

# SIMULACIÓN DE UNA PLANTA TERMOSOLAR PARA GENERACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA EN EL NORTE DE CHILE UTILIZANDO TRNSYS

Jaime Fernández Wohlenberg

Humberto Vidal Gutiérrez – [humberto.vidal@umag.cl](mailto:humberto.vidal@umag.cl)

Universidad de Magallanes, Departamento de Ingeniería Mecánica,

José Miguel Cardemil – [jmcardem@uc.cl](mailto:jmcardem@uc.cl)

Rodrigo Escobar – [rescobar@ing.puc.cl](mailto:rescobar@ing.puc.cl)

Pontificia Universidad Católica de Chile, Departamento de Ingeniería Mecánica

**Resumen.** La situación energética de Chile en la actualidad con una marcada dependencia de los combustibles fósiles importados, compromete las expectativas de desarrollo nacional. No obstante, la región norte de Chile, en particular el Desierto de Atacama, ha sido indicada como la región con mayor disponibilidad de radiación solar en el planeta. En este contexto, la energía solar representa una solución viable para suministrar energía eléctrica, como también para abastecer de calor a procesos productivos específicos, por ejemplo en la minería. El presente estudio muestra un modelo de simulación de una planta termosolar, utilizando los datos climatológicos de Antofagasta y siguiendo como modelo la configuración de las plantas del conjunto SEGS (Solar Energy Generating Systems), localizadas en el desierto de Mojave, California. El modelo de simulación es desarrollado utilizando el software TRNSYS, utilizando la biblioteca STEC, especializada en componentes de plantas termosolares. El análisis de la operación se enfoca en la estrategia de operación, luego se definen dos perfiles de temperatura suministrada por el campo solar, determinando la variación en la eficiencia y el consumo de combustible. Finalmente, se realiza un análisis económico en base a la generación eléctrica, el consumo energético auxiliar y los costos propios de la planta, determinando el costo anualizado de la energía generada.

**Palabras clave:** Energía Solar, TRNSYS, Colectores Cilíndrico Parabólicos

## 1. INTRODUCCIÓN

Según el último balance energético nacional (CNE, 2011) los denominados combustibles fósiles representan un 75% de la energía primaria consumida en Chile, donde aproximadamente el 90% de éstos son importados. La dependencia de los combustibles fósiles resulta aún más evidente en el norte de Chile, en cuyo sistema interconectado más del 99% de la energía primaria proviene de la utilización de estos combustibles. No obstante, el desierto de Atacama, localizado en la región norte de Chile, constituye uno de los sitios de mayor disponibilidad del recurso solar en el mundo (Ortega et al., 2008). En este contexto, la energía solar representa una solución viable para suministrar energía tanto para el sistema interconectado, como también, abastecer a procesos productivos específicos, por ejemplo en la minería.

Dentro de las tecnologías que utilizan energía solar para generación eléctrica a gran escala, los sistemas de colectores cilindro parabólico se han mostrado como la más madura, con aproximadamente 1GW de potencia instalada (IEA, 2010). La operación y el desempeño de una planta de éste tipo depende en gran parte del recurso solar disponible, siendo necesarios altos índices de radiación directa. Larraín y Escobar (2012) analizaron la generación neta de energía por plantas solares de concentración con sistemas de respaldo de gas natural, localizadas en diferentes localidades del Desierto de Atacama. En dicho estudio, los autores consideraron series artificiales de radiación, generadas a partir de medias mensuales. Con el objetivo de evaluar el desempeño de una planta termosolar en el sector costero del Desierto de Atacama, el presente trabajo presenta la simulación de una planta de 20 MWe con colectores cilindro parabólicos, localizada en la ciudad de Antofagasta.

La simulación de la planta se realiza a través de la herramienta TRNSYS, la cual ha sido ampliamente utilizada para simular la operación transiente de sistemas solares. Por ejemplo, Jones, S.A. et al (2001) utilizaron la herramienta mencionada, complementada con la biblioteca STEC (Solar Thermal Electric Components), para simular la operación de la planta SEGS VI (30 MWe y 188.000 m<sup>2</sup> de colectores). El modelo considera la operación de la planta sólo con el recurso solar, además se comparan los resultados obtenidos por la simulación con los valores de reales del funcionamiento de la planta, considerando como parámetros meteorológicos registrados para un día de cielo despejado y otro con cielo nublado (18/07/91 y 19/09/91 respectivamente). Por otro lado, Patnode, A. (2006) desarrolló un modelo computacional para la simulación de la misma planta (SEGS VI). La simulación del ciclo de potencia se realiza utilizando polinomios de desempeño, que son resueltos a través del software EES. Por otro lado, el campo solar es simulado usando TRNSYS, bajo un código propio. El modelo es validado comparando sus resultados con parámetros reales del funcionamiento de la planta, medidos entre los años 1998 y 2005. El modelo de simulación descrito en el presente estudio incorpora las consideraciones establecidas por los autores mencionados anteriormente, sin embargo presentan la ventaja de ser desarrolladas integralmente en TRNSYS, a través de la biblioteca STEC (Schwarzbozl, 2007).

