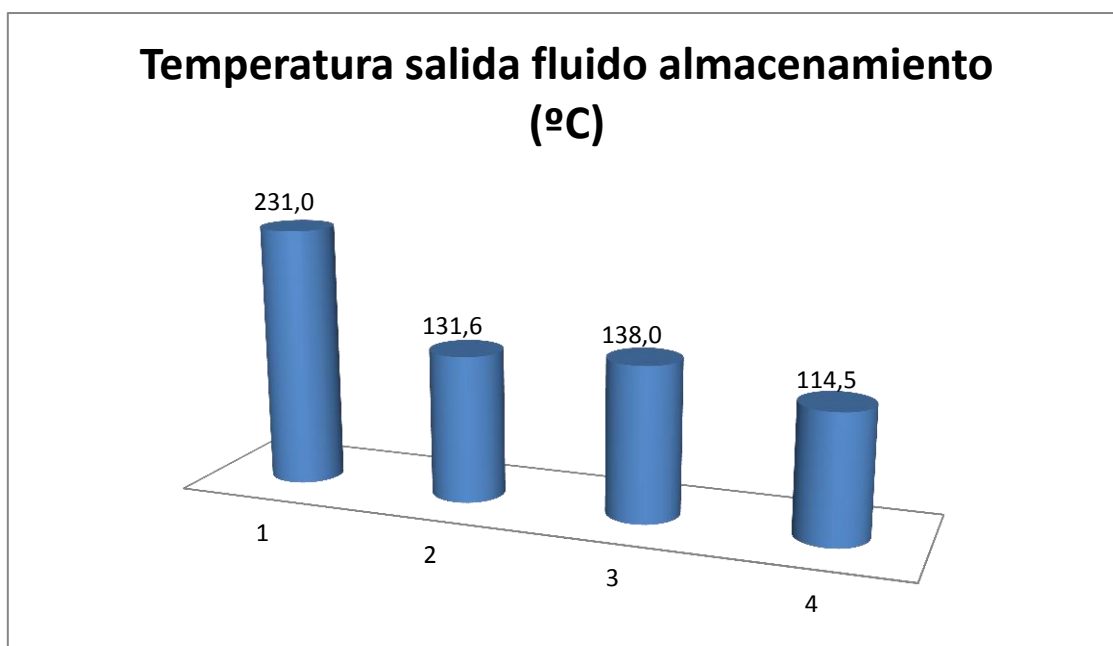


Figura 46: Temperatura salida del fluido de almacenamiento esquemas 1-4

Así al realizar la comparación entre las distintas configuraciones, se considera que a pesar de tener el mayor rendimiento en el esquema 1 este no obtiene los resultados deseados para el resto de aspectos y por tanto no parece ser el más adecuado. El resto de esquemas obtienen unos resultados parecidos, pero debido a la complejidad introducida en el caso del generador de vapor de 3 niveles de presión se descarta. Finalmente la opción definitiva sería quedarse con uno de los esquemas que contienen un generador de dos niveles de presión. Entre ellos, tecnológicamente parece mejor el esquema 2 -mejor rendimiento, más producción y menor temperatura-, si bien no hay grandes diferencias, así sería conveniente estudiar el coste económico de la fabricación e instalación y el coste operacional de los mismos para decidirse por uno de ellos. Ahora bien se supone un coste muy parecido por lo que se opta por el esquema 2. Por otro lado, debido a las temperaturas de salida de la mezcla de sales obtenidas, habrá que estudiar dividir el generador de vapor para que el agua/vapor reciba calor de dos fluidos y las sales no se congelen. Así esta variación se estudia en el esquema 2.

5.1.4. Modificación esquema 2

La temperatura de salida del medio de almacenamiento del generador de vapor (131°C) no resulta válida ya que, a esta temperatura, el fluido se habrá congelado puesto que su temperatura de fusión es de 142°C. Por ello es necesario estudiar una modificación de dicha configuración. La opción analizada es introducir otro fluido para realizar alguna parte de los intercambios térmicos del generador de vapor.

Para determinar en qué punto se introduce el aceite se analizan las temperaturas de las sales en los distintos puntos y se determina que el punto G (Figura 47) es el indicado para introducir el caudal de aceite y extraer el de sales fundidas. Este punto tiene una temperatura de 189,886°C en la simulación ejecutada.

De esta manera la nueva configuración (Esquema 2b) queda tal que el primer intercambio del generador de vapor, es decir, el economizador a presión intermedia, se realiza entre aceite y el agua. El resto de secciones del generador de vapor continúan ejecutándose con la mezcla de sales fundidas.

El programa de modelado y simulación correspondiente a este esquema se encuentra en el anexo 5.

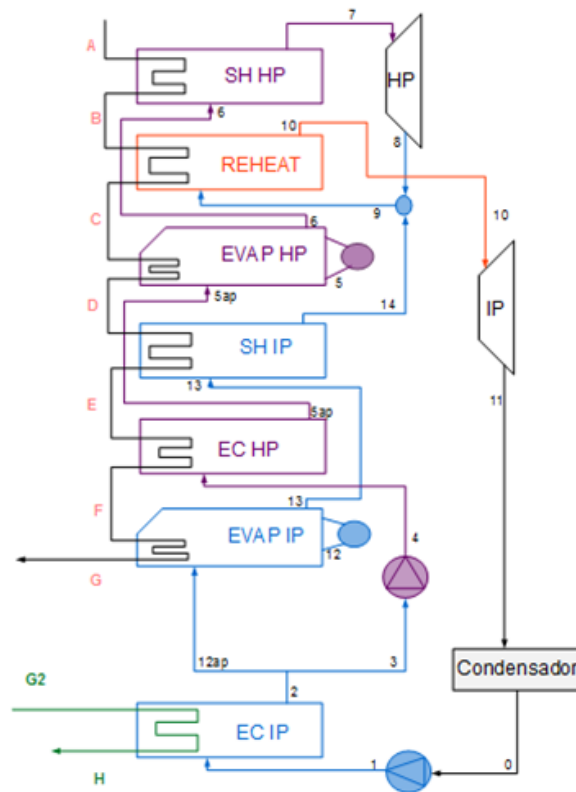


Figura 47: Esquema 2b

Así pues se realiza la simulación del nuevo esquema, de forma que la temperatura de entrada del aceite se establece por control para que sea la misma que la temperatura de salida de las sales. Los resultados obtenidos son muy similares a los del esquema previo. A continuación se muestran en la Tabla 11 los resultados obtenidos con los mismos parámetros de entrada que la simulación del esquema 2 (Tabla 3), añadiendo el mismo caudal de aceite que de sales fundidas.

Tabla 11: Resultados esquema 2b

Temperatura salida fluido almacenamiento SAL (°C)	190
Temperatura salida fluido almacenamiento ACEITE (°C)	145,6
Calor cedido por el fluido de almacenamiento SAL (MW)	5,65
Calor cedido por el fluido de almacenamiento ACEITE (MW)	1,04
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	6,695
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	1,905
Temperatura máxima vapor (°C)	505
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,055
Potencia generada (MW)	2,014
Rendimiento ciclo (%)	30,0787

Por tanto se puede observar que se trata de un caso en el que la mezcla de sales trabaja en el rango de temperaturas 520-190°C y se incorpora el aceite, cuyo caudal se encuentra trabajando en el intervalo 190-145°C. Al introducir dos fluidos en el generador de vapor se puede observar que el calor cedido al agua en total es una cantidad similar a la del esquema 2 pero se reparte entre ambos fluidos, reduciéndose el calor que ceden las sales. En cuanto a los valores de rendimiento y potencia generada que son muy similares a los obtenidos en la configuración 2 y las diferencias se consideran despreciables. Por tanto, se puede considerar que los beneficios y buenos resultados obtenidos en el esquema 2 se mantienen al introducir dos fluidos de intercambio: se mantiene una temperatura de salida de las sales baja (aunque ha aumentado) y se mantienen una buena cantidad de potencia generada. El rendimiento aunque no es malo, no alcanza el nivel del conseguido por el esquema 1.

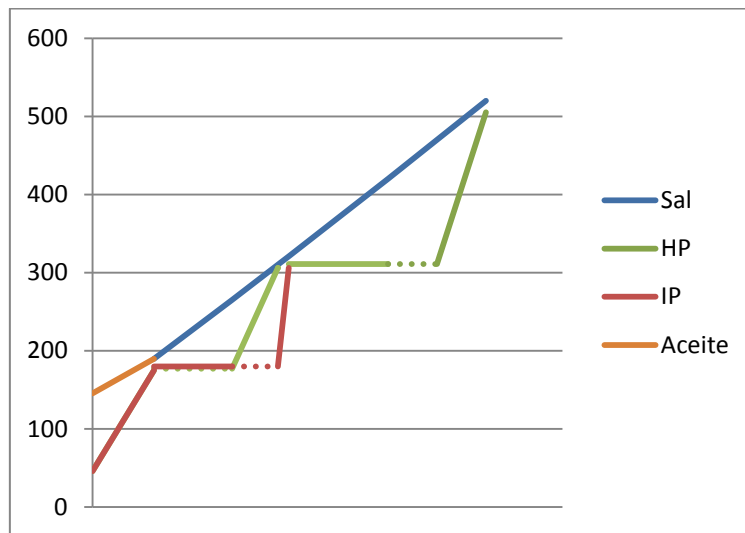


Figura 48. Gráfico T-Q generador de vapor esquema 2b

Este tipo de almacenamiento está comenzando a ser observado como una opción muy interesante en la investigación y desarrollo de las centrales de solar de torre, donde se plantea un modelo de planta en el que el almacenamiento se realiza en dos sistemas de doble tanque, uno de sales fundidas y el otro con aceite. Posteriormente estos fluidos son empleados para producir vapor y generar electricidad en un ciclo de potencia. Se está planteando también la opción de introducir un segundo ciclo de potencia operado por un fluido orgánico, de forma que este sea calentado gracias al aceite. De esta forma se tendrá una mayor capacidad de gestionabilidad de la central y además se permitiría controlar las temperaturas de los tanques de aceite con mejor precisión.

5.2. Ciclos de potencia con recalentamiento y extracciones

Como ya se ha indicado previamente además de los esquemas anteriormente desarrollados se ha efectuado el análisis sobre otras configuraciones más complejas todavía puesto que

incluyen extracciones, partiendo de los esquemas ya estudiados. Estos ciclos conllevan mayor número de elementos necesarios para su funcionamiento.

Se han estudiado las configuraciones de dos niveles de presión con una extracción. Esto significa que la extracción se debe derivar a un precalentador de tipo mezcla. Además se analizan dos esquemas adicionales donde, al de un nivel de presión (esquema 1) y al caso 1 de dos niveles de presión (esquema 2), se les introducen dos extracciones mediante un intercambiador de superficie, además del correspondiente precalentador de mezcla.

La metodología seguida para poder simular estas posibilidades es similar a la ejecutada en los casos anteriores. A partir de los programas ya realizados en el software de Dymola se realizan las modificaciones pertinentes para introducir los elementos necesarios en los nuevos esquemas. Se pretendía realizar las simulaciones con parámetros de entrada como los previamente empleados. Sin embargo, ha sido necesario cambiar algunos de ellos para que el software permitiese la simulación sin que se produjese error.

5.2.1. Esquemas planteados y resultados

a) Esquema 5

Esta configuración consiste en añadir al esquema 2 anterior una extracción en la turbina de baja de forma que se produce un ciclo regenerativo mediante un precalentador de mezcla.

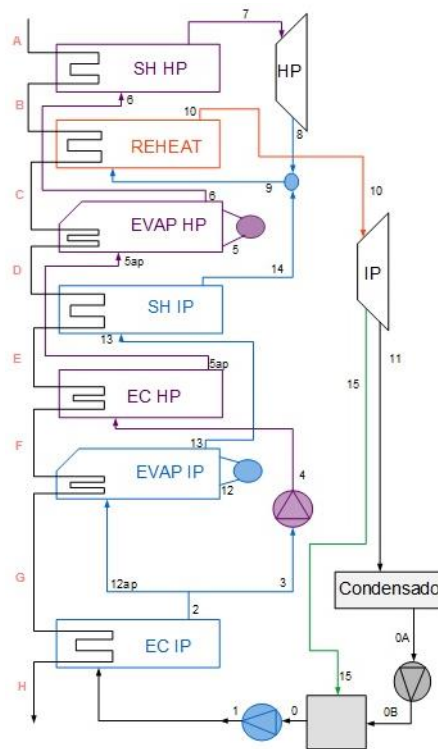


Figura 49: Esquema 5

El programa de modelado y simulación correspondiente a este esquema se encuentra en el anexo 6.

Los parámetros de entrada empleados en la simulación son los recogidos en la Tabla 12.

Tabla 12: Parámetros de entrada simulación esquema 5

Flujo másico fluido almacenamiento(kg/s)	12	Pinch Point Alta presión	10
Rendimiento turbina HP	0.82	Aproach Point Alta presión	5
Rendimiento turbina IP	0.8	Pinch Point Media presión	10
Rendimiento bombas	0.7	Aproach Point Media presión	5
Eficiencia mecánica	0.97	Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Eficiencia eléctrica	0.98	Presión Alta (bar)	100
T entrada fluido almacenamiento (°C)	565	Presión Intermedia (bar)	10
dTFinalHP	15	Presión Condensación (bar)	0.1
dTFinalIP	15	Presión Extracción (bar)	2.5
dTFinalReheat	15		

A partir de aquí se obtienen los siguientes resultados mostrados en la Tabla 13.

Tabla 13: Resultados simulación esquema 5

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	166
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	6,81
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	2,09
Temperatura máxima vapor (°C)	550
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,24
Rendimiento ciclo (%)	32,1867

b) Esquema 6

Esta configuración consiste en añadir al esquema 3 anterior una extracción en la segunda etapa de la turbina de forma que se produce un ciclo regenerativo mediante un precalentador de mezcla.

El programa de modelado y simulación correspondiente a este esquema se encuentra en el anexo 7.

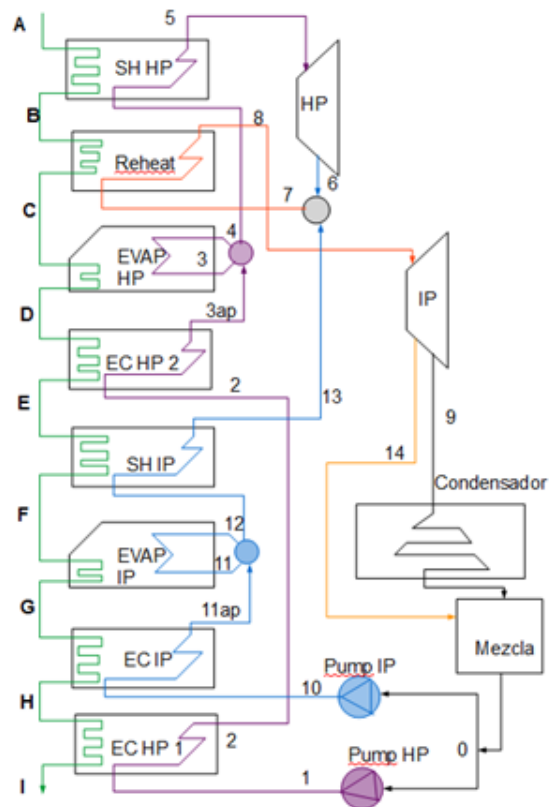


Figura 50: Esquema 6

Los parámetros empleados para realizar la simulación son los de la Tabla 14.

Tabla 14: Parámetros entrada simulación esquema 6

Flujo másico fluido almacenamiento(kg/s)	12	Pinch Point Alta presión	10
Rendimiento turbina HP	0.82	Aproach Point Alta presión	5
Rendimiento turbina IP	0.8	Pinch Point Media presión	10
Rendimiento bombas	0.7	Aproach Point Media presión	5
Eficiencia mecánica	0.97	Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Eficiencia eléctrica	0.98	Presión Alta (bar)	100
T entrada fluido almacenamiento (°C)	565	Presión Intermedia (bar)	10
dTFinalHP	15	Presión Condensación (bar)	0.1
dTFinalIP	10	Fracción Alta Presión	0.2
dTFinalReheat	10	Presión Extracción (bar)	2.5

Los resultados obtenidos en esta configuración se recogen en la Tabla 15.

Tabla 15: Resultados simulación esquema 6

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	169,4
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	6,75
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	2,06
Temperatura máxima vapor (°C)	550
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,2144
Rendimiento ciclo (%)	32,1413

c) Esquema 7

Este caso se trata de un ciclo regenerativo más complicado. Así se le añaden dos extracciones, una a cada etapa de la turbina, al esquema 1 cuya configuración se trataba de la más simple.

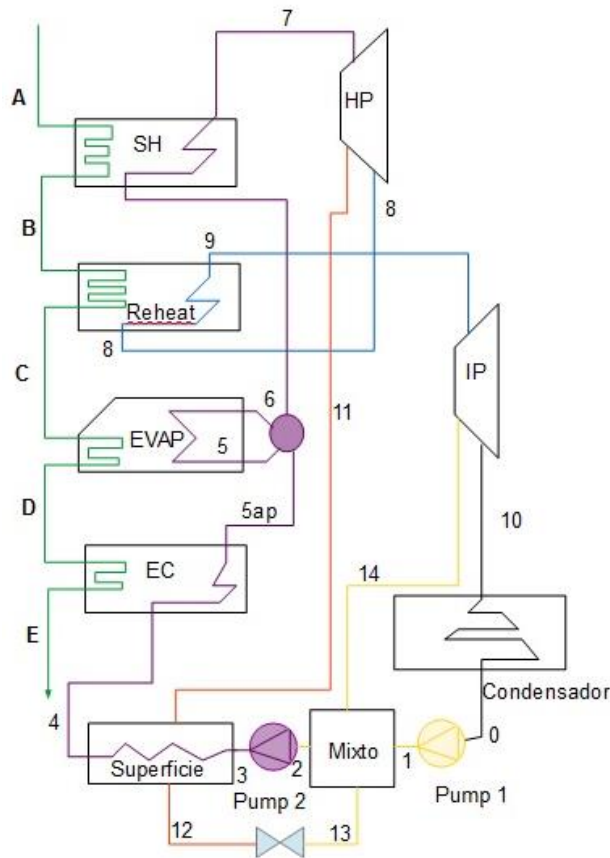


Figura 51: Esquema 7

El programa de modelado y simulación correspondiente a este esquema se encuentra en el anexo 8.

Los valores aportados inicialmente para la simulación son los que aparecen en la Tabla 16.

Tabla 16: Parámetros entrada simulación esquema 7

Flujo másico fluido almacenamiento (kg/s)	12	Pinch Point Alta presión	10
Rendimiento turbina HP	0.82	Aproach Point Alta presión	5
Rendimiento turbina IP	0.8	Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Rendimiento bombas	0.7	Presión Alta (bar)	100
Eficiencia mecánica	0.97	Presión Intermedia (bar)	10
Eficiencia eléctrica	0.98	Presión Condensación (bar)	0.1
T entrada fluido almacenamiento (°C)	565	Presión Extracción 1 (bar)	20
dTFinalHP	15	Presión Extracción 2 (bar)	1
dTFinalReheat	15	dTInicial	125

En la Tabla 17 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 17: Resultados simulación esquema 7

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	240
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	5,503
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	1,58
Temperatura máxima vapor (°C)	550
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	1,996
Rendimiento ciclo (%)	35,5419

d) Esquema 8

Finalmente el esquema más complejo es el que se explica a continuación. Este consiste en introducir dos extracciones, una en cada fase de la turbina, que se derivan a dos precalentadores (uno de mezcla y uno de superficie) para modificar el esquema 2 inicial.

