

Estudio termoeconómico de diferentes configuraciones de ciclo combinado integrado con una planta solar

María Dolores Durán García*, Eduardo Armando Rincón Mejía*, Iván Galileo Martínez Cienfuegos*, Rafael Almanza Salgado**, Álvaro Lentz Herrera***

Recepción: 22 de enero de 2013

Aceptación: 24 de octubre de 2013

*Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma del Estado de México, México.

**Instituto de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, D. F., México.

***Universidad Autónoma de la Ciudad de México.

Correos electrónicos: mddg_2210@hotmail.com; rinconsolar@hotmail.com; igmartinez@uaemex.mx; ras@pumas.iingen.unam.mx; solarlantz@hotmail.com
Se agradecen los comentarios de los árbitros de la revista.

Resumen. Se presenta el análisis termoeconómico de una planta de ciclo combinado integrada con una planta solar de canal parabólico, considerada como una sección de la caldera de recuperación de calor, con el objetivo de conseguir un diseño óptimo al determinar los parámetros de diseño optimizados para ambos sistemas. Se aplica una metodología empleada en trabajos previos para la optimización de ciclos combinados, pero ahora con una planta solar. Como resultado, a partir de un análisis de sensibilidad, se obtiene el desempeño de varias configuraciones bajo diferentes condiciones de radiación solar.

Palabras clave: planta de canal parabólico, planta solar integrada a un ciclo combinado, análisis termoeconómico.

Thermoeconomic Study of Different Configurations of iscc (Integrated Solar Combined Cycle)

Abstract. This work shows the thermoeconomic study of an integrated combined cycle parabolic-trough power plant. The parabolic trough plant will be considered one section of the boiler and the thermoeconomic optimization of the configuration of this boiler, including the parabolic trough plant, is made. The main objective is to obtain the optimum design of the boiler and the size of the parabolic field. It applies a methodology employed in previous works but includes the parabolic trough plant into the analysis. As a result it obtains an optimum thermoeconomic design of a parabolic trough plant used as the section of an HRSG (heat recovery steam generator).

Key words: integrated solar combined cycle plant, parabolic trough plant, thermoeconomic analysis.

Introducción

Hay dos tipos de tecnologías principales para la conversión de energía solar en electricidad:

a) Solar fotovoltaica (SFV) que convierte directamente la energía solar en electricidad a partir de una celda FV hecha de un material semiconductor.

b) Termosolar de concentración (CSP, Concentrating Solar Power) que concentra la energía de los rayos solares para calentar un fluido térmico a altas temperaturas. Este calor se transforma primero en energía mecánica (por turbinas o motores) y luego en electricidad (energía solar termoeléctrica).

La electricidad generada a partir de energía solar-térmica (STE, Solar Thermal Electricity) es una tecnología probada con más de 30 años de experiencia y se espera que será competitiva con las centrales térmicas con combustible fósil para el 2020 (IEA-ETSAP e IRENA, 2013). Su fortaleza reside en que permite proporcionar una capacidad firme de generación, coordinada con los tiempos de demanda de una red, gracias a un sistema de almacenamiento térmico de respaldo. La STE también puede ser parte de una planta híbrida, lo que reduce los costos de generación solar, y sólo está disponible a partir de plantas tipo CSP instaladas en regiones áridas o semi-áridas.

En la década de los ochenta se construyeron en los Estados Unidos 350 MW de CSP comerciales con la tecnología de canal parabólico, y hasta 2005 hubo otra nueva instalación. Sólo esta tecnología del tipo CSP ha demostrado su funcionamiento comercial a largo plazo; ahora hay disponibles comercialmente otros sistemas (plato parabólico con motor Stirling, torre central y espejos lineales Fresnel). En 2009 se añadieron tres nuevas plantas que suman 12 MW de nueva capacidad de generación en los Estados Unidos. España también ha experimentado un crecimiento notable en 2009 con la instalación de siete plantas termosolares que suman 320 MW (U. S. Department of Energy, 2011).

A finales de 2010, había 1 318 MW de capacidad instalada acumulada de CSP en todo el mundo. Hasta ese año, España fue el líder mundial en instalaciones termosolares con 450 MW de capacidad adicional, por lo cual acumuló 55.4% de la capacidad total instalada. Mientras tanto, los Estados Unidos añadieron 78 MW de potencia (38.5%), en tanto que países como Irán (5.0%), Israel (0.5%), Australia (0.2%) y Alemania (0.1%) sumaron un porcentaje menor (U. S. Department of Energy, 2011).