## 2. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA

Las plantas termosolares están constituidas principalmente por el campo solar y el ciclo de potencia, donde calor colectado en el campo solar es suministrado al ciclo de potencia para generación eléctrica. Comúnmente, las plantas termosolares son híbridas, siendo posible suministrar calor desde una caldera. Otra alternativa, es utilizar tecnologías para almacenar energía térmica y generar electricidad aun en períodos de baja insolación. Estas dos alternativas permiten elevar el factor de potencia y disminuir el costo de la energía. En el presente estudio, se considera la operación de una planta híbrida, donde la caldera auxiliar utiliza como insumo gas natural. El análisis considera que la planta está localizada en el norte de Chile, particularmente en la ciudad de Antofagasta, consecuentemente, se considera la base de datos climatológica en formato TMY (*Typical Meteorological Year*) puesta a disposición por la Dirección Meteorológica de Chile.

### 2.1. Campo Solar

El dimensionamiento del campo solar depende del recurso disponible. En este contexto, la radiación de referencia para dimensionar el campo solar es la radiación normal incidente observada en el medio día solar del solsticio de verano (Montes, *et. al.*, 2009). Comúnmente, el primer análisis considera el dimensionamiento del área de colectores necesaria para accionar el ciclo de potencia utilizando solamente energía térmica del campo solar. Se denomina múltiplo solar a la razón entre la energía térmica obtenida por el campo solar bajo las especificaciones de diseño y la carga térmica requerida por el ciclo de potencia bajo las condiciones nominales de operación. De esta forma,

$$SM = \frac{\dot{Q}_{CS}}{\dot{Q}_{CP} \text{ Condiciones\_diseño}} \quad (1)$$

donde  $SM$  es el múltiplo solar;  $\dot{Q}_{CS}$  es la potencia térmica absorbida por el campo solar y  $\dot{Q}_{CP}$  es la potencia térmica requerida por el ciclo de potencia. El valor adecuado del múltiplo solar depende del tipo de planta, por ejemplo, para plantas con híbridas solar-combustible fósil, como es el caso de la planta analizada en el presente trabajo, Montes Pita (2008) recomienda un múltiplo solar entre 1 y 1,3.

El control del campo solar se realiza a través del control respectivo del flujo de aceite en circulación, de modo de asegurar la temperatura demandada por el ciclo de potencia. Si el flujo de aceite proveniente del campo solar no atiende los requerimientos del ciclo de potencia, la diferencia debe ser suministrada por la caldera auxiliar, que opera en paralelo con el campo solar. De esta forma se asegura el funcionamiento del ciclo de potencia en condiciones nominales. El colector utilizado en las simulaciones corresponde a un Eurotrogh ET-150 y el fluido de trabajo es el aceite Therminol VP-1, cuyas características se encuentran definidas en la biblioteca STEC.

Se definen dos modos de funcionamiento del campo solar según la temperatura del aceite a la salida del campo de colectores: temperatura de demanda fija y temperatura de demanda variable. El esquema de temperatura de demanda fija establece que la temperatura del fluido de trabajo a la salida del campo de colectores se debe encontrar a 390°. El valor de la temperatura es escogido siguiendo las recomendaciones del fabricante, pues sobre 400°C el aceite se degrada. En caso de que la irradiancia no permita cumplir la condición de temperatura, la planta deja de funcionar. Por otro lado el esquema de temperatura de demanda variable establece que la operación del campo solar sigue una función de temperatura de demanda horaria y un valor mínimo de la irradiancia de 345 W/m<sup>2</sup>. La distribución de temperatura de demanda fue determinada con el objetivo de maximizar el flujo de aceite en circulación, bajo las condiciones de diseño especificadas anteriormente. La variación de la temperatura en este esquema es ilustrada en la Fig. 1.

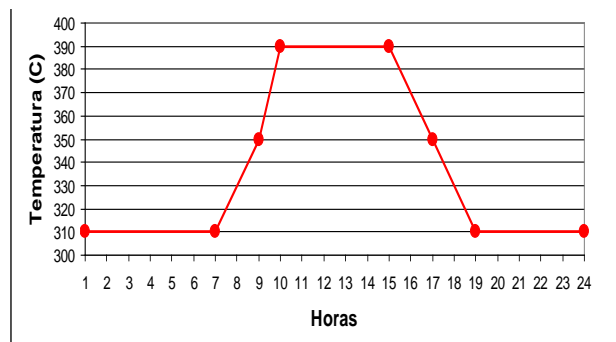


Fig. 1 Distribución de temperatura demandada para el campo de colectores

### 2.2. Ciclo de Potencia

Las simulaciones realizadas consideran la operación del ciclo de potencia en estado estacionario, puesto que la presencia de la caldera auxiliar asegura que la temperatura de trabajo del aceite suministrado al ciclo no sufra variaciones debido al paso de nubes. De esta forma, la potencia eléctrica generada se mantiene estable en su valor nominal, 20 MW<sub>e</sub>. Como la temperatura del aceite suministrado al ciclo de potencia es 390 °C, en consecuencia, se define la temperatura del vapor que entra a la turbina igual a 380 °C, mientras que la presión de operación es 80 bar. La

turbina está constituida por un cuerpo de alta y otro de baja presión con recalentamiento intermedio. Se consideran tres extracciones de vapor, una en el cuerpo de alta presión y dos en el cuerpo de baja presión. Estas extracciones son diseñadas siguiendo el criterio de saltos entálpicos iguales entre si (Kostyuk and Frolov, 1988). La Fig. 2 muestra el diagrama del ciclo de potencia, cuyos estados termodinámicos son graficados en el diagrama entalpía-entropía.