El programa de modelado y simulación correspondiente a este esquema se encuentra en el anexo 9. En la Tabla 18 se recogen los parámetros de entrada que se señalan para simular este esquema.

En él los resultados obtenidos son los que aparecen en la Tabla 19.

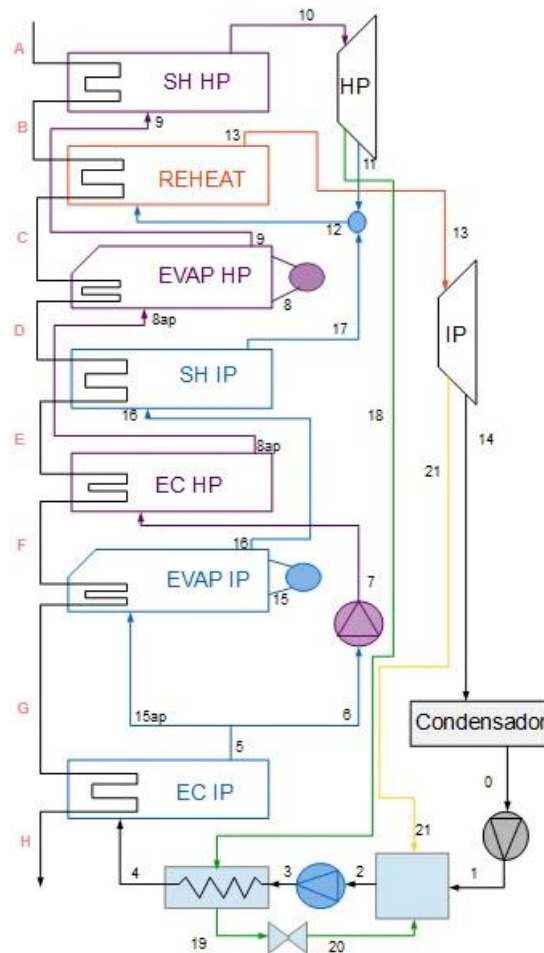


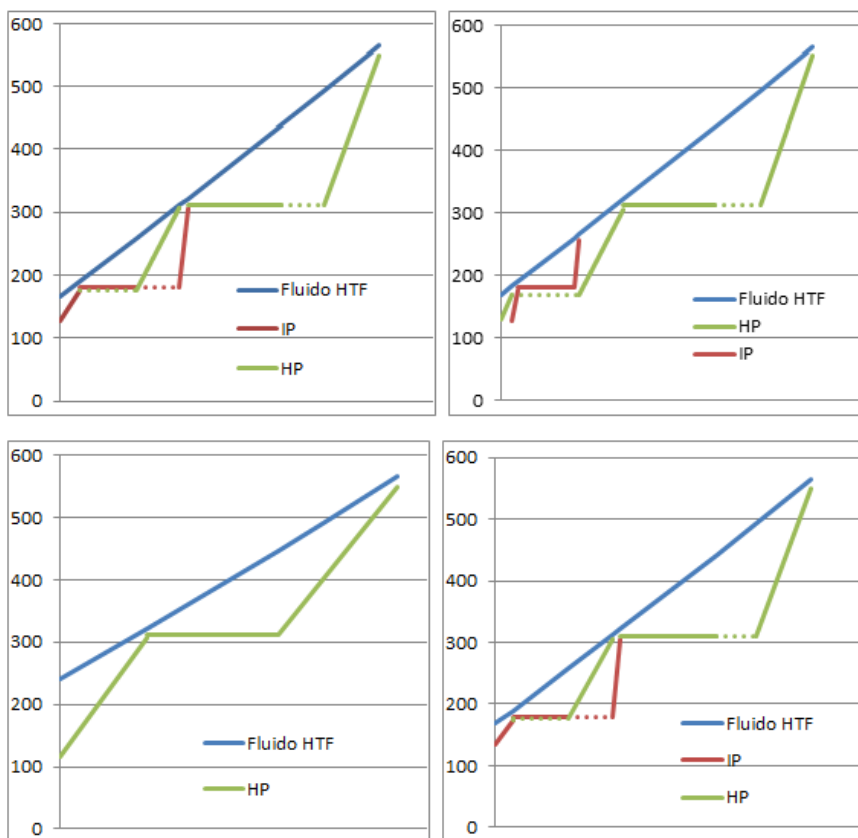
Figura 52: Esquema 8

Tabla 18: Parámetros entrada simulación esquema 8

Flujo másico fluido almacenamiento(kg/s)	12	Pinch Point Alta presión	10
Rendimiento turbina HP	0.82	Aproach Point Alta presión	5
Rendimiento turbina IP	0.8	Pinch Point Media presión	10
Rendimiento bombas	0.7	Aproach Point Media presión	5
Eficiencia mecánica	0.97	Presión fluido almacenamiento (bar)	10
Eficiencia eléctrica	0.98	Presión Alta (bar)	100
T entrada fluido almacenamiento (°C)	565	Presión Intermedia (bar)	10
dTFinalHP	15	Presión Condensación (bar)	0.1
dTFinalIP	15	Presión Extracción 1 (bar)	20
dTFinalReheat	15	Presión Extracción 2 (bar)	1
dTInicial	35		

Tabla 19. Resultados simulación esquema 8

Temperatura salida fluido almacenamiento (°C)	169,1
Calor cedido por el fluido de almacenamiento (MW)	6,758
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	2,1
Temperatura máxima vapor (°C)	550
Temperatura mínima agua (°C)	45,8
RCGrossPower (MW)	2,28
Rendimiento ciclo (%)	33,0108


Figura 53: Gráfico generador de vapor esquemas 5 (izda. superior), 6(dcha. superior), 7(izda. Inf.) y 8(dcha. Inf.)

5.2.2. Comparación de las configuraciones

A continuación se comparan entre sí las cuatro configuraciones con extracciones estudiadas en este proyecto. Al igual que con los esquemas anteriores, se compara el rendimiento obtenido para cada bloque de potencia. Los esquemas 5 y 6, que se tratan de ciclos con una extracción y un generador de vapor de dos niveles de presión, presentan un rendimiento similar del entorno al 32%. Los siguientes esquemas obtienen un rendimiento mayor, especialmente en el esquema 7 (35.5%). Sin embargo, este mayor rendimiento no significa una mayor producción de energía eléctrica en dicho ciclo y resulta ser pues el caso con menor generación de electricidad. Así, aunque el resto tienen una producción similar, es el esquema 8 el que genera mayor cantidad (2.23 MW).

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

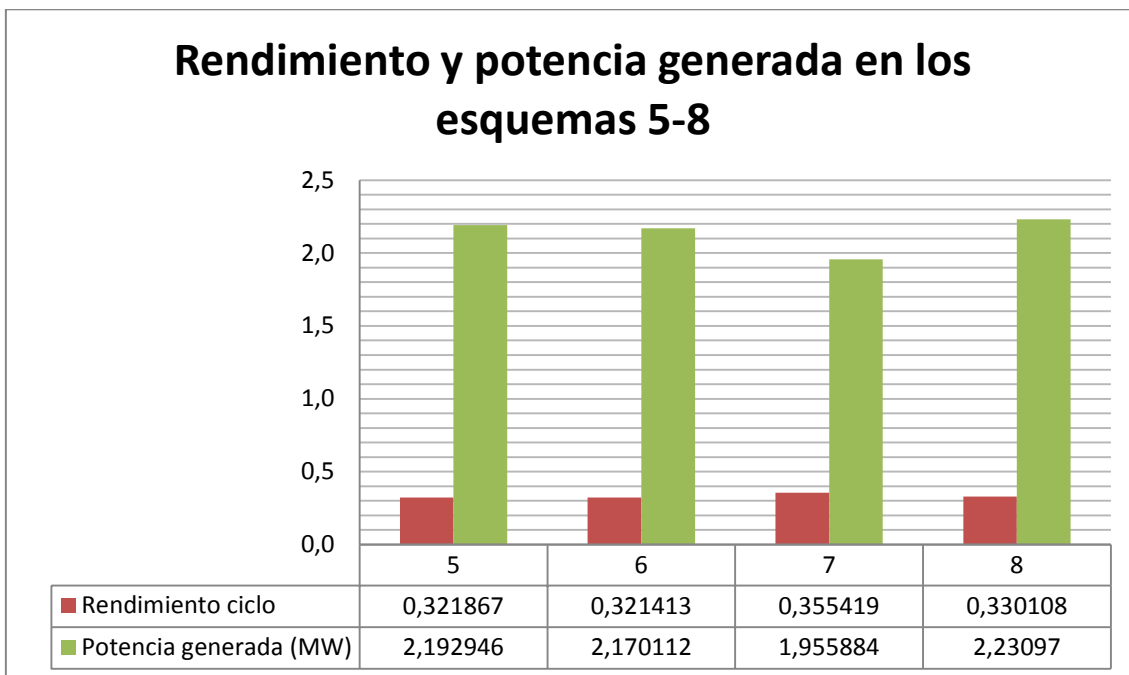


Figura 54: Rendimiento y potencia generada esquemas 5-8

Anteriormente se ha explicado la importancia de analizar también otros valores relacionados con el fluido de almacenamiento, como son la temperatura a la que se ve enfriado tras su paso por el generador de vapor y el calor que cede en dicho intercambiador.

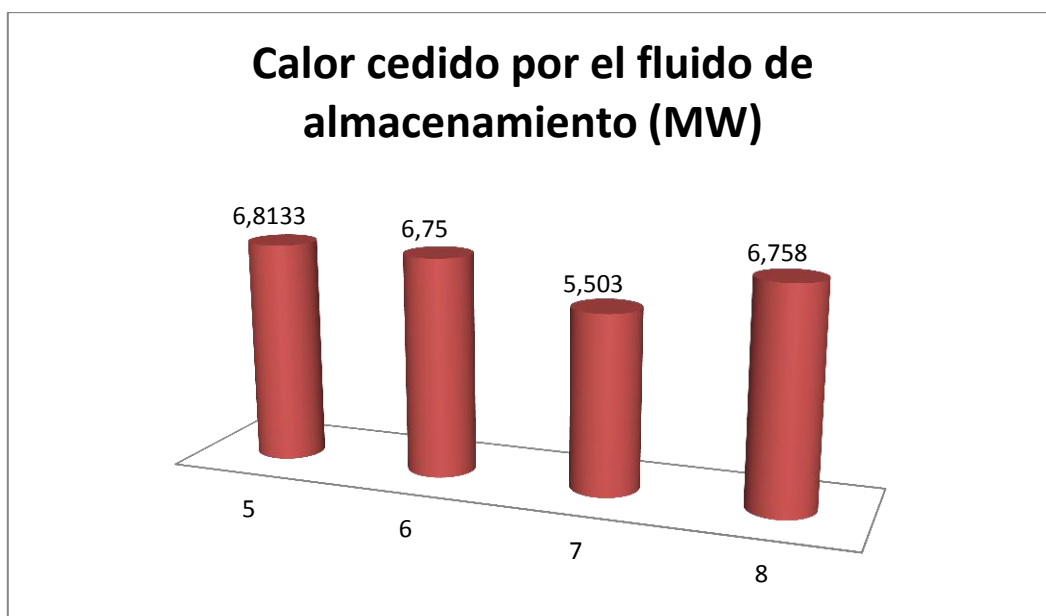


Figura 55: Calor cedido por el fluido de almacenamiento esquemas 5-8

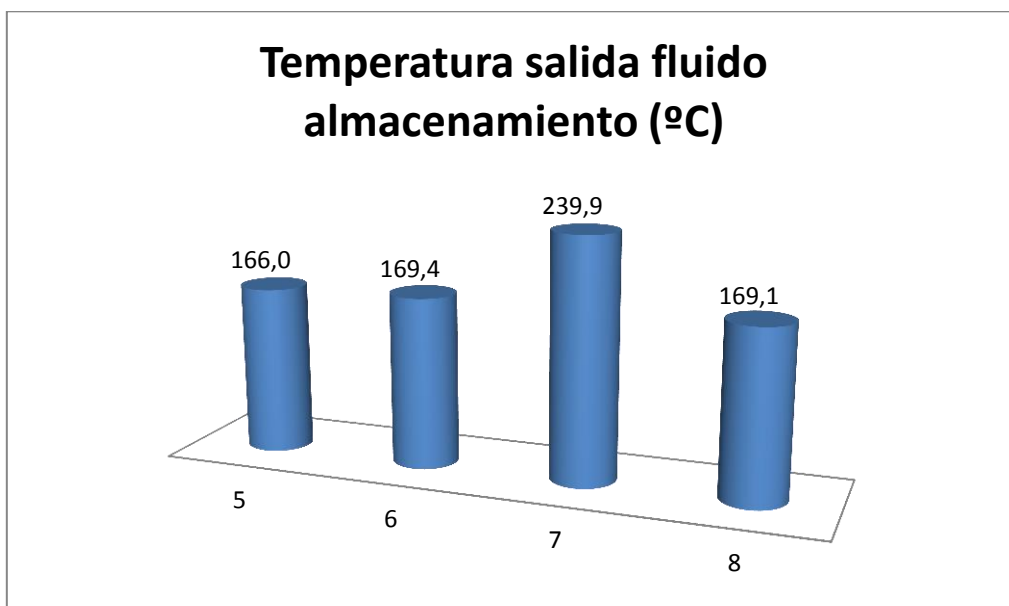


Figura 56: Temperatura salida del fluido de almacenamiento esquemas 5-8

Aquí se puede comprobar como al igual que en la comparativa de los esquemas 1-4, la configuración con mayor rendimiento es la que enfría menos el medio de almacenamiento ya que existe menor intercambio de potencia calorífica en el generador de vapor. Las configuraciones restantes presentan unos valores parecidos, siendo el esquema 5 el que más baja temperatura obtiene - y por tanto más calor cede- seguido de los esquemas 8 y 6.

Sin embargo, no hay que comparar únicamente los valores de operación obtenidos en cada caso. Hay que tener en cuenta el hecho de que los esquemas 7 y 8 requieren de mayor instalación puesto que constan con dos extracciones, lo cual significa que son necesarias más tuberías además de los correspondientes precalentadores y válvulas.

En este caso la elección debida a los resultados obtenidos quedaría entre los esquemas 5 y 8, donde sería por tanto importante valorar si añadir una segunda extracción al mismo esquema es lo suficientemente rentable y beneficioso.

5.3. Elección de las mejores opciones

Se trata ahora de comparar los esquemas más destacados con y sin extracción según las comparaciones realizadas anteriormente. Así pues, se va a realizar una comparación entre los esquemas 2b, 5 y 8. Ahora bien hay que recordar que a partir de los resultados actuales no es una comparación muy precisa puesto que, como se ha comentado anteriormente, no se han empleado los mismos valores numéricos para todos los parámetros de entrada por problemas en la simulación con Dymola.

Los parámetros en los que existe la diferencia son: rendimientos de las turbinas y temperatura de entrada de las sales fundidas en el generador de vapor. Así en los esquemas con extracciones los rendimientos empleados son más bajos, por lo que el resultado general del ciclo es peor de lo que realmente se obtendría con unos rendimientos mayores más cercanos a la realidad. Sin embargo, la temperatura de entrada del fluido de almacenamiento en el generador de vapor es mayor (565°C frente a los 520°C del esquema 2) y esto hace que el rendimiento se vea aumentado. Así pues se puede ver en parte compensado el efecto de estas variaciones en los parámetros de entrada respecto al esquema 2. Ahora bien no solamente el rendimiento del ciclo se ve afectado, sino también otros parámetros y por tanto hay que tener en consideración estos aspectos a la hora de realizar la comparación.

Comparando los distintos esquemas con los valores obtenidos en las simulaciones realizadas se puede observar que el esquema 2b tiene un menor rendimiento y genera menor potencia frente a los otros esquemas, existiendo una diferencia de alrededor de 200kW producidos.

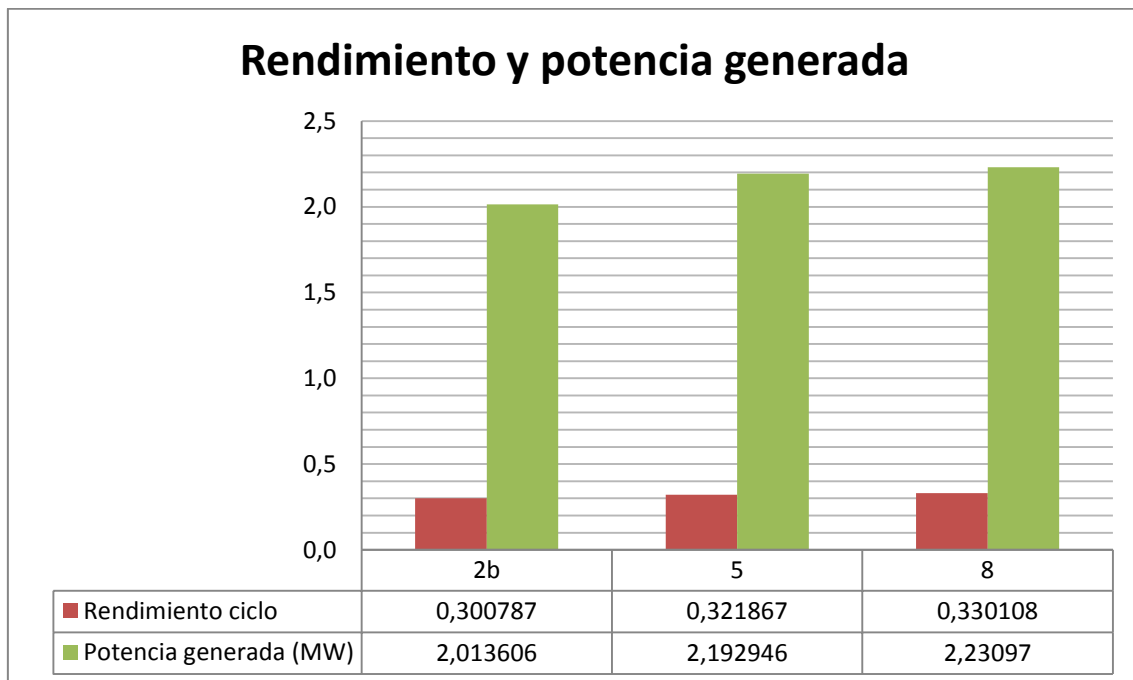


Figura 57: Rendimiento y potencia generada esquemas 2b, 5 y 8

El menor rendimiento y productividad del esquema 2b puede estar causado por el hecho de que recupera una menor cantidad de calor del fluido de almacenamiento. La diferencia existente es prácticamente igual a la diferencia existente en la potencia generada por el ciclo.