Así pues, el potencial de los CSP, en especial de canal parabólico y torre central, es muy grande y se pretende que incremente considerablemente su capacidad instalada en los próximos años. De acuerdo con IEA-ETSAP e IRENA (2013) en 2012 se instalaron 12 GW de tecnología de CSP, muy poco si se compara la capacidad instalada de sistemas fotovoltaicos (PV) en el mismo año, que supera los 70 GW. Esto se debe a que los sistemas de CSP en general tienen un costo más alto que los sistemas PV. Sin embargo, se espera que para 2015, debido a los desarrollos tecnológicos y a la economía de escala, este costo disminuya en 15%, y para 2020 entre 30 y 50%. Reportes como el de IEA-ETSAP e IRENA sugieren que el éxito de este tipo de sistemas se verá apoyado con la hibridación de estos con plantas térmicas que emplean combustibles fósiles, particularmente de ciclo combinado con turbina de gas y de vapor (ISCC), como el que se presenta en este trabajo. De hecho el GEF (2006), en su programa operacional incluye la demostración de la viabilidad de estos sistemas con la instalación de una configuración con 31 MW solares y 530 MW de ciclo combinado en la región de Agua Prieta, Sonora.

Se ha propuesto esto porque al observar cualquier mapa mundial de insolación los Estados Unidos, España, África del Norte, Australia, Oriente Medio, y por supuesto México, son las regiones más prometedoras para el desarrollo de mercados relacionados con la CSP, gracias a los altos niveles de radiación solar y el terreno disponible para su desarrollo.

Respecto a la hibridación de sistemas con plantas térmicas de combustibles fósiles, se han realizado varias investigaciones sobre la combinación de plantas solares con ciclo combinado, entre ellas se encuentran los trabajos de Montes *et al.* (2011) y el de Nezammahalleh *et al.* (2010). Este tipo de plantas presentan ventajas puesto que se emplea la energía solar como energía suplementaria a la que proviene de la turbina de gas, lo cual facilita un mejor aprovechamiento, un incremento de la energía generada por la turbina de vapor y una compensación al disminuir la potencia bajo ciertas condiciones ambientales (Montes *et al.*, 2011). En la mayoría de las configuraciones propuestas el campo de canal parabólico puede ser utilizado como el economizador de la caldera de recuperación de calor (Montes, 2008). También algunos autores proponen pequeños sistemas integrados con planta de ciclo combinado con microturbinas de 150 kW (Teets y Teets, 2008).

Tomando los trabajos mencionados como precedente, el objetivo es presentar un análisis termoeconómico de una planta de canal parabólico con generación directa de vapor (GDV) integrada con un ciclo combinado. Se considera que un estudio como este permitirá establecer tendencias en cuanto al diseño de este tipo de sistemas, pues se persigue un auge importante en los próximos 20 años.

Ahora bien, se propone la generación directa de vapor porque se considerará al campo solar como el economizador o el sobrecalentador de la planta, por lo que no habrá flujo bifásico en el absorbedor del concentrador. Además, existen varios trabajos que han estudiado la generación directa de vapor como los de Lentz y Almanza (2006) y Zarza (2006), quienes muestran que ésta es factible tanto a baja como a alta presión, o el de Montes (2008), en el cual se compara el desempeño de una planta solar GDV con aquella que utiliza aceite Therminol VP-1. Se concluye que la GDV presenta un mayor rendimiento energético y exergético porque no requiere de un intercambiador de calor.

Por otra parte, existen distintos trabajos que realizan el análisis térmico de la planta solar como el de Bakos *et al.* (2001), que muestran la variación del rendimiento del colector parabólico como función del fluido de transferencia de calor. Asimismo, el de Tyeagi *et al.* (2006) está relacionado con el análisis por segunda ley de este tipo de sistemas. No obstante, existen pocos trabajos relacionados con el análisis termoeconómico de los mismos (Baghernejad y Yaghoubi, 2011); por esta razón se eligió realizar este análisis, y que además en trabajos previos (Valdés *et al.*, 2003 y Durán *et al.*, 2013) se han elaborado este tipo de análisis a otros sistemas y se han obtenido resultados más realistas.

a la planta solar. No se consideran como variables de diseño aquellas relacionadas a la turbina de gas; se elige una turbina comercial y se considera fija para el análisis de todas las configuraciones. Las características de diseño de la turbina de gas se presentan en la tabla 1. Por su parte, los parámetros relacionados con la simulación del ciclo de vapor tampoco se incluirán dentro de la optimización; se empleará un valor fijo, el cual se presenta en la tabla 2.