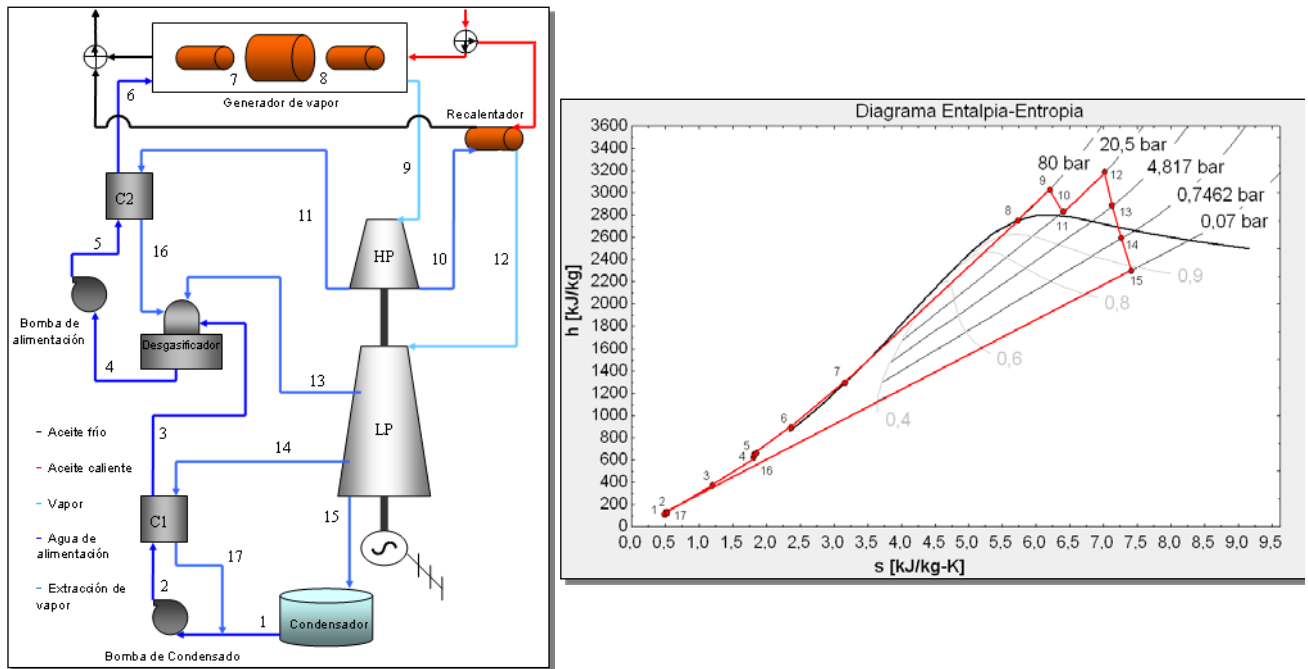


Fig. 2 Diagrama del ciclo de potencia

Los intercambiadores de calor están definidos por sus diferencias de temperaturas terminales según indicado por el HEI (*Heat Exchange Institute*). Se define TTD (*Terminal Temperature Difference*) y DCA (*Drain Cooling Approach*) a la diferencia de temperaturas en los extremos del intercambiador, entre el vapor/condensado proveniente de la extracción y el agua a calentar. HEI recomienda un valor de +1 °C/+2 °C para TTD y +5 °C/+6 °C para DCA. En el presente trabajo los valores adoptados son 1,5 °C para TTD y 5 °C DCA. La Tab. 1, resume los estados termodinámicos y las condiciones de operación del ciclo, el cual utiliza agua como fluido de trabajo.

Tab.1 Parámetros característicos y estados termodinámicos del ciclo de potencia

|                                   |                                       |            |   |   |       |
|-----------------------------------|---------------------------------------|------------|---|---|-------|
| <b>Turbina</b>                    | Presión de entrada (bar)              | 80         | <b>Extracción N° 1</b>                    | Presión (bar)                               | 20,5  |
|                                   | Temperatura de entrada (°C)           | 380        |   | Temperatura (°C)                            | 227,6 |
|                                   | Presión de salida (bar)               | 0,07       | <b>Extracción N° 2</b>                    | Presión (bar)                               | 4,817 |
|                                   | Rendimiento isentrópico, alta presión | 0,85       |   | Temperatura (°C)                            | 223,1 |
|                                   | Rendimiento isentrópico, baja presión | 0,88       | <b>Extracción N° 3</b>                    | Presión (bar)                               | 0,746 |
|                                   | Rendimiento generador                 | 0,98       |   | Temperatura (°C)                            | 91,62 |
| <b>Recalentador</b>               | Presión de entrada, vapor (bar)       | 20,5       | <b>Bomba de condensado</b>                | Presión de salida (bar)                     | 4,817 |
|                                   | Temperatura de entrada, aceite (°C)   | 390        |   | Eficiencia                                  | 0,9   |
|                                   | Temperatura de salida, aceite (°C)    | 290        | <b>Bomba de alimentación</b>              | Presión de salida (bar)                     | 80    |
| Temperatura de salida, vapor (°C) | 380                                   | Eficiencia |   | 0,9   |       |
| <b>Generador de vapor</b>         | Presión de entrada, agua (bar)        | 80         | <b>Calentador de agua de condensado</b>   | <i>Terminal Temperature Difference</i> (°C) | 1,5   |
|                                   | Temperatura de entrada, aceite (°C)   | 390        |   | <i>Drain Cooling Approach</i> (°C)          | 5     |
|                                   | Temperatura de salida, aceite (°C)    | 290        | <b>Calentador de agua de alimentación</b> | <i>Terminal Temperature Difference</i> (°C) | 1,5   |
| <b>Degasificador</b>              | Presión (bar)                         | 4,187      |   | <i>Drain Cooling Approach</i> (°C)          | 5     |