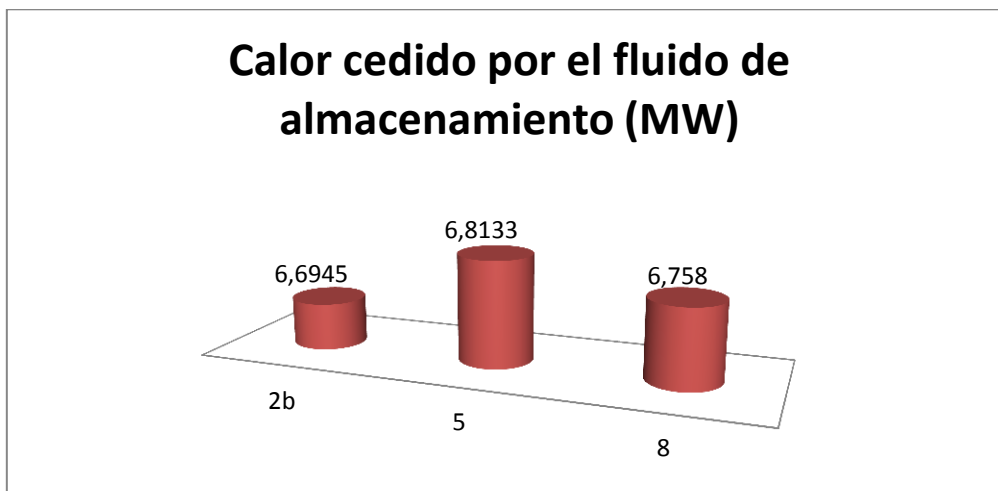


Figura 58: Calor cedido por fluido de almacenamiento esquemas 2b, 5 y 8

Sin embargo, es el esquema 2b el que tiene una temperatura de las sales de salida más elevada. A pesar de que los esquemas 5 y 8, que debido a las extracciones introducen el agua a mayor temperatura en el generador de vapor y así se impide un mayor enfriamiento de las sales, son configuraciones que tenían una temperatura mayor que el esquema 2, sí que tienen una temperatura menor que la del esquema 2b. La temperatura del 2b resulta muy interesante puesto que es menor que las de un ciclo de un único nivel de presión y se consigue así aumentar el rango de temperaturas de trabajo, y además es lo suficientemente alta como para que no se congele la mezcla de sales. La temperatura a la que se obtiene la sal en los esquemas 5 y 8 hace que no sea necesario introducir un segundo fluido en el generador de vapor en caso de que se empleen las sales HitecXL.

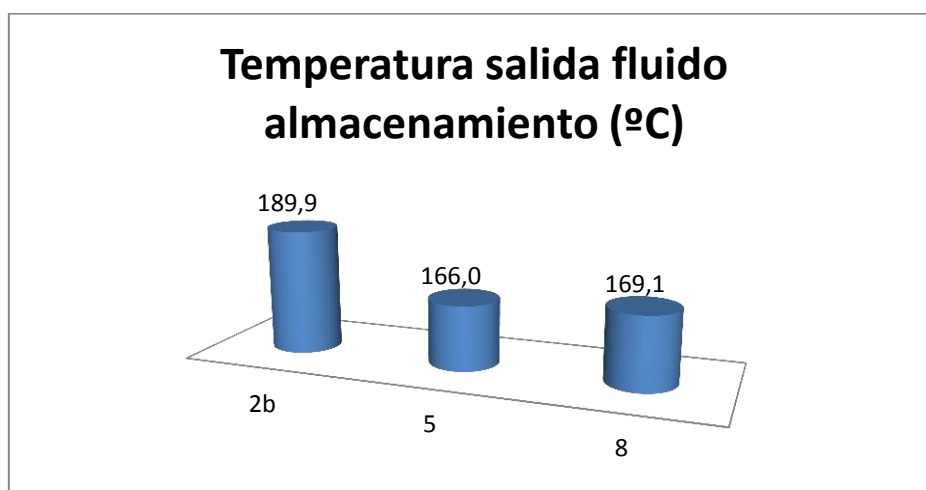


Figura 59: Temperatura salida del fluido de almacenamiento esquemas 2b, 5 y 8

En la comparativa para elegir que esquema es considerado como más adecuado es necesario mirar también la complejidad constructiva y operacional y los costes. En los tres esquemas el

generador tiene prácticamente la misma configuración, con la pequeña diferencia de que en el esquema 2b el último intercambio debe producirse con otro fluido. Así en todos los casos va a tener un coste bastante similar. Sin embargo, los esquemas 5 y 8 deben incorporar los gastos asociados a las extracciones y sus equipos.

Por tanto observando y analizando todos los datos en su conjunto se opta por descartar el esquema 8, ya que la complejidad que introduce instalar una segunda extracción no se ve compensada por efectos beneficiosos en comparación con el esquema 5. Ambos esquemas ofrecen rendimientos parecidos y la diferencia en la producción y en la temperatura de sales obtenida no es muy pronunciada. Sin embargo la complejidad del ciclo es mayor y por tanto se valora que no es necesario realizar dicha complicación.

Así se trata por tanto de tomar una decisión entre el esquema 2 y 5. Esta decisión es más complicada porque parece que la diferencia entre los resultados obtenidos y el coste se verán equilibrados. Por otro lado, hay que recordar que los datos no se pueden comparar muy correctamente puesto que los parámetros de entrada no son iguales. Así se procede a obtener los resultados de salida del esquema 2b con los parámetros de entrada del esquema 5 para poder comparar cuantitativamente de manera adecuada.

Tabla 20: Comparativa de resultados simulación esquema 2b y 5

	Esquema 2b	Esquema 5
Temperatura salida fluido almacenamiento SAL (°C)	190	166
Temperatura salida fluido almacenamiento ACEITE (°C)	141,2	-
Calor cedido por el fluido de almacenamiento SAL (MW)	6,39	6,81
Calor cedido por el fluido de almacenamiento ACEITE (MW)	1,14	-
Calor cedido por los fluidos de almacenamiento (MW)	7,53	6,81
Flujo másico vapor de agua (kg/s)	2,09	2,09
Temperatura máxima vapor (°C)	550	550
Temperatura mínima agua (°C)	45,8	45,8
RCGrossPower (MW)	2,349	2,238
Potencia generada (MW)	2,3017	2,1929
Rendimiento ciclo (%)	30,5706	32,1867

Observando los resultados obtenidos en ambos esquemas (Tabla 20) se puede observar que a pesar de tener peor rendimiento en el esquema 2b, la potencia generada es mayor. En ambos casos el rango de temperaturas en el que trabajan las sales es válido, aunque puede pensarse que en el esquema 2b se tiene más seguridad sobre el rango de temperaturas de trabajo de la mezcla de sales fundidas, que no se vaya a congelar.

Así sería el esquema 5 el que alcanzaría el mayor rendimiento y por tanto uno de los objetivos deseados y buscados en este trabajo. Sin embargo, el esquema 2b produce más potencia,

además de poder incluirse en novedosos diseños de planta estudiados con el fin de lograr una mejora del rendimiento global de la central y una reducción del coste de producción eléctrica de los mismos. De esta manera es necesario estudiar estos casos en el conjunto de una planta entera y realizar un análisis económico resultado de la operación de dichos modelos de planta para lograr establecer cuál es el diseño termo-económico más conveniente.

6. Simulación termo-económica

El objetivo del trabajo es lograr un aumento de la eficiencia y una reducción del coste de generación de energía mediante este tipo de tecnología. Por ello una vez estudiados los posibles ciclos que son convenientes para su utilización es necesario estudiar su implantación en un modelo completo de planta de receptor central y analizar el comportamiento económico de dicho modelo. No solo se tiene como objetivo mejorar la eficiencia sino también reducir el coste de producción de la energía eléctrica mediante esta tecnología. Para ello se debe reducir el valor del LCOE y obtener un coste prometedor. Por esta razón se van a simular modelos en los que se estudian los valores óptimos de ciertos parámetros de diseño para lograr las condiciones operativas que reduzcan el LCOE al mínimo para cada caso y así poder comparar los distintos esquemas en cuanto a eficiencia y coste se refiere.

En CENER ya existían planteados novedosos modelos de plantas a analizar con el fin de alcanzar estos objetivos a raíz de los proyectos EUROSUNMED y CAPTURE. Se tratan de plantas de ciclos solar combinado desacoplado (DSCC) multi-torre. Durante la realización de este trabajo estos modelos existentes se corrigen, adaptando los esquemas para mejorar los errores encontrados y adecuarlos a los resultados previamente obtenidos en los ciclos de potencia. Es decir, se realizan cambios en los modelos parciales de los bloques de potencia de esta manera los resultados de eficiencia son más reales, adaptándose a los resultados obtenidos en la primera parte de este trabajo. A continuación se explicarán los modelos de planta existentes y cuál sería el esquema de integración SAT-PB que se acoplaría en cada uno de ellos.

En este momento el objetivo es estudiar bajo qué condiciones de operación y con qué modelo de central se obtiene un menor LCOE, lo cual significa que se obtiene un coste de la energía más barato y resultaría por tanto el modelo más prometedor termo-económicamente, tras la optimización realizada, para la implantación de este tipo de centrales.

6.1. Modelos de central

Los esquemas de planta estudiados se enmarcan dentro de lo que son las plantas DSCC, que se encuentran entre las principales líneas de investigación para integrar ciclos de potencia de alta eficiencia en las plantas CSP. Estos esquemas combinan una turbina de gas de ciclo Brayton

Solar de alta temperatura con un ciclo a baja temperatura Rankine de vapor. La planta está equipada con un almacenamiento térmico entre el ciclo superior (Brayton) y el ciclo inferior (Rankine) dotando de la funcionalidad de desacople a este segundo bloque. La planta está diseñada para ser multi-torre, con varios módulos de campo solar cuyas torres contarán con un receptor volumétrico abierto de aire, buscando así una reducción del tamaño del campo solar y permitiendo una mejor eficiencia y modularidad en el campo solar y receptores de los subsistemas. Así el esquema general consiste en un campo solar multi-torre que trabaja con aire atmosférico como fluido receptor. El gas calentado en cada subsistema es empleado en una turbina de gas generando electricidad. Posteriormente los gases de escape de la turbina de gas son utilizados para calentar el fluido de almacenamiento. A partir de aquí se encuentran las diferencias entre los diferentes esquemas, ya que presentan distintos sistemas de almacenamiento. [19]

6.1.1. Modelo de Planta 1

El primer esquema se trata del más simple. Los gases procedentes de las distintas turbinas de gas se emplean para calentar el medio de almacenamiento mediante intercambiadores aire/sales y así rellenar el único sistema de almacenamiento existente (sistema de dos tanques de sales fundidas). Posteriormente el fluido de almacenamiento permite calentar agua y generar vapor a través del generador de vapor para operar el ciclo Rankine generador de electricidad.

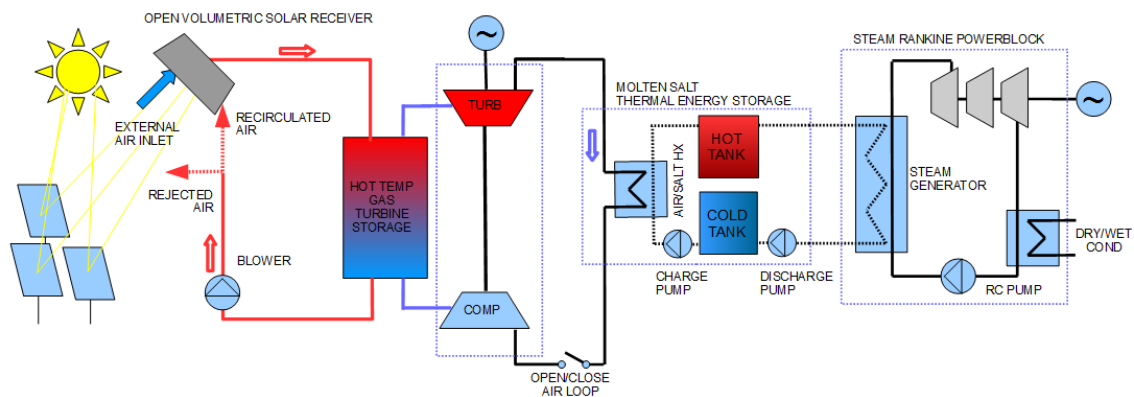


Figura 60: Modelo de planta con un sistema de almacenamiento y un ciclo de potencia [19]

6.1.2. Modelo de Planta 2

Este esquema introduce cambios respecto al anterior. Continúa teniendo un único bloque de potencia, sin embargo, el generador de vapor trabaja mediante dos fluidos de almacenamiento. Se trata de un modelo de planta con un sistema de almacenamiento de dos fluidos en cascada que logra una recuperación del calor del gas en dos niveles de temperaturas, extrayendo más energía de dichos gases de escape de la turbina. Así, para altas

temperaturas se emplean sales fundidas al igual que en el primer esquema pero para bajas temperaturas se añade aceite mineral.

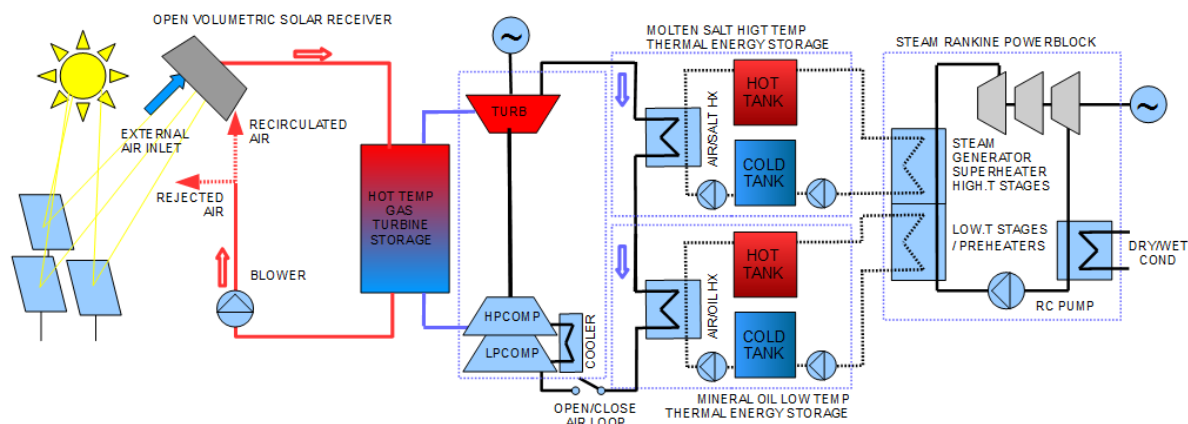


Figura 61: Modelo de planta con dos de almacenamiento y un ciclo de potencia [19]

6.1.3. Modelo de Planta 3

Este esquema DSCC es el más complejo al contener dos niveles de temperaturas de recuperación de calor y dos bloques de potencia. Esto significa que el esquema 2 se modifica introduciéndole un segundo bloque de potencia. El segundo ciclo Rankine, empleado para equilibrar el sistema, opera con un fluido orgánico, el cual logra el punto de operación gracias al calor transferido desde el aceite. Esto se puede lograr gracias a que el almacenamiento de baja temperatura (aceite) recibe más energía puesto que extrae energía del caudal de aire del receptor.

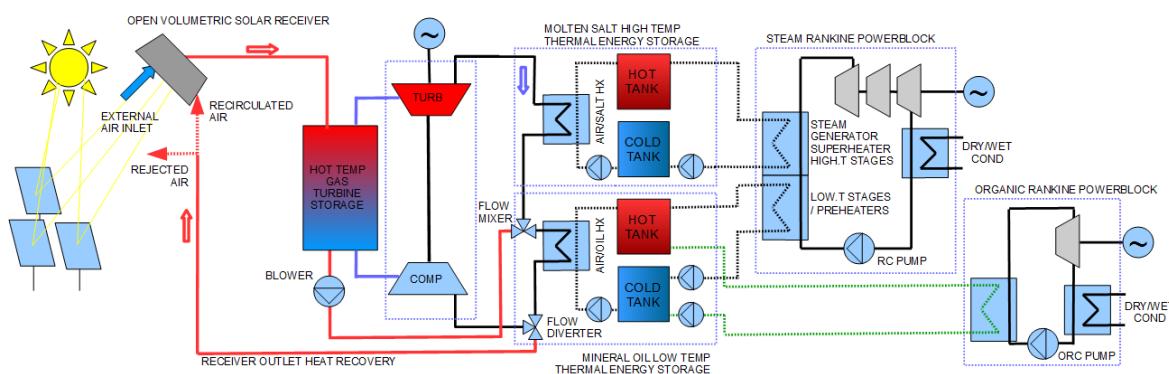


Figura 62: Modelo de planta con dos de almacenamiento y dos ciclos de potencia [19]

6.2. Metodología

En general los distintos elementos integrantes de los modelos de planta analizados están implementados en Dymola por CENER. Sin embargo, hay que realizar modificaciones para poder realizar este estudio. Los distintos elementos de la planta constituyen modelos parciales

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

que se engloban en un modelo completo que permite simular el comportamiento de la planta total. Las simulaciones se realizan abarcando un año siendo por tanto un modelo transitorio. Los modelos cuentan con un sistema de control del modo de funcionamiento de la planta y de las distintas temperaturas. Ciertas temperaturas se imponen desde el control, adecuando caudales y otros parámetros a ello y por tanto es necesario adaptar los esquemas previos a ello.

En las simulaciones de los distintos modelos de plantas no se introduce el bloque de potencia con la exactitud de las simulaciones realizadas en el apartado previo de este proyecto. En esta ocasión los bloques de potencia de los distintos esquemas se realizan tal que, se calcula la eficiencia nominal que deben seguir, la cual queda acorde a la esperada por las simulaciones previas, y asimismo se señala por control las temperaturas de entrada y salida de los fluidos de almacenamiento; de esta forma la planta trata de seguir dichas condiciones nominales y así se conoce el comportamiento final como conjunto del bloque.

Observando los bloques de potencia estudiados con sus respectivos generadores de vapor para integrarlos con el sistema de almacenamiento térmico y los modelos de planta planteados, las combinaciones de ambos aspectos se realizan son de la siguiente manera.

Así el modelo de planta 1 se va a simular para dos alternativas. Por un lado en la simulación del denominado esquema 1,a se establece que se acoplará con la configuración 5 anterior, donde únicamente es necesario un único fluido de intercambio en el generador de vapor, que será sales Hitec XL trabajando en un rango de temperaturas 150-500°C. Por otro lado el modelo de planta 1 también se simula como un sistema de integración SAT-PB simple funcionando con una mezcla de sales binaria estándar de nitratos (esquema 1,b). En este caso las temperaturas de trabajo de las sales son en el intervalo 290-565°C. Se trata así de una configuración sencilla sin ninguna innovación en lo que se refiere al generador de vapor y al bloque de potencia. Al simular este esquema se tiene la opción de conocer el LCOE con la tecnología empleada actualmente para este concepto de planta DSCC y poder conocer de esta manera si existe algún modelo de planta innovador que logre reducir el coste de la energía eléctrica.

En cuanto al modelo de planta 2, este se trata de una idea cuyo diseño dispone de un generador de vapor donde intervienen dos fluidos de almacenamiento (sales fundidas y aceite mineral) por tanto se trata de un modelo apto para introducir el esquema 2b planteado para la integración del sistema de almacenamiento y el bloque de potencia. En este caso se indican las temperaturas de trabajo de los fluidos por control, no así como se hacía en la simulación previa y por tanto variará el número de secciones del generador de vapor que será calentado por cada uno de los fluidos.

Finalmente, respecto al modelo de planta 3, al tratarse de una modificación del modelo 2 en el que se introduce mayor complejidad se considera que el esquema adaptable a esta

configuración es igualmente el esquema 2b. Asimismo se aplican los mismos aspectos referidos en la simulación del modelo 2.

Sin embargo, para poder realizar el análisis económico de los modelos de planta, no es únicamente necesario introducir estos cambios para la adaptación de los modelos, sino que es también preciso introducir los costes necesarios y el modelo financiero considerado. El modelo financiero seguido es uno realizado e implementado en lenguaje abierto de Modelica por CENER. En cuanto a los costes cada componente de los esquemas de las plantas tiene un coste asociado y que debe ser introducido para el correcto análisis económico. Los costes han sido introducidos como función de los parámetros más relevantes de cada elemento como puede ser el área de apertura en el campo solar o la potencia eléctrica en el bloque de potencia. Así los costes se actualizan automáticamente cuando uno de los parámetros de diseño cambia durante la operación. Se distingue entre costes de capital y costes de operación.