### 3. MODELO DE SIMULACIÓN EN TRNSYS

La simulación fue desarrollada sobre la plataforma TRNSYS, incorporando una biblioteca de módulos especializados para simulación de plantas termosolares, denominada STEC. De esta forma el modelo de simulación comprende todos los equipos principales de la planta, incluyendo los sistemas térmicos y de control característicos. En el modelo de simulación la planta es modelada en tres partes: campo solar, intercambiadores de calor (caldera) y ciclo de potencia. El modelo final en ambiente TRNSYS se presenta en la Fig. 3.

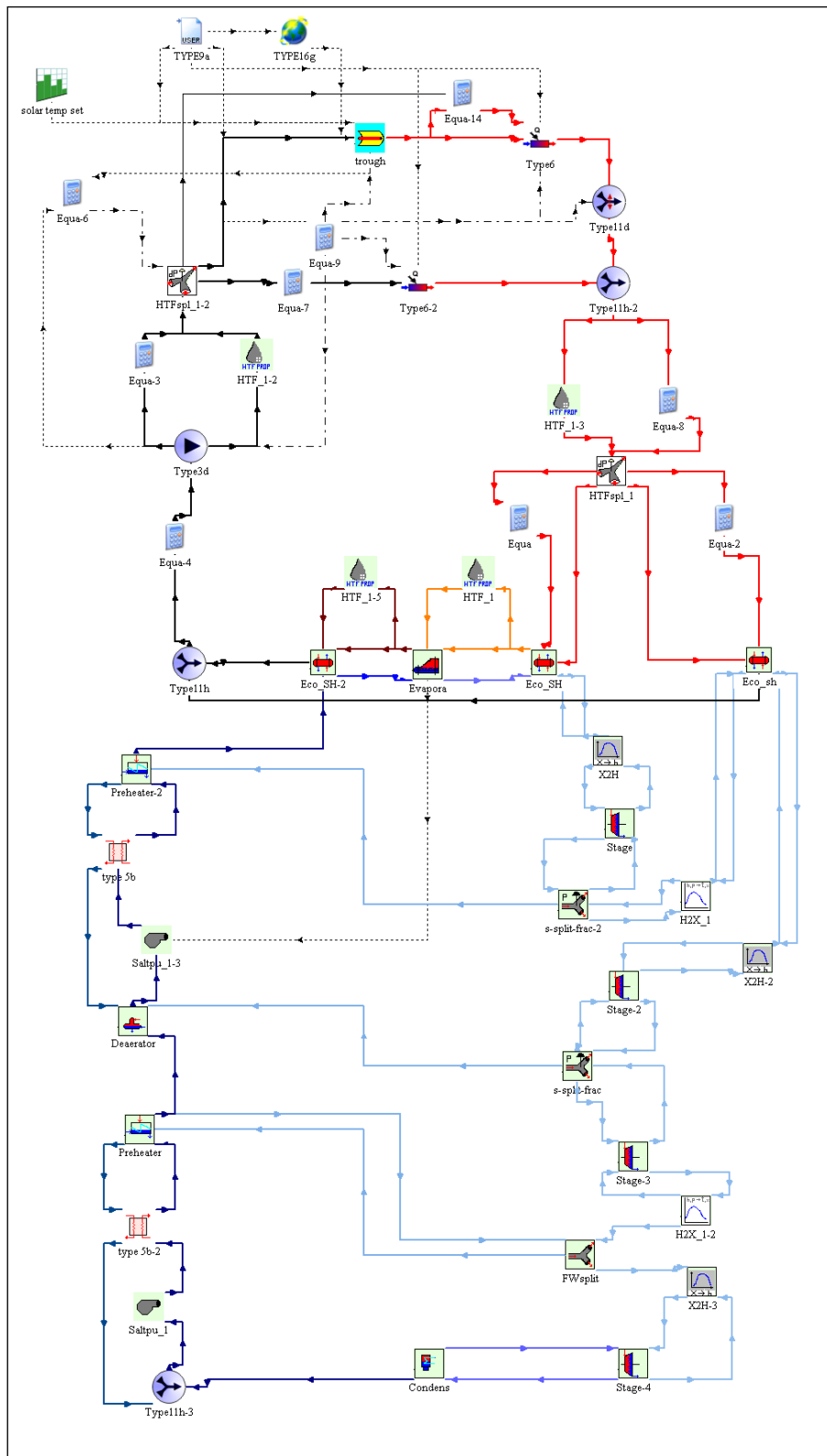


Fig. 3. Diagrama de simulación de la planta termosolar en *Simulation Studio*, Trnsys

El modelo de simulación debe cumplir con parámetros básicos de funcionamiento de la planta, que corresponden a continuidad del flujo de aceite por el campo de colectores, hasta un valor máximo de diseño de 225 kg/s. Este valor es calculado para los intercambiadores de calor del bloque de potencia presenten un aumento de temperatura de 100 °C, con una temperatura mínima de 290 °C y máxima demandada de 390 °C. Con la coherencia de estos datos en la simulación, el bloque de potencia trabaja bajo los parámetros de diseño en estado estacionario en todo el periodo del año de operación, generando la potencia nominal de 20 MW<sub>e</sub>.

#### 4. ANALISIS DE RESULTADOS

El análisis de las simulaciones se enfoca, en una primera instancia, en encontrar el área óptima del campo solar, en términos del múltiplo solar, usando como valor de referencia para este tipo de plantas un valor óptimo de 1,2 (García, 2001). Una vez determinada el área, se procede a analizar la planta considerando la operación de la misma solo en las horas de insolación. El análisis es realizado considerando los dos esquemas de operación, establecidos en la sección 2.1.

##### 4.1. Determinación del Área Óptima del Campo de Colectores

La variación de área de colectores es realizada en función de los lazos que componen el área de captación. La Tab. 2 muestra los resultados de flujo másico de aceite por lazo y múltiplo solar asociado. Considerando que el valor óptimo del múltiplo solar es 1,2, el área óptima teórica para el campo de colectores es 91.560 m<sup>2</sup>, aproximadamente. En este caso el flujo de aceite por lazo alcanza a 8 kg/s, mientras que el múltiplo solar es 1,25.

Tabla 2. Múltiplo solar y flujo másico en función del área de captación

| Lazos | Área total (m <sup>2</sup> ) | Flujo de aceite por lazo (kg/s) | SM   |
|-------|------------------------------|---------------------------------|------|
| 42    | 137.340                      | 5,36                            | 1,86 |
| 40    | 130.800                      | 5,63                            | 1,78 |
| 38    | 124.260                      | 5,92                            | 1,69 |
| 36    | 117.720                      | 6,25                            | 1,61 |
| 34    | 111.180                      | 6,62                            | 1,52 |
| 32    | 104.640                      | 7,03                            | 1,44 |
| 30    | 98.100                       | 7,5                             | 1,35 |
| 28    | 91.560                       | 8,04                            | 1,25 |
| 26    | 85.020                       | 8,65                            | 1,17 |
| 24    | 78.480                       | 9,38                            | 1,08 |

##### 4.2 Análisis comparativo de los esquemas de operación

El análisis se centró en comparar el desempeño de la planta bajo ambos esquemas de operación: Temperatura de demanda fija y variable. En este contexto, las siguientes variables de planta fueron evaluadas: energía térmica auxiliar consumida, energía eléctrica bruta generada y eficiencia del campo de colectores. Los resultados se muestran gráficamente en la Fig. 4.

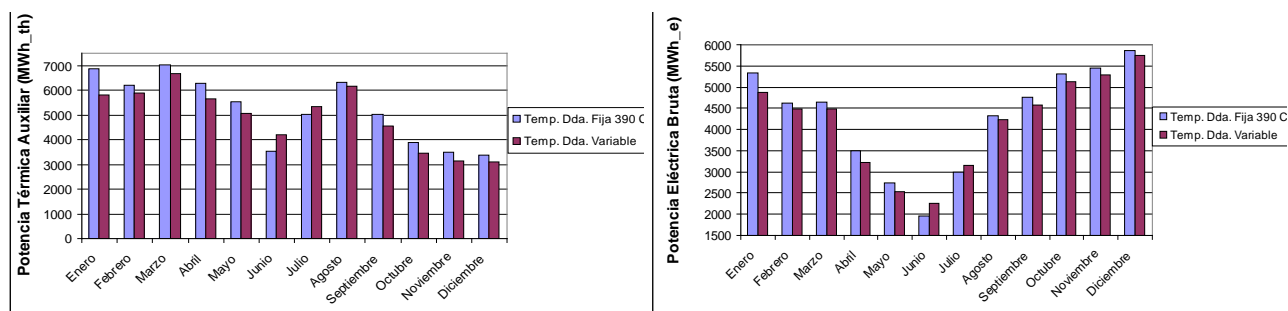


Fig. 4 Comparación entre la energía térmica auxiliar y la potencia generada.

En la Fig. 4 se aprecia que el consumo auxiliar es menor cuando la planta opera bajo el esquema de temperatura de variable. Sin embargo, para los meses con menor irradiación del año (Junio y Julio), el consumo auxiliar es mayor debido a que la planta opera con este tipo de energía durante más horas. El aporte de potencia térmica auxiliar para el caso del esquema de temperatura fija asciende a 48,2%, mientras que para el esquema de temperatura variable ese aporte representa el 46,8% de la energía térmica necesaria para la operación de la planta. De manera contraria, la generación de energía eléctrica disminuye cuando se usa una temperatura de demanda variable, dado que la planta opera bajo la restricción de un umbral de radiación mínima. La Fig. 5 presenta la variación de la eficiencia del campo de colectores. Se observa que, bajo el esquema temperatura variable se obtienen mejores eficiencias, puesto que este esquema permite operar con mayor flujo de aceite en el campo de colectores.