Los costes de capital (CAPEX) son aquellos gastos derivados de la instalación de los elementos. Estos costos son fijos con independencia de las condiciones de operación en cada momento del año y dependen únicamente de las condiciones de instalación. Los costes de operación (OPEX) son consecuencia de la actividad de la planta y de la producción de electricidad. La estimación de los costes considerados en las plantas analizadas en este trabajo sigue expresiones basadas en trabajos previos de CENER. Los costes específicos son detallados en la Tabla 21. A continuación se indican las relaciones de las expresiones de los costes para cada elemento:

- Coste del campo solar como función de su área de apertura (área de espejos).
- Coste de la torre como función de su altura (la altura de la torre está referida asimismo a la apertura del campo solar).
- Coste del receptor como una función de su potencia térmica nominal.
- Coste del ciclo Brayton (turbina de gas) como función de su potencia nominal.
- Coste de los intercambiadores térmicos como función de su potencia nominal (tanto para los de sales/aire como para los de aceite/aire)
- Coste de las tuberías de sales fundidas y del aceite mineral como función de su longitud (la longitud a su vez se relaciona con el número de torres y con el tamaño del campo solar)
- Coste del sistema almacenamiento tanto de sales fundidas como de aceite como función del medio de almacenamiento y del volumen del tanque.
- Coste del ciclo Rankine de vapor como función de su potencia nominal.
- Coste del ORC como función de su potencia nominal.
- Coste de proyecto, que representa otros costes iniciales no incluidos anteriormente.

Tabla 21: Costes de los componentes de los modelos de planta

Item	Coste
Campo solar	130 €/m ²
Torre	$579600 \cdot e^{h_T}$ donde $h_T = 37.1307 + 0.74612 \cdot 10^{-3} \cdot a_{sf} - 1.19752 \cdot 10^{-9} \cdot a_{sf}^2$ $a_{sf} = \text{apertura área del campo solar}$
Receptor	0.115 €/MW
Turbine de Gas	600000 €/MW
Intercambiadores térmicos	100000 €/MW
Sistema de almacenamiento	3000€/m ³
Sales Solares	0.7 €/kg · 1850 kg/m ³
Sales Hitec XL	1.1 €/kg · 1800 kg/m ³
Aceite Mineral	0.4 €/kg · 800 kg/m ³
Tuberías sales fundidas	1500 €/m
Tuberías aceite	1100 €/m
Ciclo Rankine	1200000 €/MW
Ciclo Rankine Baja Temperatura	1200000 €/MW
Coste de Proyecto	+15%
Costes O&M	0.02 €/kWh

Así, tras las modificaciones oportunas y la resolución de otro tipo de problemas surgidos con los sistemas de control y tras comprobar que todos los sistemas funcionan correctamente, se puede realizar la optimización oportuna. Esto es analizar cuáles deben ser los valores de los parámetros de diseño más relevantes de la planta para conformar el modelo de operación con menor coste.

La herramienta empleada para poder realizar la optimización es GenOpt [20]. Se trata de un programa de optimización para la minimización de una función de coste que es evaluada por un programa de simulación externo como pueden ser EnergyPlus, TRNSYS, IDA-ICE, DOE-2 o Dymola, que es el empleado en este caso. El software ha sido desarrollado con el fin de resolver problemas de optimización donde la función del coste es muy elevada computacionalmente y sus derivadas no están disponibles o incluso no existen. GenOpt puede ser acoplada a cualquier programa de simulación que lea sus entradas en carpetas de texto y escriba sus salidas igualmente en carpetas de texto.

GenOpt tiene una librería con algoritmos de optimización así como algoritmos para realizar barridos paramétricos. Además la herramienta puede realizar simulaciones en paralelo para reducir el tiempo computacional cuando el sistema operativo del ordenador lo permite.

Previamente a realizar la optimización hay que determinar qué parámetros de entrada son aquellos que interesa optimizar con el fin de obtener un menor LCOE. Se establece para estos parámetros un rango de valores entre los que buscar el óptimo. Estos parámetros y el rango en el que se deben de encontrar se recogen en la Tabla 22. Las distintas combinaciones se van probando hasta alcanzar el mínimo valor del LCOE para cada modelo de planta analizado. Algunos de los parámetros mantienen el mismo rango de valores para los distintos esquemas analizados, pero hay otros que son específicos para cada esquema. Asimismo existen algunos parámetros de diseño fijos recogidos en la Tabla 23 como la relación de compresión de la turbina de gas que se establece para cada modelo para lograr la temperatura alta del tanque de almacenamiento deseada.

Tabla 22: Parámetros optimizados en el conjunto de la planta

Parámetros de diseño del sistema a optimizar	Rango de valores (paso)		
	Esquema 1 (a,b)	Esquema 2	Esquema 3
Apertura campo solar (m ²)	10000-250000 (1000)	10000-250000 (1000)	10000-250000 (1000)
Número de torres	1-19	1-19	1-19
Volumen tanque almacenamiento alta temperatura (m ³)	1500-30000 (100)	1500-30000 (100)	1500-30000 (100)
Ratio del volumen de tanques de almacenamiento baja/alta temperatura	-	1-5 (0.1)	1-5 (0.1)
Potencia del bloque (MWe)	10-100 (5)	10-100 (5)	10-100 (5)
Nivel tanque alta temperatura en el que funciona bloque de potencia	0.1-0.85 (0.05)	0.1-0.85 (0.05)	0.1-0.85 (0.05)
Baja temperatura aceite mineral (°C)	-	80-200 (10)	80-200 (10)
Potencia del bloque de potencia orgánico (MWe)	-	-	0.5-20 (0.5)

Tabla 23: Parámetros de diseño fijos para cada esquema

Parámetros de diseño del Sistema fijos	Valor			
	Esquema 1,a	Esquema 1,b	Esquema 2	Esquema 3
Relación de compresión turbina de gas	7.3	5	5	5
Setpoint receptor (°C)	900	900	900	900
Setpoint entrada turbina de gas (°C)	875	875	875	875

Hay que indicar que para poder realizar las simulaciones oportunas es necesario establecer una ubicación para la planta y así conocer las condiciones climatológicas del lugar que determinarán las condiciones de trabajo de la central. Así en este trabajo el lugar elegido es

una localización representativa del clima de la región MENA como es el desierto de Tamanrasset (22.7833º N; 5.51667 E).

6.3. Resultados obtenidos y análisis

Tras realizar la optimización termo-económica, los resultados obtenidos para cada uno de los cuatro esquemas se muestran en la Tabla 24 , donde se asigna el valor adecuado a los parámetros optimizados, y combinando todos los correspondientes de un esquema se logra alcanzar el mínimo LCOE para dicho modelo.

Tabla 24: Resultados de la optimización de los distintos esquemas de planta DSCC

Parámetros de diseño del sistema	Valores óptimos termo-económicos			
	Esquema 1,a	Esquema 1, b	Esquema 2	Esquema 3
Apertura campo solar (m ²)	125750	122437.5	144125	82187.5
Número de torres	19	11	14	19
Raelación de compresión turbina de gas	7.3	5	5	5
Volumen tanque de almacenamiento alta temperatura (m ³)	12237.5	7356.25	11143.75	8393.75
Ratio volumen tanque almacenamiento baja/alta temperatura	-	-	1.26875	1.375
Potencia bloque de potencia (MWe)	65	50	62.8125	47.5
Nivel tanque alta temperatura para iniciar bloque de potencia	0.1	0.1	0.1	0.103125
Baja temperatura aceite (°C)	-	-	182.5	168.75
Potencia bloque de potencia orgánico (MWe)	-	-	-	15.59375

Una vez conocido el modelo exacto de planta que reduce los costes de la configuración al mínimo se analiza cómo actúa dicho modelo de planta en esas condiciones. Es interesante comparar algunos resultados de los distintos modelos de planta además del LCOE como son la eficiencia global del sistema de conversión de energía solar a eléctrica o la producción anual. Estos resultados principales se muestran en la Tabla 25.

Tabla 25: Principales resultados de los sistemas en condiciones óptimas

Resultados simulación	Esquema 1,a	Esquema 1, b	Esquema 2	Esquema 3
LCOE (€/kWh)	0.128654	0.129295	0.128037	0.131167
Eficiencia global	11.3572%	11.3489%	12.6423%	13.8581%
Producción anual (TWh)	752.4	424.36	707.07	597.67
Eficiencia campo solar	59.04%	59.42%	57.93%	63.24%

De los resultados obtenidos puede determinarse que las diferencias en el LCOE no son muy grandes. El esquema 2 presenta el mejor LCOE con el menor valor de 0.1280€/kWh, seguido muy de cerca por el esquema 1 operado con sales Hitec XL (0.1286€/kWh), mientras que el esquema 3 obtiene el mayor LCOE, con 0.1311€/kWh. Por tanto, económicamente, el

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

esquema 2 puede ser considerado como la mejor opción, ya que además el gasto es inferior al obtenido con el modelo de integración SAT-PB actual (0.129€/kWh). Sin embargo, es necesario analizar otros resultados obtenidos en las simulaciones de los distintos modelos de planta estudiados.

Se puede observar como una reducción de los costes origina una disminución de la eficiencia global. El esquema 3 presenta la mejor eficiencia (13.85%), mientras que ambas simulaciones del modelo 1 están próximas al 11%. El esquema 2 alcanza el 12.64% de eficiencia global. Así, estas eficiencias se han visto reducidas en comparación a las eficiencias alcanzadas por los mismos modelos de planta simulados bajo las mejores condiciones técnicas de operación. Además hay que observar que se alcanzan mayores eficiencias globales en los modelos que emplearían el esquema 2b. Si bien previamente presentaban menor eficiencia en el estudio individual de esa parte, cuando se analiza en el conjunto de la planta total la eficiencia presentada es mejor que en los otros modelos.

Observando la producción anual de electricidad (Figura 63), se concluye que el esquema 1 operado con sales fundidas binarias, con menor intervalo de temperaturas de trabajo, genera la menor cantidad de energía eléctrica, presentando una gran diferencia con los dos mejores (300TWh aprox.). También se observa que el esquema 1,a y el 2, que tienen una mínima diferencia en el valor del LCOE, en este caso la diferencia es algo mayor en favor del 1,a.

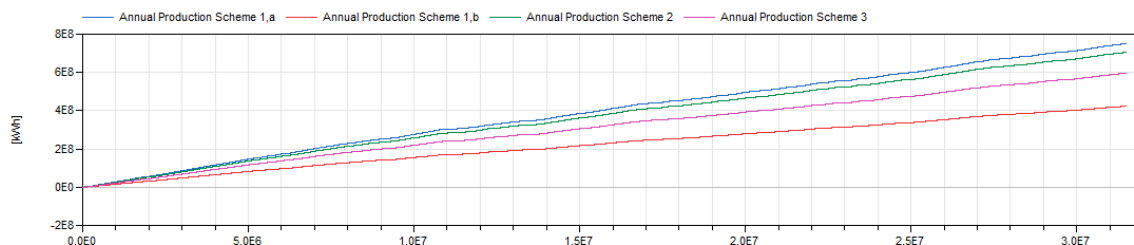


Figura 63: Producción anual en condiciones termo-económicas óptimas de los modelos de planta DSCC

Otro aspecto en el que es importante prestar atención es en el número de torres. Así en todos los casos la optimización ha evolucionado hacia un número alto de torres, alcanzando el máximo en dos de ellos. La optimización considera que es mejor dirigirse hacia un número elevado de torres si de esa manera se reduce el campo solar con el objetivo de mejorar la eficiencia del campo solar. De esta forma el esquema 3, con 82187.5m² y 19 torres, tiene una eficiencia del campo solar del 63.24% frente al 57.93% del esquema 2, con 144125m² y 14 torres.

Analizando los resultados, el esquema 2 resulta ser el modelo de planta que obtiene el mejor LCOE, lo cual combinado con otros resultados técnicos buenos en comparación a los que se obtienen en otros esquemas, hace que sea seleccionado como el modelo más óptimo termo-económicamente. Al considerarse el modelo más adecuado se muestra por un lado en la

Figura 64 el porcentaje del coste de cada elemento respecto al total de CAPEX del sistema. Se puede observar como el campo solar es el elemento más caro y que el doble sistema de almacenamiento sería el segundo elemento más influyente en el CAPEX total (24.7%).

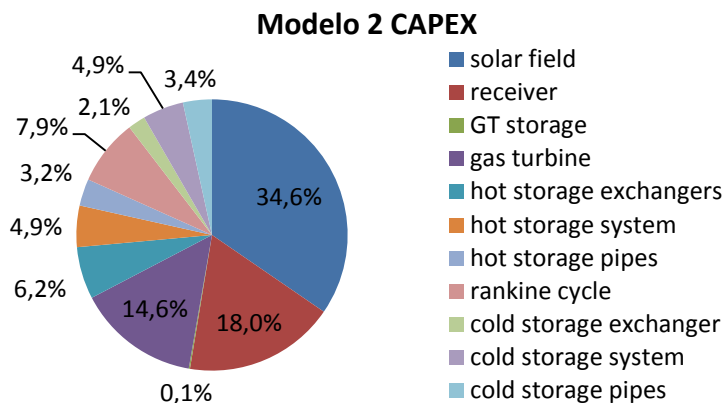


Figura 64: Porcentaje del CAPEX de cada elemento del modelo 2

Por otro lado se estudia en la Figura 65 la influencia de pequeñas variaciones en parámetros optimizados frente a la situación económicamente óptima de dicho esquema. Un cambio en la temperatura fría del segundo almacenamiento, en la potencia nominal del ciclo Rankine o en el número de torres provoca un mayor impacto en el LCOE mientras que el nivel del tanque de alta temperatura en el que se pone en funcionamiento el bloque de potencia o la relación entre el volumen de los tanques de ambos almacenamientos afectan de forma mucho menos notable en el LCOE.

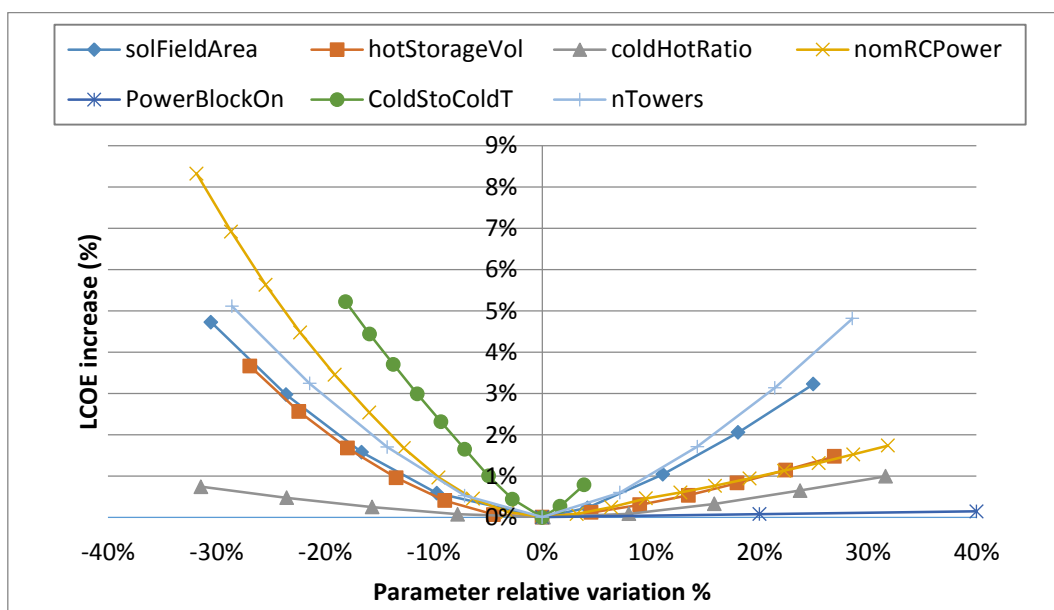


Figura 65: Sensibilidad del LCOE para los distintos parámetros en el esquema 2

De esta forma se puede obtener una visión más detallada de los resultados obtenidos para el modelo termo-económico más prometedor y que resulta más interesante para la futura implantación de este tipo de tecnología de planta de receptor central de torre.

7. Conclusiones

Durante la realización de este Trabajo de Fin de Grado se ha estado buscando una mejora en el rendimiento de las centrales de receptor central de torre y una reducción en el coste de generación de energía mediante esta tecnología.

Por ello en primer lugar se ha necesitado conocer la situación actual de la tecnología existente para este modo de producción de electricidad y se ha estudiado qué aspectos existentes en otras tecnologías podían ser objeto de estudio en este sector. A raíz de ello se ha optado por introducir cambios en algunos elementos de las centrales de receptor central de torre.

Así, para comenzar se ha planteado introducir configuraciones con distintos niveles de presión en el generador de vapor. Se han analizado distintas opciones de configuración para un elemento tan importante como es el generador de vapor. Ha sido necesario establecer criterios constructivos y térmicos para poder analizar su viabilidad técnica. Se han diseñado configuraciones que abarcaban desde un único nivel de presión hasta tres niveles de presión. Además se han trabajado otros modelos en los que el ciclo de potencia era modificado introduciendo extracciones. Así una vez obtenidos los modelos aptos han sido estudiados y comparados para analizar cuáles eran los que presentaban resultados más interesantes.

De esta forma se ha podido obtener que los esquemas que contienen un generador de vapor con una configuración de dos niveles de presión resultan ser los que tienen una mejor combinación entre el rendimiento del ciclo de potencia y las temperaturas alcanzadas (30% y 131°C). Así un tercer nivel de presión introduce demasiada complejidad y los resultados aportados son similares a no añadir ese nivel extra. En cambio el esquema con un único nivel de presión tiene un rendimiento elevado pero la capacidad de almacenamiento en las sales y por tanto de producir electricidad posteriormente se ve reducida, resultando baja en comparación con las opciones de dos niveles.

Sin embargo, existen varias opciones con dos niveles de presión por lo que se ha analizado cuál resultaría más interesante. En primer lugar se han realizado las modificaciones pertinentes en aquel caso que fuese necesario introducir aceite como segundo medio de almacenamiento a causa de temperaturas no posibles en la mezcla de sales puesto que hay que estudiar opciones que sean viables, recordando el límite de temperaturas que tienen las sales fundidas para no congelarse. Así se ha obtenido una temperatura de salida de las sales mayor (189°C).

También se ha estudiado la introducción de extracciones en la turbina con el fin de lograr un aumento del rendimiento. Este incremento se logra a costa de aumentar igualmente la temperatura de las sales y en consecuencia reducir la cantidad de energía que se podrá almacenar. Esto puede resultar interesante si así no es necesario introducir dos fluidos en el generador de vapor. Sin embargo, añadir dos extracciones si se considera excesivo y finalmente se ha descartado.

Tras analizar y comparar todos los esquemas propuestos se ha optado por introducir los más favorables en modelos de planta completa para observar si se lograba cumplir con el objetivo de este trabajo, que es lograr una reducción de los costes de producción de energía mediante la tecnología estudiada.

Para la realización de este estudio se han realizado modificaciones para introducir en modelos ya disponibles los valores extraídos del estudio y análisis anterior. Se trata de modelos de planta innovadores que se encuentran dentro del concepto de centrales DSCC multi-torre que buscan mejorar la eficiencia global del sistema. De esta manera se ha podido observar la eficiencia global de la planta para analizar el efecto que se obtiene en el rendimiento al buscar una reducción del coste.

Tras realizar las optimizaciones oportunas se ha obtenido que el modelo de planta más rentable económicamente y con resultados de operación destacables es el modelo de planta 2 operando con 14 torres donde el esquema de integración SAT-PB puede adaptar la configuración estudiada en el esquema 2b con el fin de conseguir los rangos de temperaturas adecuados de trabajo. Por tanto con este modelo estudiado se ha logrado una reducción del coste de producción de electricidad mediante este tipo de energía, si bien la eficiencia global de la planta no resulta muy elevada (12.64%) pero se han reducido las pérdidas exergéticas en el generador de vapor diseñado. De esta forma y con estas condiciones el coste de la energía queda en 0.128€/kWh.

Por tanto es necesario señalar que se ha cumplido con el objetivo de plantear un modelo que reduzca el coste de generación de energía eléctrica de esta tecnología, si bien hay que indicar que la eficiencia global se ha visto reducida. Sin embargo, se prefiere optar por preferir una reducción del LCOE frente al rendimiento y se considera que es válido. Por otra parte hay que recordar que se ha conseguido mejorar la eficiencia de transmisión de calor del generador de vapor, aunque habrá que seguir analizando nuevos cambios y mejoras en esta tecnología en el futuro.

Bibliografía

- [1] Gobierno de España. Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Secretaria de Estado de Energía, «La energía en España 2015,» Madrid, 2015.
- [2] REE (Red Eléctrica de España), «El sistema eléctrico español. Avance 2016,» Madrid, 2016.
- [3] REN21 (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century), «renewable 2016. Global Status report,» París, 2016.
- [4] M. Sánchez, *Concentrating Solar Power Technology*, Pamplona: CENER, 2014.
- [5] A. Hussain, S. M. Arif y M. Aslam, «Emerging renewable and sustainable energy technologies: State of the art,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015.
- [6] I. Pagola, M. Gastón y A. Bernardos, «11.1124 – CSP Technologies Report,» CENER, Departamento Solar Térmica, Sarriguren, 2013.
- [7] Sawin, Janet L. et al., «Energías Renovables 2016. Reporte de la situación. Hallazgos clave (Versión en español),» REN21, Francia, 2016.
- [8] IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía), «Plan de Energías Renovables 2011-2020,» Madrid, 2011.
- [9] SolarPACES, diciembre 2016. [En línea]. Available: <http://www.solarpaces.org/images/articulos/pfmlkfcfkgmgkeeak.png>. [Último acceso: 4 Mayo 2017].
- [10] B. Hoffschmidt, *Receivers for Solar Tower Systems*, 2014.
- [11] T. Fend, *Characterization of Advanced Solar Air Receiver Materials*, 2012.
- [12] S. Alexopoulos y B. Hoffschmidt, «Advances in solartower technology,» de *WIRES Energy Environment*, Alemania, 2017.

- [13] K. Allen, T. vonBackströma, D. Kröger y A. Kisters, «Rock bed storage for solar thermal power plants: Rock characteristics, suitability, and availability,» *ElsevierB.V.*, pp. 170-183, 2014.
- [14] F. J. Sorbet, *Turbomáquinas térmicas*, Pamplona: Universidad Pública de Navarra, 2011.
- [15] J. L. Rapun, *Modelo matemático del comportamiento de ciclos combinados de turbinas de gas y vapor*, Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 1999.
- [16] A. J. Rovira de Antonio, *Desarrollo de un modelo para la caracterización termoeconómica de ciclos combinados de turbinas de gas y de vapor en condiciones de carga variable*, Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2004.
- [17] I. Prieto, *Generación termoeléctrica. Ciclos combinados*, Gijón: E.P.S. de Ingeniería, 2006.
- [18] M. Bernard Charlès, «Dassault Systèmes,» Agarik SA, [En línea]. Available: <https://www.3ds.com/es/productos-y-servicios/catia/productos/dymola/>. [Último acceso: 12 mayo 2017].
- [19] J. García-Barberena, A. Olcoz y F. J. Sorbet, «Advanced Power Cycles and Configurations for Solar Towers: Modeling and optimization of the Decoupled Solar Combined Cycle concept,» de *22nd SolarPACES Conference*, Abu Dhabi (UAE), 11-14 October 2016.
- [20] Lawrence Berkeley National Laboratory, 29 Marzo 2016. [En línea]. Available: <https://simulationresearch.lbl.gov/GO/>. [Último acceso: 30 Mayo 2017].

Índice Figuras

Figura 1: Evolución de la generación eléctrica renovable y no renovable. [2]	5
Figura 2: Evolución de la producción de energías renovables. [2].....	5
Figura 3: Generación renovable anual en España [REE]	6
Figura 4: Capacidad de potencia renovable* en el mundo, EU-28, BRICS y el top 7 de países, final de 2015 [3]	7
Figura 5: Potencia eléctrica Instalada. [2]	9
Figura 6: Esquema funcionamiento colector cilindro-parabólico [ABENGOA SOLAR].....	11
Figura 7: Esquema planta CCP [CENER].....	11
Figura 8: Conjunto de espejos cilindro-parabólicos en un campo solar [ABENGOA SOLAR].....	12
Figura 9: Detalle de un espejo cilindro-parabólico [ABENGOA SOLAR]	12
Figura 10: Esquema de funcionamiento de concentradores lineales de Fresnel [CENER]	12
Figura 11: Concentradores Lineales de Fresnel en campo solar [CENER].....	13
Figura 12: Central de discos parabólicos en Maricopa, Phoenix [CENER]	13
Figura 13: Vista general de central de receptor solar de torre [Comisión de energía Chile].....	14
Figura 14: Capacidad mundial de energía solar térmica de concentración, por país o región, 2005-2015 [7]	15
Figura 15: Situación CSP en los miembros de SolarPaces. [9].....	16
Figura 16: Potencia de las diferentes tecnologías por años en España [8].....	16
Figura 17: Esquema de una central de torre directa con almacenamiento [10]	18
Figura 18: Esquema de una central de torre indirecta con almacenamiento.....	19
Figura 19: Esquema de central de torre indirecta con almacenamiento y turbina de gas.....	20
Figura 20: Heliostatos en un campo solar [FCBI energy]	21
Figura 21: Diferencia entre receptor de tubo y volumétrico [11].....	22
Figura 22: Detalle de receptores de tubo [10]	22
Figura 23: Esquema receptor volumétrico cerrado [10].....	23
Figura 24: Esquema receptor volumétrico abierto [11].....	23
Figura 25: Detalle de una torre de Gemasolar [Torresol Energy]	24
Figura 26: Características de medios de almacenamiento [10]	27

Figura 27: Gráficos h-s y T-s para un ciclo Rankine básico ideal [14].....	29
Figura 28: Esquema de los elementos de un ciclo Rankine básico	30
Figura 29: Gráficos ciclo Rankine con cambio en la presión de vapor [14].....	31
Figura 30: Gráficos ciclo Rankine con cambio en la temperatura del vapor de entrada [14].....	32
Figura 31: Gráficos ciclo Rankine con cambio en presión de condensación [14]	32
Figura 32: Gráficos correspondientes a ciclo Rankine con recalentamiento [14]	33
Figura 33: Gráfico posible de un ciclo Rankine con una extracción de cada tipo [14].....	33
Figura 34: Funcionamiento precalentador de mezcla.....	34
Figura 35: Funcionamiento precalentador de superficie.....	34
Figura 36: Esquema 1: configuración con generador de vapor de 1 nivel de presión.....	41
Figura 37: Esquema 2: configuración con generador de vapor 2 niveles de presión. Caso 1.....	43
Figura 38: Esquema 3: configuración con generador de vapor 2 niveles de presión. Caso 2.....	44
Figura 39: Esquema 4: configuración con generador de vapor de 3 niveles de presión	45
Figura 40: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 1.....	47
Figura 41: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 2.....	48
Figura 42: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 3.....	50
Figura 43: Gráfico T-Q generador de vapor esquema 4.....	51
Figura 44: Rendimiento y potencia generada esquemas 1-4.....	54
Figura 45: Calor cedido por fluido de almacenamiento esquemas 1-4	55
Figura 46: Temperatura salida del fluido de almacenamiento esquemas 1-4.....	55
Figura 47: Esquema 2b	57
Figura 48. Gráfico T-Q generador de vapor esquema 2b.....	58
Figura 49: Esquema 5	59
Figura 50: Esquema 6	61
Figura 51: Esquema 7	62
Figura 52: Esquema 8	64
Figura 53: Gráfico generador de vapor esquemas 5 (izda. superior), 6(dcha. superior), 7(izda. Inf.) y 8(dcha. Inf.)	65
Figura 54: Rendimiento y potencia generada esquemas 5-8.....	66

Figura 55: Calor cedido por el fluido de almacenamiento esquemas 5-8.....	66
Figura 56: Temperatura salida del fluido de almacenamiento esquemas 5-8.....	67
Figura 57: Rendimiento y potencia generada esquemas 2b, 5 y 8	68
Figura 58: Calor cedido por fluido de almacenamiento esquemas 2b, 5 y 8	69
Figura 59: Temperatura salida del fluido de almacenamiento esquemas 2b, 5 y 8	69
Figura 60: Modelo de planta con un sistema de almacenamiento y un ciclo de potencia [19] .	72
Figura 61: Modelo de planta con dos de almacenamiento y un ciclo de potencia [19]	73
Figura 62: Modelo de planta con dos de almacenamiento y dos ciclos de potencia [19]	73
Figura 63: Producción anual en condiciones termo-económicas óptimas de los modelos de planta DSCC.....	79
Figura 64: Porcentaje del CAPEX de cada elemento del modelo 2.....	80
Figura 65: Sensibilidad del LCOE para los distintos parámetros en el esquema 2.....	80

Índice Tablas

Tabla 1: Parámetros de entrada esquema 1	46
Tabla 2: Valores obtenidos esquema 1	47
Tabla 3: Parámetros entrada esquema 2	48
Tabla 4: Resultados simulación esquema 2	49
Tabla 5: Parámetros entrada esquema 3	49
Tabla 6: Valores obtenidos esquema 3	50
Tabla 7: Parámetros entrada esquema 4. Simulación 1.....	51
Tabla 8: Valores obtenidos esquema 4. Simulación 1.....	52
Tabla 9: Parámetros entrada esquema 4. Simulación 2.....	52
Tabla 10: Valores obtenidos esquema 4. Simulación 2.....	53
Tabla 11: Resultados esquema 2b.....	57
Tabla 12: Parámetros de entrada simulación esquema 5.....	60
Tabla 13: Resultados simulación esquema 5	60
Tabla 14: Parámetros entrada simulación esquema 6.....	61
Tabla 15: Resultados simulación esquema 6	62
Tabla 16: Parámetros entrada simulación esquema 7.....	63
Tabla 17: Resultados simulación esquema 7	63
Tabla 18: Parámetros entrada simulación esquema 8.....	64
Tabla 19. Resultados simulación esquema 8	65
Tabla 20: Comparativa de resultados simulación esquema 2b y 5.....	70
Tabla 21: Costes de los componentes de los modelos de planta	76
Tabla 22: Parámetros optimizados en el conjunto de la planta.....	77
Tabla 23: Parámetros de diseño fijos para cada esquema.....	77
Tabla 24: Resultados de la optimización de los distintos esquemas de planta DSCC.....	78
Tabla 25: Principales resultados de los sistemas en condiciones óptimas	78

Anexos

Anexo 1. Código Modelica esquema 1.....	90
Anexo 2. Código Modelica esquema 2.....	93
Anexo 3. Código Modelica esquema 3.....	97
Anexo 4. Código Modelica esquema 4.....	101
Anexo 5. Código Modelica esquema 2b.....	107
Anexo 6. Código Modelica esquema 5.....	111
Anexo 7. Código Modelica esquema 6.....	116
Anexo 8. Código Modelica esquema 7.....	121
Anexo 9. Código Modelica esquema 8.....	125

Anexo 1. Código Modelica esquema 1

```

model CycleSympleSG1pressure
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97 annotation (
Documentation(info="<html> </html>"));
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter Dimensionless TurbineHPiseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineLPiseff=0.8;
parameter Dimensionless Pumpiseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=15;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf = 10e5;
parameter SI.Pressure pHP = 100e5;
parameter SI.Pressure pInt = 10e5;
parameter SI.Pressure pCond = 10000;

Steam.ThermodynamicState satLiquidState0,State2,State3;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2);
SI.SpecificEntropy s0,s4,s6;
SI.SpecificEnthalpy h0(start=19200),h1s(start=19300),h1(start=19400),h2ap(start=74000),h2(
start=74100),h3(start=74100),h4(start=75500),h5s(start=75100),h5(start=75200);
SI.SpecificEnthalpy h6(start=35000),h7s(start=25000),h7(start=25100);
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=430000),hbHtf(start=330000),hcHtf(start=245000),hdHtf(star
t=62000),heHtf(start=47000),hOutletHtf(start=47000);
SI.Temperature T0,T1,T2ap,T2,T3,T4,T5,T6,T7;
SI.Temperature tcond;
SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TOutletHtf;

SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt,Qfraction;
SI.HeatFlowRate QEconHP,QEvapHP,QshHP;
Dimensionless RCEff,LTfraction;
SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTLp,WPUMPHP;

```

equation


```

// POINT 0
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tcond);
satLiquidState0=Steam.SetState_px(pCond,0);
T0=tcond;
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(satLiquidState0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(satLiquidState0);

// PUMP HP
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T1);
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpIseff;

//STEAM GENERATOR

//SALT ENTHALPIES
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);

//BALANCES
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassFlow*(h2ap-h1);
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassFlow*(h3-h2ap);
//ec. reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassFlow*(h4-h3);

//TEMPERATURES
TaHtf=tInletHtf;
TeHtf=TOutletHtf;

TaHtf=T4+dTFinalHP;
TbHtf=T6+dTFinalReheat;

TdHtf=T2+ppHP;

T2ap=T2-apHP;

h2=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T2);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T3);

//ENTHALPIES
//hp
h2ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T2ap);

h2=Steam.SpecificEnthalpy_state(State2);
State2=Steam.SetState_px(pHP,0);

```

```

h3=Steam.SpecificEnthalpy_state(State3);
State3=Steam.SetState_px(pHP,1);

h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T4);

// TURBINE HP
s4=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T4);
h5s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s4);
(h4-h5)/(h4-h5s)=TurbineHPiseff;
h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T5);

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow*(h6-h5);
T6=Steam.Temperature_ph(pInt,h6);

//TURBINE IP
s6=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T6);
h7s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s6);
(h6-h7)/(h6-h7s)=TurbineLPIseff;
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T7);

//CALCULATIONS
WTHP=steamMassFlow*(h4-h5);
WTLP=steamMassFlow*(h6-h7);

WPUMPHP=steamMassFlow*(h1-h0);

RCGrossPower=(WTHP+WTLP-WPUMPHP)*MechanicEff;
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/(QTOTSG+QREHEAT);

QEconHP=steamMassFlow*(h2ap-h1);
QEvapHP=steamMassFlow*(h3-h2ap);
QshHP=steamMassFlow*(h4-h3);

QTOTSG=QEconHP+QEvapHP+QshHP;
QREHEAT=steamMassFlow*(h6-h5);
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;

Qfraction=QEconHP;
LTfraction=Qfraction/Qsalt;

annotation (Documentation(info="<html>
<p><img src=\"modelica://CycleSympleSG1pressure/./1 nivel de presion.jpg\"/></p>
</html>"));
end CycleSympleSG1pressure;

```

Anexo 2. Código Modelica esquema 2

```

model CycleROVIRAsg2
"2P Pararel Model SG (with AP,PP)- 2Stage Turbine. MODELO ROVIRA"
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97;
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter Dimensionless TurbineHPseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineLPseff=0.8;
parameter Dimensionless Pumpseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalIP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=15;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.TemperatureDifference ppIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apIP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf = 10e5;
parameter SI.Pressure pHP = 100e5;
parameter SI.Pressure pInt = 10e5;
parameter SI.Pressure pCond = 10000;

Steam.ThermodynamicState satLiquidState0,State5,State6,State12,State13;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2),steamMassIPFlow(start=0.5),steamMassHPFlow(sta
rt=1.6);
SI.SpecificEntropy s0,s3,s7,s10;
SI.SpecificEnthalpy h0(start=192000),h1s(start=193000),h1(start=193000),h2(start=741000),h
3(start=741000),h4s(start=751000),h4(start=755000),h5ap(start=1380000),h5(start=1400000),
h6(start=2730000),h7(start=3500000),h8s(start=2900000),h8(start=3970000),h9(start=300000
0),h10(start=3500000),h11s(start=2450000),h11(start=2650000);
SI.SpecificEnthalpy h12ap(start=740000),h12(start=763000),h13(start=2800000),h14(start=31
00000);
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=430000),hbHtf(start=330000),hcHtf(start=245000),hdHtf(start
=62000),heHtf(start=47000),hfHtf(start=-38000),hgHtf(start=-134000),hhHtf(start=-
234000),hOutletHtf(start=-234000);
SI.Temperature T0,T1,T2,T3,T4,T5ap,T5,T6,T7,T8,T9,T10,T11;
SI.Temperature T12ap,T12,T13,T14;

```

SI.Temperature tcond;
 SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TfHtf,TgHtf,ThHtf,TOutletHtf;

SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt,Qfraction;
 SI.HeatFlowRate QEconHP,QEvapHP,QshHP;
 SI.HeatFlowRate QEconIP,QEvapIP,QshIP;
 SI.HeatFlowRate QSHHP,QSHIP;
 Dimensionless RCEff,LTfraction;
 SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTLF,WPUMPHP,WPUMPIP;

equation

```
// POINT 0
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tcond);
satLiquidState0=Steam.SetState_px(pCond,0);
T0=tcond;
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(satLiquidState0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(satLiquidState0);

// PUMP IP
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T1);
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpIseff;

//PUMP HP
h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T4);
h4s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s3);
s3=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T3);
(h4s-h3)/(h4-h3)=PumpIseff;

//STEAM GENERATOR

//SALT ENTHALPIES
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hfHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TfHtf);
hgHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf);
hhHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,ThHtf);
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);

//BALANCES
nomHtfMassFlow*(hgHtf-hhHtf)=steamMassFlow*(h2-h1);
nomHtfMassFlow*(hfHtf-hgHtf)=steamMassIPFlow*(h13-h12ap);
nomHtfMassFlow*(heHtf-hfHtf)=steamMassHPFlow*(h5ap-h4);
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassIPFlow*(h14-h13);
```

```
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassHPFlow*(h6-h5ap);
//ec. reheat
```

```
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassHPFlow*(h7-h6);
```

```
steamMassHPFlow+steamMassIPFlow=steamMassFlow;
```

```
//TEMPERATURES
```

```
TaHtf=tInletHtf;
```

```
ThHtf=TOutletHtf;
```

```
TaHtf=T7+dTFinalHP;
```

```
TdHtf=T14+dTFinalIP;
```

```
TdHtf=T5+ppHP;
```

```
TgHtf=T12+ppIP;
```

```
T5ap=T5-apHP;
```

```
T12ap=T12-apIP;
```

```
T2=T3;
```

```
T2=T12ap;
```

```
h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5);
```

```
h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T6);
```

```
h13=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T13);
```

```
h12=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12);
```

```
//ENTHALPIES
```

```
//hp
```

```
h5ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5ap);
```

```
h5=Steam.SpecificEnthalpy_state(State5);
```

```
State5=Steam.SetState_px(pHP,0);
```

```
h6=Steam.SpecificEnthalpy_state(State6);
```

```
State6=Steam.SetState_px(pHP,1);
```

```
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T7);
```

```
//ip
```

```
h2=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T2);
```

```
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T3);
```

```
h12ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12ap);
```

```
h12=Steam.SpecificEnthalpy_state(State12);
```

```
State12=Steam.SetState_px(pInt,0);
```

```
h13=Steam.SpecificEnthalpy_state(State13);
```

```
State13=Steam.SetState_px(pInt,1);
```

```
h14=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T14);
```

```
// TURBINE HP
```

```
s7=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T7);
```

```
h8s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s7);
```

```

(h7-h8)/(h7-h8s)=TurbineHPiseff;
h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(plnt,T8);

//OUTPUT TURBINE HP + OUTPUT SH IP
steamMassHPFlow*(h8-h9)=steamMassIPFlow*(h9-h14);
T9=Steam.Temperature_ph(plnt,h9);

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow*(h10-h9);
T10=Steam.Temperature_ph(plnt,h10);

T10+dTFinalReheat=TbHtf;

//TURBINE IP
s10=Steam.SpecificEntropy_pt(plnt,T10);
h11s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s10);
(h10-h11)/(h10-h11s)=TurbineLPiseff;
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T11);

//CALCULATIONS
WTHP=steamMassHPFlow*(h7-h8);
WTLP=steamMassFlow*(h10-h11);
WPUMPHP=steamMassHPFlow*(h4-h3);
WPUMPIP=steamMassFlow*(h1-h0);

RCGrossPower=(WTHP+WTLP-WPUMPHP-WPUMPIP)*MechanicEff;
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/(QTOTSG+QREHEAT);

QEconHP=steamMassHPFlow*(h5ap-h4);
QEvapHP=steamMassHPFlow*(h6-h5ap);
QshHP=steamMassHPFlow*(h7-h6);
QEconIP=steamMassFlow*(h2-h1);
QEvapIP=steamMassIPFlow*(h13-h12ap);
QshIP=steamMassIPFlow*(h14-h13);
QSHHP=QEconHP+QEvapHP+QshHP;
QSHIP=QEconIP+QEvapIP+QshIP;
QTOTSG=QSHHP+QSHIP;
QREHEAT=steamMassFlow*(h10-h9);
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;
Qfraction=QEvapIP+QshIP;
LTfraction=Qfraction/Qsalt;

annotation (Icon(coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)), Diagram(coordinateSystem(
    preserveAspectRatio=false)),
    Documentation(info="<html>
<p><img src=\"modelica://CycleROVIRAsg2/..Rovira.jpg\"/></p>
</html>"));
end CycleROVIRAsg2;