##### 4.3. Simulación horaria

Los resultados del funcionamiento anual de la planta entregados por la simulación en TRNSYS se presentan de forma horaria mediante gráficos representativos del comportamiento de las variables más importantes de la planta, donde las condiciones de operación corresponden a las definidas para el esquema de temperatura variable. Como se observa en las Fig. 6 y 7, las horas de operación aumentan en Diciembre con respecto a Mayo. La gran variación del flujo másico de aceite corresponde a la variación de la radiación en el año, presentando valores más bajos en Mayo y valores altos en Diciembre. Esto es debido a la operación del campo de colectores bajo flujo másico variable a modo de garantizar el aumento de temperatura desde 290 °C hasta 390 °C.

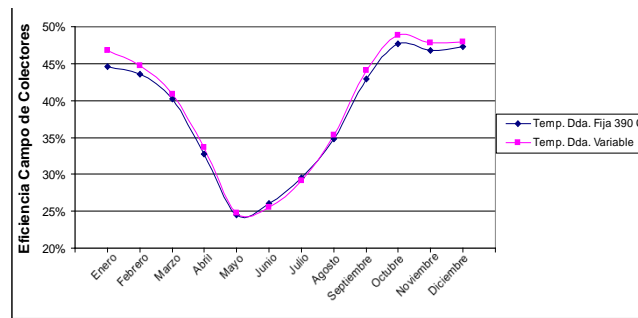


Fig. 5 Variación de la eficiencia campo de colectores

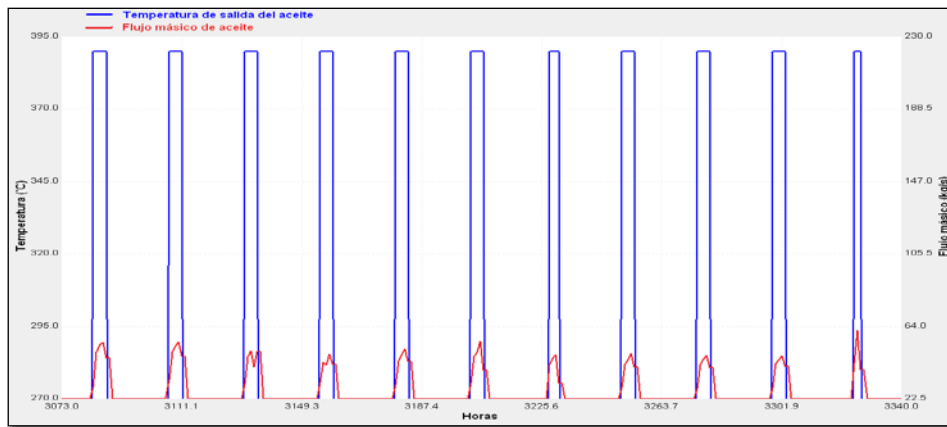


Fig. 6 Temperatura de salida del campo de colectores y flujo de aceite, del 8 al 14 de Mayo

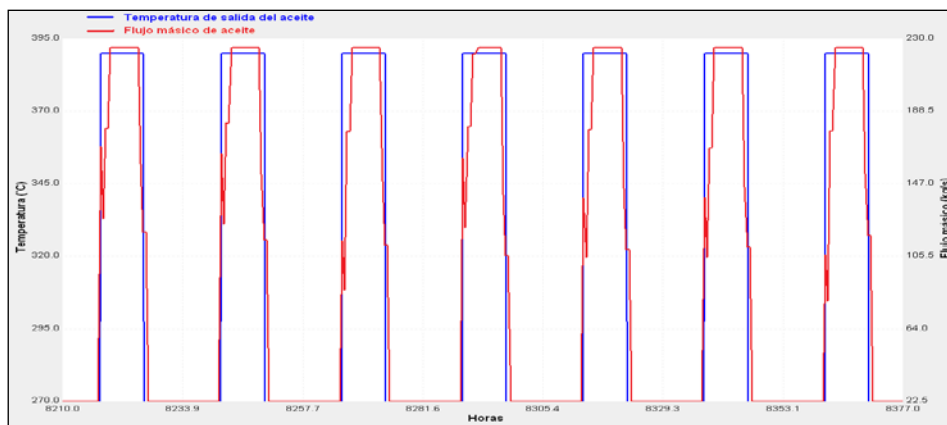


Fig. 7 Temperatura de salida del campo de colectores y flujo de aceite, del 8 al 14 de Diciembre

En las Fig. 8 y 9 se observa la contribución del campo de colectores y la energía térmica auxiliar al ciclo de potencia. La potencia térmica suministrada por el campo solar es considerablemente superior en Diciembre que en Mayo. Consecuentemente, la energía auxiliar aumenta su participación en los periodos de baja irradiancia. La Tab. 3 presenta un resumen anual de los principales parámetros de operación de la planta