```

Anexo 3. Código Modelica esquema 3.

```

model Cycle2nivelesPresion
"2P Model SG (with AP,PP)- 2Stage Turbine"
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97;
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter Dimensionless TurbineHPiseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineIPiseff=0.8;
parameter Dimensionless PumpHPiseff=0.7;
parameter Dimensionless PumpIPiseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=10;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.TemperatureDifference ppIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apIP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf=10e+05;
parameter SI.Pressure pHP=100e+05;
parameter SI.Pressure pIP=10e+05;
parameter SI.Pressure pCond=10000;
parameter Dimensionless fractionHP=0.4;

Steam.ThermodynamicState SatLiquidState0,State3,State4,State11,State12;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2),steamMassHPFlow(start=1.5),steamMassIPFlow(sta
rt=0.5);
SI.SpecificEntropy s0,s5,s8;
SI.SpecificEnthalpy h0(start=200000),h1s(start=203000),h1(start=204000),h2(start=750000),h3
ap(start=1400000),h3(start=1500000),h4(start=2800000),h5(start=3500000);
SI.SpecificEnthalpy h6s(start=2900000),h6(start=3000000),h7(start=3100000),h8(start=350000
0),h9s(start=2500000),h9(start=2600000);
SI.SpecificEnthalpy h10s(start=210000),h10(start=220000),h11ap(start=750000),h11(start=760
000),h12(start=2800000),h13(start=3000000);
SI.Temperature tCond;
SI.Temperature T0,T1,T2,T3ap,T3,T4,T5,T6,T7,T8,T9;
SI.Temperature T10,T11ap,T11,T12,T13;

```

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TfHtf,TgHtf,ThHtf,TiHtf,TOutletHtf;
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=450000),hbHtf(start=350000),hcHtf(start=300000),hdHtf(start=90000),heHtf(start=50000),hfHtf(start=1000),hgHtf(start=-20000),hhHtf(start=-90000),hiHtf(start=-150000),hOutletHtf(start=-150000);

SI.HeatFlowRate QEconHP1,QEconHP2,QEvapHP,QShHP;
SI.HeatFlowRate QEconIP,QEvapIP,QShIP;
SI.HeatFlowRate QSGHP,QSGIP;
SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt;
Dimensionless RCEff;
SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTIP,WPUMPHP,WPUMPIP;

equation

```
//PUNTO 0
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tCond);
SatLiquidState0=Steam.SetState_px(pCond,0);
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(SatLiquidState0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(SatLiquidState0);
T0=tCond;

//PUMP HP
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpHPseff;
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T1);

//PUMP IP
h10s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pIP,s0);
(h10s-h0)/(h10-h0)=PumpIPseff;
h10=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T10);

//STEAM GENERATOR
//balances
nomHtfMassFlow*(hhHtf-hiHtf)=steamMassHPFlow*(h2-h1);
nomHtfMassFlow*(hgHtf-hhHtf)=steamMassIPFlow*(h11ap-h10);
nomHtfMassFlow*(hfHtf-hgHtf)=steamMassIPFlow*(h12-h11ap);
nomHtfMassFlow*(heHtf-hfHtf)=steamMassIPFlow*(h13-h12);
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassHPFlow*(h3ap-h2);
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassHPFlow*(h4-h3ap);
//ec.reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassHPFlow*(h5-h4);

//temperatures
TaHtf=tInletHtf;
TiHtf=TOutletHtf;

TaHtf=T5+dTFinalHP;
TeHtf=T13+dTFinalIP;
```



```
TdHtf=T3+ppHP;
TgHtf=T11+ppIP;
```

```
T3ap=T3-apHP;
T11ap=T11-apIP;
h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T4);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T3);
```

```
h12=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T12);
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T11);
```

```
h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T8);
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T7);
```

```
h2=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T2);
```

```
//steam enthalpy
```

```
//hp
```

```
fractionHP*steamMassHPFlow*(h3ap-h1)=steamMassHPFlow*(h2-h1);
```

```
h3ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T3ap);
```

```
State3=Steam.SetState_px(pHP,0);
```

```
h3=Steam.SpecificEnthalpy_state(State3);
```

```
State4=Steam.SetState_px(pHP,1);
```

```
h4=Steam.SpecificEnthalpy_state(State4);
```

```
h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5);
```

```
//ip
```

```
h11ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T11ap);
```

```
State11=Steam.SetState_px(pIP,0);
```

```
h11=Steam.SpecificEnthalpy_state(State11);
```

```
State12=Steam.SetState_px(pIP,1);
```

```
h12=Steam.SpecificEnthalpy_state(State12);
```

```
h13=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T13);
```

```
//salt enthalpy
```

```
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
```

```
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
```

```
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
```

```
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
```

```
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
```

```
hfHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TfHtf);
```

```
hgHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf);
```

```
hhHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,ThHtf);
```

```
hiHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TiHtf);
```

```
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);
```

```
//TURBINE HP
```

```
s5=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T5);
```

```
h6s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pIP,s5);
```

```

(h5-h6)/(h5-h6s)=TurbineHPiseff;
h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T6);

//OUTPUT TURBINE HP + OUTPUT IP SG
steamMassHPFlow*(h6-h7)=steamMassIPFlow*(h7-h13);
steamMassHPFlow+steamMassIPFlow=steamMassFlow;

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow*(h8-h7);
TbHtf=T8+dTFinalReheat;

//TURBINE IP
s8=Steam.SpecificEntropy_pt(pIP,T8);
h9s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s8);
(h8-h9)/(h8-h9s)=TurbineIPiseff;
h9=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T9);

//CALCULATIONS
QEconHP1=steamMassHPFlow*(h2-h1);
QEconHP2=steamMassHPFlow*(h3ap-h2);
QEvapHP=steamMassHPFlow*(h4-h3ap);
QShHP=steamMassHPFlow*(h5-h4);
QEconIP=steamMassIPFlow*(h11ap-h10);
QEvapIP=steamMassIPFlow*(h12-h11ap);
QShIP=steamMassIPFlow*(h13-h12);
QSGHP=QEconHP1+QEconHP2+QEvapHP+QShHP;
QSGIP=QEconIP+QEvapIP+QShIP;

QTOTSG=QSGHP+QSGIP;
QREHEAT=steamMassFlow*(h8-h7);
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;

WTHP=steamMassHPFlow*(h5-h6);
WTIP=steamMassFlow*(h8-h9);

WPUMPHP=steamMassHPFlow*(h1-h0);
WPUMPIP=steamMassIPFlow*(h10-h0);

RCGrossPower=(WTHP+WTIP-WPUMPHP-WPUMPIP)*MechanicEff;

RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/Qsalt
annotation (Icon(coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)), Diagram(
  coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)));

annotation (Documentation(info="<html>
<p><img src=\"\\modelica://Cycle2nivelesPresion/./2 niveles presion.jpg\"/></p>
</html>"));
end Cycle2nivelesPresion;

```

Anexo 4. Código Modelica esquema 4

```

model CycleGatecycleComplete
  "3P Pararel Model SG (with AP,PP)- 3Stage Turbine. MODELO GATECYCLE"
  import SI = Modelica.SIunits;
  import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
  // import CSTLibrary.Types.Dynamics;
  // import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
  inner CSTLibrary.System system;
  inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

  replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97;
  replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

  parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
  parameter Dimensionless TurbineHPiseff=0.8596;
  parameter Dimensionless TurbineLPiseff=0.9107;
  parameter Dimensionless TurbineLPiseff=0.853;
  parameter Dimensionless PumpHPiseff=0.7;
  parameter Dimensionless PumpLPiseff=0.7;
  parameter Dimensionless PumpIPiseff=0.7;
  parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
  parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
  parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
  parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
  parameter SI.TemperatureDifference dTFinalIP=10;
  parameter SI.TemperatureDifference dTFinalLP=10;
  parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=15;
  parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
  parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
  parameter SI.TemperatureDifference ppIP=10;
  parameter SI.TemperatureDifference apIP=5;
  parameter SI.TemperatureDifference ppLP=10;
  parameter SI.TemperatureDifference apLP=5;
  parameter SI.Pressure pInletHtf = 10e5;
  parameter SI.Pressure pHP = 100e5;
  parameter SI.Pressure pInt = 10e5;
  parameter SI.Pressure pLP=5e5;
  parameter SI.Pressure pCond = 10000;

  parameter Dimensionless fractionEHP=0.2;
  parameter Dimensionless fractionSHHP=0.60104;
  parameter Dimensionless fractionReheat=0.7753;

  Steam.ThermodynamicState satLiquidState0,State8,State9;
  Steam.ThermodynamicState State18,State19;
  Steam.ThermodynamicState State21,State22;

```

SI.MassFlowRate steamMassTotalFlow,steamMassHPFlow(start=1.5),steamMassIPFlow(start=0.5),steamMassLPFlow;
SI.MassFlowRate steamMassHIPFlow;
SI.SpecificEntropy s0,s3,s5,s10,s13,s15;
SI.SpecificEnthalpy h0(start=190000),h1s(start=192000),h1(start=193000),h2(start=500000),h3(start=500000),h4s(start=750000),h4(start=751000),h5(start=751000);
SI.SpecificEnthalpy h6s(start=754000),h6(start=755000),h7(start=1400000),h8ap(start=1400000),h8(start=1405000),h9(start=2800000),h9p(start=3000000),h10(start=3500000);
SI.SpecificEnthalpy h11s(start=2850000),h11(start=2900000),h12(start=3000000),h12p(start=3000000),h13(start=3500000),h14s(start=3200000),h14(start=3300000),h15(start=3200000),h16s(start=2500000),h16(start=2600000);
SI.SpecificEnthalpy h17(start=200000),h18ap(start=750000),h18(start=760000),h19(start=280000),h20(start=3000000);
SI.SpecificEnthalpy h21ap(start=620000),h21(start=650000),h22(start=2800000),h23(start=2900000);
SI.Temperature tCond;
SI.Temperature T0,T1,T2,T3,T4,T5,T6,T7,T8ap,T8,T9,T9p,T10,T11,T12,T12p,T13,T14,T15,T16;
SI.Temperature T17,T18ap,T18,T19,T20;
SI.Temperature T21ap,T21,T22,T23;
SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TfHtf,TgHtf,ThHtf,TiHtf,TjHtf,TkHtf,TLHtf,TmHtf,TnHtf;
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=450000),hbHtf(start=330000),hcHtf(start=300000),hdHtf(start=250000),heHtf(start=60000),hfHtf(start=45000),hgHtf(start=-35000);
SI.SpecificEnthalpy hhHtf(start=-150000),hiHtf(start=-175000),hjHtf(start=-280000),hkHtf(start=-280000),hlHtf(start=-290000),hmHtf(start=-300000),hnHtf;
SI.Temperature TOutletHtf;
SI.SpecificEnthalpy hOutletHtf;

SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt,QReheat1,QReheat2;
SI.HeatFlowRate QEconHP1,QEconHP2,QEvapHP,QshHP1,QshHP2;
SI.HeatFlowRate QEconIP,QEvapIP,QshIP;
SI.HeatFlowRate QEconLP,QEvapLP,QshLP;
SI.HeatFlowRate QSHHP,QSHIP,QSHLP;
Dimensionless RCEff;
SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTIP,WTLW,WPUMPHP,WPUMPLP,WPUMPIP;

equation

```

//POINT 0
pCond = Steam.SaturationPressure_t(tCond);
T0 = tCond;
satLiquidState0 = Steam.SetState_px(pCond,0);
s0 = Steam.SpecificEntropy_state(satLiquidState0);
h0 = Steam.SpecificEnthalpy_state(satLiquidState0);
// PUMP LP
h1= Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T1);
h1s= Steam.SpecificEnthalpy_ps(pLP,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpLPseff;
// PUMP IP
h4= Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T4);
  
```

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

```

h4s= Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s3);
s3=Steam.SpecificEntropy_pt(pLP,T3);
(h4s-h3)/(h4-h3)=PumpIPseff;
//PUMP HP
h6= Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T6);
h6s= Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s5);
s5=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T5);
(h6s-h5)/(h6-h5)=PumpHPseff;
//STEAM GENERATOR
//SALT ENTHALPY
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hfHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TfHtf);
hgHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf);
hhHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,ThHtf);
hiHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TiHtf);
hjHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TjHtf);
hkHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TkHtf);
hlHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TLHtf);
hmHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TmHtf);
hnHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TnHtf);
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);
//BALANCES
nomHtfMassFlow*(hmHtf-hnHtf)=steamMassTotalFlow*(h2-h1);
nomHtfMassFlow*(hlHtf-hmHtf)=steamMassLPFlow*(h22-h21ap);
nomHtfMassFlow*(hkHtf-hlHtf)=steamMassLPFlow*(h23-h22);
nomHtfMassFlow*(hjHtf-hkHtf)=steamMassHPFlow*(h7-h6);
nomHtfMassFlow*(hiHtf-hjHtf)=steamMassIPFlow*(h18ap-h17);
nomHtfMassFlow*(hhHtf-hiHtf)=steamMassIPFlow*(h19-h18ap);
nomHtfMassFlow*(hgHtf-hhHtf)=steamMassIPFlow*(h20-h19);
nomHtfMassFlow*(hfHtf-hgHtf)=steamMassHPFlow*(h8ap-h7);
nomHtfMassFlow*(heHtf-hfHtf)=steamMassHPFlow*(h9-h8ap);
//ec. reheat
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassHPFlow*(h9p-h9);
//ec reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassHPFlow*(h10-h9p);

steamMassTotalFlow=steamMassLPFlow+steamMassHIPFlow;
steamMassHIPFlow=steamMassHPFlow+steamMassIPFlow;

steamMassHPFlow*(h7-h6)=fractionEHP*steamMassHPFlow*(h8ap-h6);
steamMassHPFlow*(h9p-h9)=fractionSHHP*steamMassHPFlow*(h10-h9);
//TEMPERATURES
TaHtf=tInletHtf;
TnHtf=TOutletHtf;

```

TfHtf=T8+ppHP;
 TiHtf=T18+ppIP;
 TmHtf=T21+ppLP;

T8ap=T8-apHP;
 T18ap=T18-apIP;
 T21ap=T21-apLP;

T10=TaHtf-dTFinalHP;
 T20=TgHtf-dTFinalIP;
 T23=TkHtf-dTFinalLP;
 T13=TbHtf-dTFinalReheat;

h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T8);
 h9=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T9);

h18=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T18);
 h19=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T19);

h21=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T21);
 h22=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T22);

T2=T3;
 T2=T21ap;
 T4=T5;
 T4=T17;

```
//STEAM ENTHALPY
//lp
h21ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T21ap);
h21=Steam.SpecificEnthalpy_state(State21);
State21=Steam.SetState_px(pLP,0);
h22=Steam.SpecificEnthalpy_state(State22);
State22=Steam.SetState_px(pLP,1);
h23=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T23);
h2=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T2);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T3);
//ip
//h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T4);
h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T5);
h17=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T17);
h18ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T18ap);
h18=Steam.SpecificEnthalpy_state(State18);
State18=Steam.SetState_px(pInt,0);
h19=Steam.SpecificEnthalpy_state(State19);
State19=Steam.SetState_px(pInt,1);
h20=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T20);
//hp
```

```

//h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T6);
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T7);
h8ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T8ap);
h8=Steam.SpecificEnthalpy_state(State8);
State8=Steam.SetState_px(pHP,0);
h9=Steam.SpecificEnthalpy_state(State9);
State9=Steam.SetState_px(pHP,1);
h9p=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T9p);
h10=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T10);
//HPTURBINE
s10 = Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T10);
h11s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s10);
(h10-h11)/(h10-h11s)=TurbineHPseff;
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T11);
//SALIDA DE IP SG + SALIDA HP TURBINE
steamMassHPFlow*(h11-h12)=steamMassIPFlow*(h12-h20);
h12=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12);
//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassHIPFlow*(h13-h12p);
h13=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T13);
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassHIPFlow*(h12p-h12);
h12p=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12p);
steamMassHIPFlow*(h12p-h12)=fractionReheat*steamMassHIPFlow*(h13-h12);
//IPTURBINE
s13=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T13);
h14s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pLP,s13);
(h13-h14)/(h13-h14s)=TurbineIPseff;
h14=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T14);
//SALIDA DE LP SG + SALIDA IP TURBINE
steamMassHIPFlow*(h14-h15)=steamMassLPFlow*(h15-h23);
h15=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pLP,T15);
//LPTURBINE
s15=Steam.SpecificEntropy_pt(pLP,T15);
h16s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s15);
(h15-h16)/(h15-h16s)=TurbineLPseff;
h16=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T16);
//CALCULATIONS
RCGrossPower=(WTHP+WTIP+WTLF-WPUMPHP-WPUMPIP-WPUMPLP)*MechanicEff;
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/(QTOTSG+QREHEAT);
WPUMPHP=(h6-h5)*steamMassHPFlow;
WPUMPIP=(h4-h3)*steamMassHIPFlow;
WPUMPLP=(h1-h0)*steamMassTotalFlow;
WTHP=steamMassHPFlow*(h10-h11);
WTIP=steamMassHIPFlow*(h13-h14);
WTLF=steamMassTotalFlow*(h15-h16);
QTOTSG=QSHHP+QSHIP+QSHLP;
QREHEAT=steamMassHIPFlow*(h13-h12);
QReheat1=steamMassHIPFlow*(h12p-h12);