Tab. 3 Balance anual de la planta termosolar

| Valores Globales de la Planta Termosolar        |        |   |        |
|---|--------|---|--------|
| Área de campo de colectores (m <sup>2</sup> )   | 91.560 | Fracción solar anual promedio                             | 48,8%  |
| Número de colectores                            | 112    | Factor de capacidad                                       | 28,0%  |
| Número de tubos receptores                      | 4.032  | Factor de disponibilidad                                  | 56,4%  |
| Radiación media anual (W/m <sup>2</sup> )       | 415    | Energía térmica anual neta absorbida (MWh <sub>th</sub> ) | 67.199 |
| Rendimiento anual promedio, campo de colectores | 39,1 % | Energía térmica anual desenfocada (MWh <sub>th</sub> )    | 2.060  |
| Rendimiento, ciclo de potencia *                | 36,0%  | Energía térmica anual auxiliar (MWh <sub>th</sub> )       | 59.060 |
| Rendimiento anual promedio, planta termosolar   | 14,1%  | Energía eléctrica bruta (MWh <sub>e</sub> )               | 49.998 |

\* Rendimiento del generador: 98%

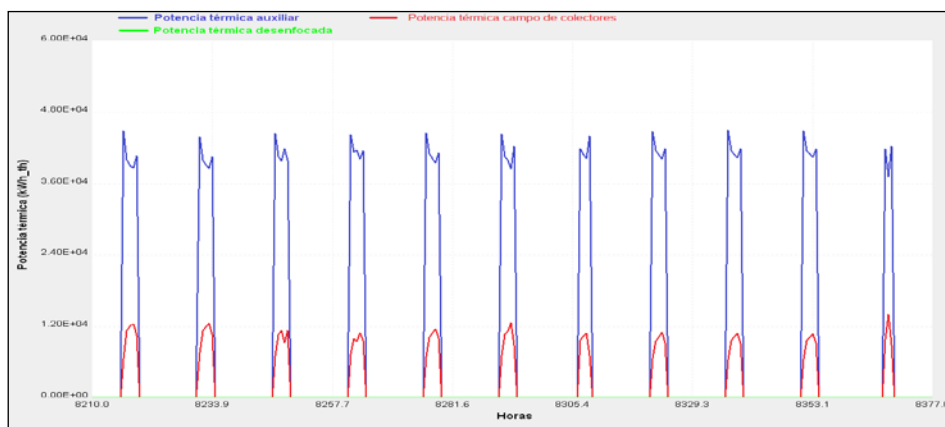


Fig. 8 Potencia térmica neta absorbida, auxiliar y desenfocada, del 8 al 14 de Mayo

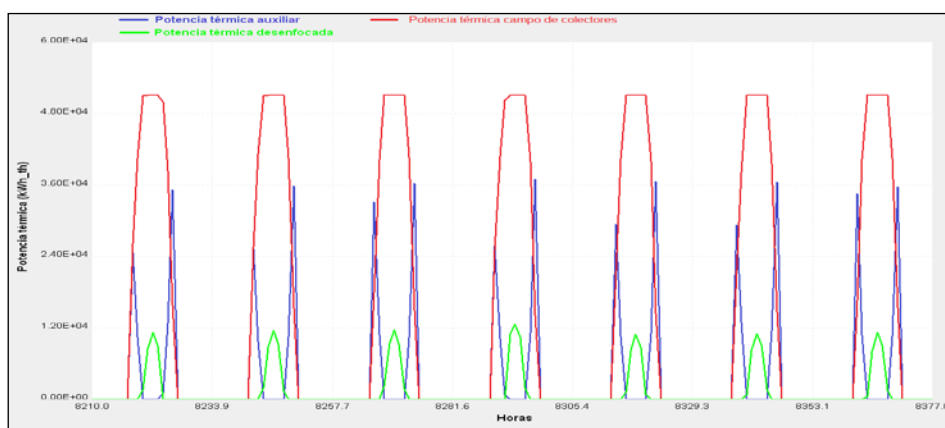


Fig. 9 Potencia térmica neta absorbida, auxiliar y desenfocada, del 8 al 14 de Diciembre.

#### 4.4 Evaluación económica

Una vez determinados los parámetros de operación de la planta, principalmente la generación eléctrica y el consumo de combustible auxiliar, se estima el valor del kWh<sub>e</sub>. Este valor es denominado LEC (*Levelized Cost of Energy*), definido por:

$$LEC = \frac{fcr \cdot C_{inversión} + C_{OyM} + C_{combustible}}{E_{neto}} \quad (2)$$

donde *fcr* es el factor de amortización anual;  $C_{inversión}$  es el costo de inversión;  $C_{OyM}$  representa el costo de operación y mantenimiento;  $C_{combustible}$  el costo del combustible; y  $E_{neto}$  es la energía eléctrica neta generada. Los costos estimados corresponden a los indicados por Montes (2008) para una planta de la misma tecnología a la aquí estudiada. Con esos parámetros económicos se obtiene un LEC igual a 0,29 US\$/kWh<sub>e</sub>. Bajo este escenario, la generación eléctrica alcanza a 44.998.036 kWh<sub>e</sub>, mientras que el consumo de combustible en la caldera auxiliar (gas natural) es equivalente a US\$5.328.761.