```

```

QReheat2=steamMassHIPFlow*(h13-h12p);
QEconHP1=steamMassHPFlow*(h7-h6);
QEconHP2=steamMassHPFlow*(h8ap-h7);
QEvapHP=steamMassHPFlow*(h9-h8ap);
QshHP1=steamMassHPFlow*(h9p-h9);
QshHP2=steamMassHPFlow*(h10-h9p);
QEconIP=steamMassIPFlow*(h18ap-h17);
QEvapIP=steamMassIPFlow*(h19-h18ap);
QshIP=steamMassIPFlow*(h20-h19);
QEconLP=steamMassTotalFlow*(h2-h1);
QEvapLP=steamMassLPFlow*(h22-h21ap);
QshLP=steamMassLPFlow*(h23-h22);
QSHHP=QEconHP1+QEconHP2+QEvapHP+QshHP1+QshHP2;
QSHIP=QEconIP+QEvapIP+QshIP;
QSHLP=QEconLP+QEvapLP+QshLP;
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;
annotation (Documentation(info="<html>
<p><img src=\"modelica://CycleGatecycleComplete/../../Gatecycle.jpg\"/></p>
</html>"));
end CycleGatecycleComplete;

```


Anexo 5. Código Modelica esquema 2b

```

model Rovira_salt_and_oil_2
"2P Pararel Model SG (with AP,PP)- 2Stage Turbine. MODELO ROVIRA"
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97;
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;
replaceable package HTFluid2 = CSTLibrary.Media.Fluid.TherminoIVP1;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow2=12;
parameter Dimensionless TurbineHPseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineLPseff=0.8;
parameter Dimensionless Pumpseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalIP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=15;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.TemperatureDifference ppIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apIP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf = 10e5;
parameter SI.Pressure pHP = 100e5;
parameter SI.Pressure pInt = 10e5;
parameter SI.Pressure pCond = 10000;

Steam.ThermodynamicState satLiquidState0,State5,State6,State12,State13;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2),steamMassIPFlow(start=0.5),steamMassHPFlow(sta
rt=1.6);
SI.SpecificEntropy s0,s3,s7,s10;
SI.SpecificEnthalpy h0(start=192000),h1s(start=193000),h1(start=193000),h2(start=741000),h3
(start=741000),h4s(start=751000),h4(start=755000),h5ap(start=1380000),h5(start=1400000),h
6(start=2730000),h7(start=3500000),h8s(start=2900000),h8(start=3970000),h9(start=3000000
),h10(start=3500000),h11s(start=2450000),h11(start=2650000);
SI.SpecificEnthalpy h12ap(start=740000),h12(start=763000),h13(start=2800000),h14(start=310
0000);
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=430000),hbHtf(start=330000),hcHtf(start=245000),hdHtf(start=
62000),heHtf(start=47000),hfHtf(start=-38000),hgHtf2(start=-38000),hgHtf(start=-
134000),hhHtf(start=-234000),hOutletHtf(start=-234000);

```

SI.Temperature T0,T1,T2,T3,T4,T5ap,T5,T6,T7,T8,T9,T10,T11;
SI.Temperature T12ap,T12,T13,T14;
SI.Temperature tcond;
SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TfHtf,TgHtf2,TgHtf,ThHtf,TOutletHtf;
SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt,Qoil,Qtotalcedido,Qfraction;
SI.HeatFlowRate QEconHP,QEvapHP,QshHP;
SI.HeatFlowRate QEconIP,QEvapIP,QshIP;
SI.HeatFlowRate QSHHP,QSHIP;
Dimensionless RCEff,LTfraction;
SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTLp,WPUMPHP,WPUMPIP;

equation

```

// POINT 0
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tcond);
satLiquidState0=Steam.SetState_px(pCond,0);
T0=tcond;
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(satLiquidState0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(satLiquidState0);

// PUMP IP
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T1);
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpIseff;

//PUMP HP
h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T4);
h4s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s3);
s3=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T3);
(h4s-h3)/(h4-h3)=PumpIseff;

//STEAM GENERATOR

//SALT ENTHALPIES
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hfHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TfHtf);
hgHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf);
hgHtf2=HTFluid2.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf2);
hhHtf=HTFluid2.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,ThHtf);
hOutletHtf=HTFluid2.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);

//BALANCES
nomHtfMassFlow2*(hgHtf2-hhHtf)=steamMassFlow*(h2-h1);
nomHtfMassFlow*(hfHtf-hgHtf)=steamMassIPFlow*(h13-h12ap);
nomHtfMassFlow*(heHtf-hfHtf)=steamMassHPFlow*(h5ap-h4);
  
```

```

nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassIPFlow*(h14-h13);
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassHPFlow*(h6-h5ap);
//ec. reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassHPFlow*(h7-h6);

steamMassHPFlow+steamMassIPFlow=steamMassFlow;

//TEMPERATURES
TaHtf=tInletHtf;
ThHtf=TOutletHtf;

TaHtf=T7+dTFinalHP;
TdHtf=T14+dTFinalIP;

TdHtf=T5+ppHP;
TgHtf=T12+pplP;

T5ap=T5-apHP;
T12ap=T12-apIP;

T2=T3;
T2=T12ap;

TgHtf=TgHtf2;

h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5);
h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T6);
h13=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T13);
h12=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12);

//ENTHALPIES
//hp
h5ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5ap);
h5=Steam.SpecificEnthalpy_state(State5);
State5=Steam.SetState_px(pHP,0);
h6=Steam.SpecificEnthalpy_state(State6);
State6=Steam.SetState_px(pHP,1);
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T7);
//ip
h2=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T2);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T3);
h12ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12ap);
h12=Steam.SpecificEnthalpy_state(State12);
State12=Steam.SetState_px(pInt,0);
h13=Steam.SpecificEnthalpy_state(State13);
State13=Steam.SetState_px(pInt,1);
h14=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T14);

```

```

// TURBINE HP
s7=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T7);
h8s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s7);
(h7-h8)/(h7-h8s)=TurbineHPseff;
h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T8);

//OUTPUT TURBINE HP + OUTPUT SH IP
steamMassHPFlow*(h8-h9)=steamMassIPFlow*(h9-h14);
T9=Steam.Temperature_ph(pInt,h9);

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow*(h10-h9);
T10=Steam.Temperature_ph(pInt,h10);
T10+dTFinalReheat=TbHtf;

//TURBINE IP
s10=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T10);
h11s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s10);
(h10-h11)/(h10-h11s)=TurbineLPseff;
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T11);

//CALCULATIONS
WTHP=steamMassHPFlow*(h7-h8);
WTLP=steamMassFlow*(h10-h11);
WPUMPHP=steamMassHPFlow*(h4-h3);
WPUMPIP=steamMassFlow*(h1-h0);
RCGrossPower=(WTHP+WTLP-WPUMPHP-WPUMPIP)*MechanicEff;
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/(Qtotalcedido);

QEconHP=steamMassHPFlow*(h5ap-h4);
QEvapHP=steamMassHPFlow*(h6-h5ap);
QshHP=steamMassHPFlow*(h7-h6);
QEconIP=steamMassFlow*(h2-h1);
QEvapIP=steamMassIPFlow*(h13-h12ap);
QshIP=steamMassIPFlow*(h14-h13);
QSHHP=QEconHP+QEvapHP+QshHP;
QSHIP=QEconIP+QEvapIP+QshIP;
QTOTSG=QSHHP+QSHIP;
QREHEAT=steamMassFlow*(h10-h9);
Qsalt=QshHP+QREHEAT+QEvapHP+QshIP+QEconHP+QEvapIP;
Qoil=QEconIP;
Qtotalcedido=Qsalt+Qoil;

Qfraction=QEvapIP+QEconIP;
LTfraction=Qfraction/Qtotalcedido;
annotation (Icon(coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)), Diagram(
    coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)));
end Rovira_salt_and_oil_2;

```

Anexo 6. Código Modelica esquema 5

```

model RoviraWithExtraction
  "2Pressure Model SG MODELO ROVIRA. With extraction (mixto)"
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97;
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter Dimensionless TurbineHPseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineLPseff=0.8;
parameter Dimensionless Pumpseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalIP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=15;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.TemperatureDifference ppIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apIP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf = 10e5;
parameter SI.Pressure pHP = 100e5;
parameter SI.Pressure pInt = 10e5;
parameter SI.Pressure pCond = 10000;
parameter SI.Pressure pEXT=2.5e+05;

Steam.ThermodynamicState State0A,State0,State5,State6,State12,State13;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2),steamMassIPFlow(start=0.5),steamMassHPFlow(sta
rt=1.6);
SI.SpecificEntropy s0,s3,s7,s10;
SI.SpecificEnthalpy h0(start=192000),h1s(start=193000),h1(start=193000),h2(start=741000),h3
start=741000),h4s(start=751000),h4(start=755000),h5ap(start=1380000),h5(start=1400000),h
6(start=2730000),h7(start=3500000),h8s(start=2900000),h8(start=3970000),h9(start=3000000
),h10(start=3500000),h11s(start=2450000),h11(start=2650000);
SI.SpecificEnthalpy h12ap(start=740000),h12(start=763000),h13(start=2800000),h14(start=310
0000);
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=430000),hbHtf(start=330000),hcHtf(start=245000),hdHtf(start=
62000),heHtf(start=47000),hfHtf(start=-38000),hgHtf(start=-134000),hhHtf(start=-
234000),hOutletHtf(start=-234000);
SI.Temperature T0,T1,T2,T3,T4,T5ap,T5,T6,T7,T8,T9,T10,T11;

```

SI.Temperature T12ap,T12,T13,T14;
SI.Temperature tcond;
SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TfHtf,TgHtf,ThHtf,TOutletHtf;
SI.Temperature TOA,TOB,T15;
SI.SpecificEnthalpy h0A,h0Bs,h0B,h15s,h15;
SI.SpecificEntropy s0A;
Dimensionless alpha;
SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt,Qfraction;
SI.HeatFlowRate QEconHP,QEvapHP,QshHP;
SI.HeatFlowRate QEconIP,QEvapIP,QshIP;
SI.HeatFlowRate QSHHP,QSHIP;
Dimensionless RCEff,LTfraction;
SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTLp,WPUMPHP,WPUMPIP,WPUMPEXT;

equation

```

// POINT 0A
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tcond);
TOA=tcond;
State0A=Steam.SetState_px(pCond,0);
h0A=Steam.SpecificEnthalpy_state(State0A);

//PUMP 0A-0B
s0A=Steam.SpecificEntropy_state(State0A);
h0Bs=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT,s0A);
(h0Bs-h0A)/(h0B-h0A)=PumpIseff;
h0B=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT,TOB);

//EXTRACTION
alpha*steamMassFlow*(h15-h0)=(1-alpha)*steamMassFlow*(h0-h0B);
h15=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT,T15);
//punto 15
h15s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT,s10);
(h10-h15)/(h10-h15s)=TurbineLPiseff;

//POINT 0
pEXT=Steam.SaturationPressure_t(T0);
State0=Steam.SetState_px(pEXT,0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(State0);
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(State0);

// PUMP IP
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T1);
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpIseff;

//PUMP HP
h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T4);
h4s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s3);
  
```

```

s3=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T3);
(h4s-h3)/(h4-h3)=PumpIseff;

//STEAM GENERATOR
//SALT ENTHALPIES
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hfHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TfHtf);
hgHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf);
hhHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,ThHtf);
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);
//BALANCES
nomHtfMassFlow*(hgHtf-hhHtf)=steamMassFlow*(h2-h1);
nomHtfMassFlow*(hfHtf-hgHtf)=steamMassIPFlow*(h13-h12ap);
nomHtfMassFlow*(heHtf-hfHtf)=steamMassHPFlow*(h5ap-h4);
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassIPFlow*(h14-h13);
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassHPFlow*(h6-h5ap);
//ec. reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassHPFlow*(h7-h6);
steamMassHPFlow+steamMassIPFlow=steamMassFlow;
//TEMPERATURES
TaHtf=tInletHtf;
ThHtf=TOutletHtf;

TaHtf=T7+dTFinalHP;
TdHtf=T14+dTFinalIP;

TdHtf=T5+ppHP;
TgHtf=T12+ppIP;

T5ap=T5-apHP;
T12ap=T12-apIP;

T2=T3;
T2=T12ap;

h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5);
h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T6);
h13=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T13);
h12=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12);

//ENTHALPIES
//hp
h5ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5ap);
h5=Steam.SpecificEnthalpy_state(State5);

```

```

State5=Steam.SetState_px(pHP,0);
h6=Steam.SpecificEnthalpy_state(State6);
State6=Steam.SetState_px(pHP,1);
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T7);
//ip
h2=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T2);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T3);
h12ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T12ap);

h12=Steam.SpecificEnthalpy_state(State12);
State12=Steam.SetState_px(pInt,0);
h13=Steam.SpecificEnthalpy_state(State13);
State13=Steam.SetState_px(pInt,1);
h14=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T14);

// TURBINE HP
s7=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T7);
h8s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s7);
(h7-h8)/(h7-h8s)=TurbineHPiseff;
h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T8);

//OUTPUT TURBINE HP + OUTPUT SH IP
steamMassHPFlow*(h8-h9)=steamMassIPFlow*(h9-h14);
T9=Steam.Temperature_ph(pInt,h9);

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow*(h10-h9);
T10=Steam.Temperature_ph(pInt,h10);
T10+dTFinalReheat=TbHtf;

//TURBINE IP
s10=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T10);
h11s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s10);
(h10-h11)/(h10-h11s)=TurbineLPiseff;
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T11);

//CALCULATIONS
WTHP=steamMassHPFlow*(h7-h8);
WTLP=steamMassFlow*(h10-h15)+(1-alpha)*steamMassFlow*(h15-h11);
WPUMPHP=steamMassHPFlow*(h4-h3);
WPUMPIP=steamMassFlow*(h1-h0);
WPUMPEXT=(1-alpha)*steamMassFlow*(h0B-h0A);
RCGrossPower=(WTHP+WTLP-WPUMPHP-WPUMPIP-WPUMPEXT)*MechanicEff;
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/(QTOTSG+QREHEAT);
QEconHP=steamMassHPFlow*(h5ap-h4);
QEvapHP=steamMassHPFlow*(h6-h5ap);
QshHP=steamMassHPFlow*(h7-h6);
QEconIP=steamMassFlow*(h2-h1);

```



```

QEvapIP=steamMassIPFlow*(h13-h12ap);
QshIP=steamMassIPFlow*(h14-h13);
QSHHP=QEconHP+QEvapHP+QshHP;
QSHIP=QEconIP+QEvapIP+QshIP;
QTOTSG=QSHHP+QSHIP;
QREHEAT=steamMassFlow*(h10-h9);
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;
Qfraction=QEvapIP+QEconIP;
LTfraction=Qfraction/Qsalt;
annotation (Icon(coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)), Diagram(
    coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)),
    Documentation(info="<html>
<p><img src=\"modelica://RoviraWithExtraction/./Rovira+Mixto.jpg\"/></p>
</html>"));
end RoviraWithExtraction;

```

Anexo 7. Código Modelica esquema 6.

```

model cycle2nivelesdepressionWithExtraction_mixto
"2P Model SG (with AP,PP)- 2Stage Turbine. Extraction. Intercambiador mixto"
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97;
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter Dimensionless TurbineHPiseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineIPIseff=0.8;
parameter Dimensionless PumpHPiseff=0.7;
parameter Dimensionless PumpIPIseff=0.7;
parameter Dimensionless PumpIseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=10;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.TemperatureDifference ppIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apIP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf=10e+05;
parameter SI.Pressure pHP=100e+05;
parameter SI.Pressure pIP=10e+05;
parameter SI.Pressure pCond=10000;
parameter Dimensionless fractionHP=0.2;
parameter SI.Pressure pEXT=2.5e+05;

Steam.ThermodynamicState State0,State3,State4,State11,State12;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2),steamMassHPFlow(start=1.5),steamMassIPFlow(sta
rt=0.5);
SI.SpecificEntropy s0,s5,s8;
SI.SpecificEnthalpy h0(start=200000),h1s(start=203000),h1(start=204000),h2(start=750000),h3
ap(start=1400000),h3(start=1500000),h4(start=2800000),h5(start=3500000);
SI.SpecificEnthalpy h6s(start=2900000),h6(start=3000000),h7(start=3100000),h8(start=350000
0),h9s(start=2500000),h9(start=2600000);
SI.SpecificEnthalpy h10s(start=210000),h10(start=220000),h11ap(start=750000),h11(start=760
000),h12(start=2800000),h13(start=3000000);
SI.Temperature tCond;

```

SI.Temperature T0,T1,T2,T3ap,T3,T4,T5,T6,T7,T8,T9;
SI.Temperature T10,T11ap,T11,T12,T13;
SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TfHtf,TgHtf,ThHtf,TiHtf,TOutletHtf;
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=450000),hbHtf(start=350000),hcHtf(start=300000),hdHtf(start=90000),heHtf(start=50000),hfHtf(start=1000),hgHtf(start=-20000),hhHtf(start=-90000),hiHtf(start=-150000),hOutletHtf(start=-150000);
Steam.ThermodynamicState State0A;
SI.Temperature T0A,T0B,T14;
SI.SpecificEnthalpy h0A,h0Bs,h0B,h14s,h14;
SI.SpecificEntropy s0A;
Dimensionless alpha;
SI.HeatFlowRate QEconHP1,QEconHP2,QEvapHP,QShHP;
SI.HeatFlowRate QEconIP,QEvapIP,QShIP;
SI.HeatFlowRate QSGHP,QSGIP;
SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt;
Dimensionless RCEff;
SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTIP,WPUMPHP,WPUMPIP,WPUMP;

equation

```

//PUNTO 0
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tCond);
T0A=tCond;
State0A=Steam.SetState_px(pCond,0);
h0A=Steam.SpecificEnthalpy_state(State0A);
s0A=Steam.SpecificEntropy_state(State0A);

//PUMP 0A-0B
h0Bs=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT,s0A);
(h0Bs-h0A)/(h0B-h0A)=PumpIseff;
h0B=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT,T0B);

//EXTRACTION
alpha*steamMassFlow*(h14-h0)=(1-alpha)*steamMassFlow*(h0-h0B);
h14=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT,T14);
//punto 14
h14s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT,s8);
(h8-h14)/(h8-h14s)=TurbineIseff;

//PUNTO 0
pEXT=Steam.SaturationPressure_t(T0);
State0=Steam.SetState_px(pEXT,0);
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(State0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(State0);

//PUMP HP
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpHPIseff;
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T1);
  
```

```

//PUMP IP
h10s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pIP,s0);
(h10s-h0)/(h10-h0)=PumpIPseff;
h10=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T10);

//STEAM GENERATOR
//balances
nomHtfMassFlow*(hhHtf-hiHtf)=steamMassHPFlow*(h2-h1);
nomHtfMassFlow*(hgHtf-hhHtf)=steamMassIPFlow*(h11ap-h10);
nomHtfMassFlow*(hfHtf-hgHtf)=steamMassIPFlow*(h12-h11ap);
nomHtfMassFlow*(heHtf-hfHtf)=steamMassIPFlow*(h13-h12);
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassHPFlow*(h3ap-h2);
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassHPFlow*(h4-h3ap);
//ec.reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassHPFlow*(h5-h4);
//temperatures
TaHtf=tInletHtf;
TiHtf=TOuletHtf;

TaHtf=T5+dTFinalHP;
TeHtf=T13+dTFinalIP;

TdHtf=T3+ppHP;
TgHtf=T11+ppIP;
T3ap=T3-apHP;
T11ap=T11-apIP;

h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T4);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T3);

h12=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T12);
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T11);

h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T8);
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T7);

h2=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T2);

//steam enthalpy
//hp
fractionHP*steamMassHPFlow*(h3ap-h1)=steamMassHPFlow*(h2-h1);
h3ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T3ap);
State3=Steam.SetState_px(pHP,0);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_state(State3);
State4=Steam.SetState_px(pHP,1);
h4=Steam.SpecificEnthalpy_state(State4);
h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5);

```

```

//ip
h11ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T11ap);
State11=Steam.SetState_px(pIP,0);
h11=Steam.SpecificEnthalpy_state(State11);
State12=Steam.SetState_px(pIP,1);
h12=Steam.SpecificEnthalpy_state(State12);
h13=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T13);
//salt enthalpy
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hfHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TfHtf);
hgHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf);
hhHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,ThHtf);
hiHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TiHtf);
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);

//TURBINE HP
s5=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T5);
h6s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pIP,s5);
(h5-h6)/(h5-h6s)=TurbineHPiseff;
h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pIP,T6);

//OUTPUT TURBINE HP + OUTPUT IP SG
steamMassHPFlow*(h6-h7)=steamMassIPFlow*(h7-h13);
steamMassHPFlow+steamMassIPFlow=steamMassFlow;

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow*(h8-h7);
TbHtf=T8+dTFinalReheat;

//TURBINE IP
s8=Steam.SpecificEntropy_pt(pIP,T8);
h9s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s8);
(h8-h9)/(h8-h9s)=TurbineIPiseff;
h9=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T9);

//CALCULATIONS
QEconHP1=steamMassHPFlow*(h2-h1);
QEconHP2=steamMassHPFlow*(h3ap-h2);
QEvapHP=steamMassHPFlow*(h4-h3ap);
QShHP=steamMassHPFlow*(h5-h4);
QEconIP=steamMassIPFlow*(h11ap-h10);
QEvapIP=steamMassIPFlow*(h12-h11ap);
QShIP=steamMassIPFlow*(h13-h12);
QSGHP=QEconHP1+QEconHP2+QEvapHP+QShHP;

```

```
QSGIP=QEconIP+QEvapIP+QShIP;  
QTOTSG=QSGHP+QSGIP;  
QREHEAT=steamMassFlow*(h8-h7);  
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;
```

```
WTHP=steamMassHPFlow*(h5-h6);  
WTIP=steamMassFlow*(h8-h14)+(1-alpha)*steamMassFlow*(h14-h9);  
WPUMPHP=steamMassHPFlow*(h1-h0);  
WPUMPIP=steamMassIPFlow*(h10-h0);  
WPUMP=(1-alpha)*steamMassFlow*(h0B-h0A);
```

```
RCGrossPower=(WTHP+WTIP-WPUMPHP-WPUMPIP-WPUMP)*MechanicEff;
```

```
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/Qsalt;  
end cycle2nivelesdepresionWithExtraction_mixto;
```

Anexo 8. Código Modelica esquema 7

```

model mixto_superficie1SG
"1 nivel de presión con dos extracciones. Intercambiador de superficie + mixto"
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97 annotation (Documentation(
fo="<html></html>"));
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter Dimensionless TurbineHPseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineLPseff=0.8;
parameter Dimensionless Pumpseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=15;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf = 10e5;
parameter SI.Pressure pHP = 100e5;
parameter SI.Pressure pInt = 10e5;
parameter SI.Pressure pCond = 10000;
parameter SI.Pressure pEXT1=20e+05;
parameter SI.Pressure pEXT2=1e+05;
parameter SI.TemperatureDifference dTInicial=125;

Steam.ThermodynamicState state0,State2,State5,State6,State12,State13;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2),steamMassFlow3;
SI.SpecificEntropy s0,s2,s7,s9,s11,s14;
SI.SpecificEnthalpy h0,h1s,h1,h2,h3s,h3,h4,h5ap,h5,h6,h7;
SI.SpecificEnthalpy h8s,h8,h9(start=25100),h10s,h10;
SI.SpecificEnthalpy h11s,h11,h12,h13,h14s,h14;
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=430000),hbHtf(start=330000),hcHtf(start=245000),hdHtf(start=
62000),heHtf(start=47000),hOutletHtf(start=47000);
SI.Temperature T0,T1,T2,T3,T4,T5ap,T5,T6,T7,T8,T9,T10,T11,T12,T13,T14;
SI.Temperature tcond;
SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TOutletHtf;
Dimensionless alpha1(start=0.02),alpha2(start=0.04);
SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt,Qfraction;
SI.HeatFlowRate QEconHP,QEvapHP,QshHP;

```

Dimensionless RCEff,LTfraction;

SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTLp,WPUMP1,WPUMP2;

equation

```

steamMassFlow3=(1-alpha1)*steamMassFlow;
//POINT 0
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tcond);
state0=Steam.SetState_px(pCond,0);
T0=tcond;
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(state0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(state0);

// PUMP 1
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT2,T1);
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT2,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpIseff;

//Mix Exchanger
alpha1*steamMassFlow*(h13-h2)+alpha2*steamMassFlow3*(h14-h2)+(1-
alpha2)*steamMassFlow3*(h1-h2)=0;
pEXT2=Steam.SaturationPressure_t(T2);
State2=Steam.SetState_px(pEXT2,0);
h2=Steam.SpecificEnthalpy_state(State2);

// PUMP 2
s2=Steam.SpecificEntropy_state(State2);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T3);
h3s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s2);
(h3s-h2)/(h3-h2)=PumpIseff;

//Surface Exchanger
alpha1*steamMassFlow*(h11-h12)=steamMassFlow*(h4-h3);
pEXT1=Steam.SaturationPressure_t(T12);
State12=Steam.SetState_px(pEXT1,0);
h12=Steam.SpecificEnthalpy_state(State12);
h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T4);

//steamMassFlow=alpha1*steamMassFlow+alpha2*steamMassFlow+(1-alpha1-
alpha2)*steamMassFlow;
//valvula
h12=h13;
// h13=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT2,T13);
State13=Steam.SetState_ph(pEXT2,h13);
// h13=Steam.SpecificEnthalpy_state(State13);
// State13=Steam.SetState_pt(pEXT2,T13);
T13=Steam.Temperature_state(State13);

//STEAM GENERATOR

```

Simulación y optimización de bloques de potencia innovadores para centrales CSP

María Iñigo Labairu

Página 122


```

//SALT ENTHALPIES
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);

//BALANCES
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassFlow*(h5ap-h4);
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassFlow*(h6-h5ap);
//ec. reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassFlow*(h7-h6);

//TEMPERATURES
TaHtf=tInletHtf;
TeHtf=TOutletHtf;

TaHtf=T7+dTFinalHP;
TbHtf=T9+dTFinalReheat;
TeHtf=T4+dTInicial;

TdHtf=T5+ppHP;

T5ap=T5-apHP;

h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5);
h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T6);

//ENTHALPIES
//hp
h5ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T5ap);
h5=Steam.SpecificEnthalpy_state(State5);
State5=Steam.SetState_px(pHP,0);
h6=Steam.SpecificEnthalpy_state(State6);
State6=Steam.SetState_px(pHP,1);
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T7);

// TURBINE HP
s7=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T7);
h11s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT1,s7);
(h7-h11)/(h7-h11s)=TurbineHPseff;
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT1,T11);

s11=Steam.SpecificEntropy_pt(pEXT1,T11);
h8s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s11);
(h11-h8)/(h11-h8s)=TurbineHPseff;
h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T8);

```

```

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow3*(h9-h8);
T9=Steam.Temperature_ph(pInt,h9);

//TURBINE IP
s9=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T9);
h14s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT2,s9);
(h9-h14)/(h9-h14s)=TurbineLPseff;
h14=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT2,T14);
s14=Steam.SpecificEntropy_pt(pEXT2,T14);
h10s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s14);
(h14-h10)/(h14-h10s)=TurbineLPseff;
h10=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T10);

//CALCULATIONS
WTHP=steamMassFlow*(h7-h11)+steamMassFlow3*(h11-h8);
WTLP=steamMassFlow3*(h9-h14)+(1-alpha2)*steamMassFlow3*(h14-h10);

WPUMP1=(1-alpha2)*steamMassFlow3*(h1-h0);
WPUMP2=steamMassFlow*(h3-h2);

RCGrossPower=(WTHP+WTLP-WPUMP1-WPUMP2)*MechanicEff;
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/(QTOTSG+QREHEAT);

QEconHP=steamMassFlow*(h5ap-h4);
QEvapHP=steamMassFlow*(h6-h5ap);
QshHP=steamMassFlow*(h7-h6);

QTOTSG=QEconHP+QEvapHP+QshHP;
QREHEAT=(1-alpha1)*steamMassFlow*(h9-h8);
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;

Qfraction=QEconHP;
LTfraction=Qfraction/Qsalt;
annotation (Documentation(info="<html>
</html>"));
end mixto_superficie1SG;

```

Anexo 9. Código Modelica esquema 8

```

model Rovira_mixto_superficie
"2P Pararel Model SG (with AP,PP)-
 2Stage Turbine. MODELO ROVIRA con 2 extracciones. (superficie + mixto)"
import SI = Modelica.SIunits;
import CSTLibrary.Types.Dimensionless;
// import CSTLibrary.Types.Dynamics;
// import CSTLibrary.Types.FlowModelStructure;
inner CSTLibrary.System system;
inner CSTLibrary.AM.Ambient ambient;

replaceable package Steam = CSTLibrary.Media.Fluid.WaterIF97;
replaceable package HTFluid = CSTLibrary.Media.Fluid.SolarSalt;

parameter SI.MassFlowRate nomHtfMassFlow=12;
parameter Dimensionless TurbineHPseff=0.82;
parameter Dimensionless TurbineLPseff=0.8;
parameter Dimensionless Pumpseff=0.7;
parameter Dimensionless MechanicEff=0.97;
parameter Dimensionless ElectricEff=0.98;
parameter SI.Temperature tInletHtf=565+273.15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalHP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalIP=15;
parameter SI.TemperatureDifference dTFinalReheat=15;
parameter SI.TemperatureDifference ppHP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apHP=5;
parameter SI.TemperatureDifference ppIP=10;
parameter SI.TemperatureDifference apIP=5;
parameter SI.Pressure pInletHtf = 10e5;
parameter SI.Pressure pHP = 100e5;
parameter SI.Pressure pInt = 10e5;
parameter SI.Pressure pCond = 10000;
parameter SI.Pressure pEXT1=20e+05;
parameter SI.Pressure pEXT2=1e+05;
parameter SI.TemperatureDifference dTInicial=35;

Steam.ThermodynamicState satLiquidState0,State2,State8,State9,State15,State16,State19,State20;
SI.MassFlowRate steamMassFlow(start=2),steamMassIPFlow(start=0.5),steamMassHPFlow(start=1.6);
SI.MassFlowRate steamMassFlow3,steamMassFlow4;
SI.SpecificEntropy s0,s2,s6,s10,s18,s13,s21;
SI.SpecificEnthalpy h0,h1s,h1,h2,h3s,h3;
SI.SpecificEnthalpy h4(start=700000),h5(start=760000),h6(start=760000),h7s(start=780000),h7(start=800000),h8ap(start=1390000),h8(start=1400000),h9(start=2720000);
SI.SpecificEnthalpy h10(start=2900000),h11s(start=2400000),h11(start=2450000),h12(start=2600000),h13(start=2800000),h14s(start=2600000),h14(start=2620000);

```

SI.SpecificEnthalpy h15ap(start=760000),h15(start=762000),h16(start=2780000),h17(start=300000);
SI.SpecificEnthalpy h18s(start=2700000),h18(start=2750000),h19(start=900000),h20(start=900000),h21s(start=2700000),h21(start=2750000);
SI.SpecificEnthalpy haHtf(start=430000),hbHtf(start=330000),hcHtf(start=245000),hdHtf(start=62000),heHtf(start=47000),hfHtf(start=-38000),hgHtf(start=-134000),hhHtf(start=-234000),hOutletHtf(start=-234000);
SI.Temperature T0,T1,T2,T3,T4,T5,T6,T7,T8ap,T8,T9,T10,T11,T12,T13,T14;
SI.Temperature T15ap,T15,T16,T17;
SI.Temperature T18,T19,T20,T21;
SI.Temperature tcond;
SI.Temperature TaHtf,TbHtf,TcHtf,TdHtf,TeHtf,TfHtf,TgHtf,ThHtf,TOutletHtf;
Dimensionless alpha1(start=0.02),alpha2;
SI.HeatFlowRate QTOTSG,QREHEAT,Qsalt,Qfraction;
SI.HeatFlowRate QEconHP,QEvapHP,QshHP;
SI.HeatFlowRate QEconIP,QEvapIP,QshIP;
SI.HeatFlowRate QSHHP,QSHIP;
Dimensionless RCEff,LTfraction;
SI.Power RCGrossPower,WTHP,WTLp,WPUMPHp,WPUMPIp,WPUMP1;

equation

```

steamMassFlow3=(1-alpha1)*steamMassHPFlow;
steamMassFlow4=steamMassFlow3+steamMassIPFlow;
// POINT 0
pCond=Steam.SaturationPressure_t(tcond);
satLiquidState0=Steam.SetState_px(pCond,0);
T0=tcond;
h0=Steam.SpecificEnthalpy_state(satLiquidState0);
s0=Steam.SpecificEntropy_state(satLiquidState0);

// PUMP 1
h1=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT2,T1);
h1s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT2,s0);
(h1s-h0)/(h1-h0)=PumpIseff;

//mix exchanger
alpha1*steamMassHPFlow*(h20-h2)+alpha2*steamMassFlow4*(h21-h2)+(1-alpha2)*steamMassFlow4*(h1-h2)=0;
pEXT2=Steam.SaturationPressure_t(T2);
State2=Steam.SetState_px(pEXT2,0);
h2=Steam.SpecificEnthalpy_state(State2);

// PUMP IP
s2=Steam.SpecificEntropy_state(State2);
h3=Steam.SpecificEnthalpy_pt(plnt,T3);
h3s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(plnt,s2);
(h3s-h2)/(h3-h2)=PumpIseff;
  
```

```

//surface exchanger
alpha1*steamMassHPFlow*(h18-h19)=steamMassFlow*(h4-h3);
pEXT1=Steam.SaturationPressure_t(T19);
State19=Steam.SetState_px(pEXT1,0);
h19=Steam.SpecificEnthalpy_state(State19);
h4=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T4);

ThHtf=T4+dTInicial;
//State4=Steam.SetState_px(pInt,0);
//h4=Steam.SpecificEnthalpy_state(State4);

//valvula
h19=h20;
State20=Steam.SetState_ph(pEXT2,h20);
T20=Steam.Temperature_state(State20);
//h20=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT2,T20);

//PUMP HP
h7=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T7);
h7s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pHP,s6);
s6=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T6);
(h7s-h6)/(h7-h6)=PumpIseff;

//STEAM GENERATOR
//SALT ENTHALPIES
haHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TaHtf);
hbHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TbHtf);
hcHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TcHtf);
hdHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TdHtf);
heHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TeHtf);
hfHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TfHtf);
hgHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TgHtf);
hhHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,ThHtf);
hOutletHtf=HTFluid.SpecificEnthalpy_pt(pInletHtf,TOutletHtf);

//BALANCES
nomHtfMassFlow*(hgHtf-hhHtf)=steamMassFlow*(h5-h4);
nomHtfMassFlow*(hfHtf-hgHtf)=steamMassIPFlow*(h16-h15ap);
nomHtfMassFlow*(heHtf-hfHtf)=steamMassHPFlow*(h8ap-h7);
nomHtfMassFlow*(hdHtf-heHtf)=steamMassIPFlow*(h17-h16);
nomHtfMassFlow*(hcHtf-hdHtf)=steamMassHPFlow*(h9-h8ap);
//ec. reheat
nomHtfMassFlow*(haHtf-hbHtf)=steamMassHPFlow*(h10-h9);

steamMassHPFlow+steamMassIPFlow=steamMassFlow;

//TEMPERATURES
TaHtf=tInletHtf;

```

ThHtf=TOutletHtf;

TaHtf=T10+dTFinalHP;
TdHtf=T17+dTFinalIP;

TdHtf=T8+ppHP;
TgHtf=T15+ppIP;

T8ap=T8-apHP;
T15ap=T15-apIP;

T5=T6;
T5=T15ap;

h8=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T8);
h9=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T9);
h16=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T16);
h15=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T15);

//ENTHALPIES

//hp

h8ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T8ap);
h8=Steam.SpecificEnthalpy_state(State8);
State8=Steam.SetState_px(pHP,0);
h9=Steam.SpecificEnthalpy_state(State9);
State9=Steam.SetState_px(pHP,1);
h10=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pHP,T10);

//ip

h5=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T5);
h6=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T6);
h15ap=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T15ap);
h15=Steam.SpecificEnthalpy_state(State15);
State15=Steam.SetState_px(pInt,0);
h16=Steam.SpecificEnthalpy_state(State16);
State16=Steam.SetState_px(pInt,1);
h17=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T17);

// TURBINE HP

s10=Steam.SpecificEntropy_pt(pHP,T10);
h18s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT1,s10);
(h10-h18)/(h10-h18s)=TurbineHPseff;
h18=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT1,T18);

s18=Steam.SpecificEntropy_pt(pEXT1,T18);
h11s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pInt,s18);
(h18-h11)/(h18-h11s)=TurbineHPseff;
h11=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pInt,T11);

```

//OUTPUT TURBINE HP + OUTPUT SH IP
steamMassFlow3*(h11-h12)=steamMassIPFlow*(h12-h17);
T12=Steam.Temperature_ph(pInt,h12);

//REHEAT
nomHtfMassFlow*(hbHtf-hcHtf)=steamMassFlow4*(h13-h12);
T13=Steam.Temperature_ph(pInt,h13);
T13+dTFinalReheat=TbHtf;

//TURBINE IP
s13=Steam.SpecificEntropy_pt(pInt,T13);
h21s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pEXT2,s13);
(h13-h21)/(h13-h21s)=TurbineLPiseff;
h21=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pEXT2,T21);

s21=Steam.SpecificEntropy_pt(pEXT2,T21);
h14s=Steam.SpecificEnthalpy_ps(pCond,s21);
(h21-h14)/(h21-h14s)=TurbineLPiseff;
h14=Steam.SpecificEnthalpy_pt(pCond,T14);

//CALCULATIONS
WTHP=steamMassHPFlow*(h10-h18)+steamMassFlow3*(h18-h11);
WTLP=steamMassFlow4*(h13-h21)+(1-alpha2)*steamMassFlow4*(h21-h14);
WPUMP1=(1-alpha2)*steamMassFlow4*(h1-h0);
WPUMPHP=steamMassHPFlow*(h7-h6);
WPUMPIP=steamMassFlow*(h3-h2);
RCGrossPower=(WTHP+WTLP-WPUMPHP-WPUMPIP-WPUMP1)*MechanicEff;
RCEff=ElectricEff*RCGrossPower/(QTOTSG+QREHEAT);

QEconHP=steamMassHPFlow*(h8ap-h7);
QEvapHP=steamMassHPFlow*(h9-h8ap);
QshHP=steamMassHPFlow*(h10-h9);
QEconIP=steamMassFlow*(h5-h4);
QEvapIP=steamMassIPFlow*(h16-h15ap);
QshIP=steamMassIPFlow*(h17-h16);
QSHHP=QEconHP+QEvapHP+QshHP;
QSHIP=QEconIP+QEvapIP+QshIP;
QTOTSG=QSHHP+QSHIP;
QREHEAT=steamMassFlow4*(h13-h12);
Qsalt=QTOTSG+QREHEAT;
Qfraction=QEvapIP+QEconIP;
LTfraction=Qfraction/Qsalt;
annotation (Icon(coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)), Diagram(
  coordinateSystem(preserveAspectRatio=false)),
  Documentation(info="<html>
<p><img src=\"modelica://Rovira_mixto_superficie/./Rovira+Mixto+Superficie.jpg\"/></p>
</html>"));
end Rovira_mixto_superficie;

```