Tab. 4 Parámetros económicos

| Inversión                                |     | Operación y mantenimiento           |        |
|--|-----|-------------------------------------|--------|
| Campo solar (US\$/m <sup>2</sup> )       | 267 | Costo por empleado anual (US\$/año) | 67.334 |
| Bloque de potencia (US\$/kWe)            | 982 | Número de personas                  | 30     |
| Pre calentador (US\$/kWe)                | 2   | Personas mantenimiento campo solar  | 10     |
| Evaporador (US\$/kWe)                    | 15  | Porcentaje del costo de inversión   | 1%     |
| Sobrecalentador (US\$/kWe)               | 2   | Parámetros financieros              |        |
| Recalentador (US\$/kWe)                  | 6   | Tasa anual seguros                  | 1%     |
| Construcción, ingeniería y contingencias | 20% | Vida útil en años                   | 20     |
|  |     | Tasa de Descuento                   | 7%     |

#### 5. CONCLUSIONES

El presente trabajo presenta la simulación de una planta termosolar en la región norte de Chile, específicamente en la localidad de Antofagasta. Se establecen dos esquemas de operación de la planta en función del perfil de temperatura del fluido de trabajo a la salida del campo solar. En este contexto, el perfil de demanda variable permite un aumento en

la eficiencia del campo solar y una reducción del consumo de combustible en la caldera auxiliar. El desempeño económico de la planta es evaluado en términos del indicador LEC. El valor obtenido para este indicador es superior a los valores estimados por la industria (Sun and Wind Energy, 2010), 0,15 US\$/kWh. Este valor se debe principalmente a uso extensivo de la caldera auxiliar, y consecuentemente al elevado costo del gas natural en el norte de Chile (1 US\$/m<sup>3</sup>). La operación de la planta se simuló considerando todas las horas de insolación, obteniendo una fracción solar de 46,8%. No obstante, en países como Estados Unidos y España las plantas de este tipo poseen normativas muy estrictas en cuanto al uso de combustible fósil, permitiendo sólo 25% en California y entre un 12% a un 15% en España, según el tamaño de la planta.

Una solución clara para disminuir el consumo de combustible fósil es considerar en el modelo el funcionamiento en carga parcial de la planta con solo una caldera en serie con el campo de colectores. De esta forma, se elimina el consumo auxiliar en paralelo por flujo másico de aceite derivado. Esto implicaría, en consecuencia, una disminución de la producción anual de la planta, pero una relación más adecuada de producción solar/auxiliar de la planta. Otra solución es la incorporación de un sistema de almacenamiento térmico el cual permita suplir este consumo auxiliar y, dependiendo de las horas de almacenaje, extender el periodo diario de funcionamiento de la planta aumentando su productividad y el factor de capacidad de la planta.

## REFERENCIAS

- CNE, 2011. Balance Nacional de Energía 2011. url: www.cne.cl.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons.
- García, X., 2001. La energía solar térmica de alta temperatura como alternativa a las centrales térmicas convencionales y nucleares. Greenpeace.
- IEA, International Energy Agency, 2010. Technology Roadmap: Concentrating Solar Power.
- Larraín, T., Escobar, R., 2012. Net energy analysis for concentrated solar power plants in northern Chile. Renewable Energy, 41, 123-133.
- Montes, M.J., 2008. Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero, MSc Thesis. Universidad Politécnica de Cartagena, España.
- Montes, M.J., Abánades, A., Martínez-Val, J.M., Valdés, M., 2009. Solar multiple optimization for solar-only power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors, Solar Energy, vol. 83, n. 12, pp. 2165-2176.
- Ortega, A., Escobar, R., Colle, S., Luna de Abreu, S., 2010. The state of solar energy resource assessment in Chile, Renewable Energy 35. pp. 2514-2524.
- Patnode, A., 2006. Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants. Master Thesis, University of Wisconsin-Madison, United States.
- Schwarzbözl, P., Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt e.V. (DLR) D-51170 Köln, Germany. A TRNSYS Model Library for Solar Thermal Electric Components (STEC). Reference Manual, Release 3.0, November 2006. Last Update: November 2007.
- Sun and Wind Energy, 1/2010. pp. 68-69. www.sunwindenergy.com.

## TRNSYS SIMULATION OF A SOLAR THERMAL PLANT FOR POWER GENERATION IN NORTHERN CHILE

**Abstract.** *The current Chilean energy situation is characterized by a high dependence of imported fossil fuels, and therefore it compromises the future development. However, the northern region of Chile has been indicated as one of the highest availability of solar radiation. In this context, solar energy represents a feasible solution for electricity supply or even for supplying heat for industrial processes, as the copper mining activities. This work shows a simulation model of a CSP (Concentrated Solar Power) plant, using the meteorological data from Antofagasta and the specific configuration of the SEGS plants, located at the Mojave Desert, California. The model was developed using TRNSYS software, complemented with a specialized library for CSP components, STEC. The operation of the plant was analyzed focusing in two operational strategies, based in the temperature profile obtained as the outlet of the solar field, hence it is evaluated the variation in the efficiency of the collectors and the fuel consumption. Finally, an economic analysis is carried out, based on the levelized cost of energy, obtaining values higher than those reported by the industry.*

**Key words:** Solar Energy, TRNSYS, CSP plant