Tabla 1. Parámetros de diseño del ciclo de gas.

Parámetro	Valor
Relación de compresión	30
Pérdida de carga en la admisión	20 mbar
Rendimiento isentrópico del compresor	0.85
Rendimiento de la cámara de combustión	0.95
Rendimiento isentrópico de la turbina	0.91
Temperatura de entrada a la turbina	1 430 K
Temperatura de salida	710 K
Flujo másico de aire	120.2 kg/s
Pérdida de carga en el escape	40 mbar
Resultados de la simulación	
Potencia nominal de la turbina de gas	38.8 MW
Rendimiento del ciclo de gas	40.12%
Temperatura de entrada a la CRC	710.7 K
Temperatura de la mezcla	1 222.19K

Tabla 2. Parámetros de diseño de la turbina de vapor.

Parámetro	Valor
Número de niveles de presión	2
Rendimiento isentrópico de la turbina de vapor	0.85
Presión del condensador	0.045 bar
Presión del desgasificador	0.2 bar

Tabla 3. Parámetros para la optimización termoeconómica con su intervalo de variación en el algoritmo.

Parámetro de diseño	Intervalo de variación
Presión en colector de baja	3-14 bar
<i>Pinch Point</i> de la sección de baja presión	3-15 K
<i>Approach Point</i> de la sección de baja presión	3-15 K
Diferencia de temperatura en el sobrecalentador de baja presión	20-70 K
Presión en el colector de baja	50-100 bar
<i>Pinch Point</i>	3-15 K
<i>Approach Point</i>	3-15 K
Diferencia de temperatura en el sobrecalentador de alta presión	20-80 K

Tabla 4. Datos geográficos y ambientales de Cerro Prieto, Baja California.

Parámetro	Valor
Latitud	32.40° N
Longitud	115.24° O
Altitud	12 msnm
Temperatura ambiente máxima normal promedio anual	32.2 °C
Irradiación directa normal diaria promedio mensual ¹	23.79 MJ/m ²

1. Software RAD-II, Almanza y Estrada-Cajigal (2005).

Como ya se ha mencionado, este trabajo describe la optimización del ciclo centrada en los parámetros de diseño de la CRC y el campo solar, la cual se llevará a cabo aplicando la herramienta de algoritmos genéticos, para lo cual debe considerarse un intervalo de variación de los parámetros de diseño (tabla 3).

La optimización del sistema se efectúa al considerar una irradiación diaria promedio mensual, según el modelo desarrollado por Almanza y Estrada Cajigal (2005) correspondiente a la zona de Cerro Prieto, en Baja California, México, de acuerdo con datos de Google Earth. La ubicación geográfica del lugar tiene una latitud de 32.40° N y una longitud de 115.24° O. Una vez hecha, se procede a la simulación y el análisis de sensibilidad de acuerdo con la irradiación y las horas pico promedio anual. Las condiciones de Cerro Prieto se presentan en la tabla 4.

2. Análisis termodinámico y termoeconómico

2.1. Análisis termodinámico de la planta solar

El *rendimiento térmico* (η) se define como la razón de la ganancia térmica útil (Q_u), en un periodo de tiempo (dt), entre la energía solar incidente (integral de la irradiancia global, G_T) multiplicada por el área de apertura del concentrador (A_A) en el mismo intervalo de tiempo.

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_A \int G_T dt} \quad (1)$$

El periodo de tiempo típico es de 1 h, pero si se tienen datos de irradiación global (I_T) de un día entonces serán las horas pico del día en promedio para un mes o para un año.

También, se define otra variable que relaciona la ganancia útil de energía instantánea de un concentrador entre la ganancia útil si toda la superficie del absorbedor estuviera a la temperatura del fluido: a esto se le llama *factor de remoción de calor del concentrador* (F_R).

El modelo termodinámico aplicado determina el rendimiento térmico instantáneo (η_i) del colector parabólico en función del factor de remoción de calor (Duffie y Beckman, 2006) en el que se toma en cuenta la irradiancia directa instantánea (G_b):

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_A G_b} = \frac{F_R [G_b (\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a)]}{G_b C} \quad (2)$$

Donde U_L es el coeficiente global de transferencia de calor, C es la razón de concentración solar, τ es transmitancia y α la absorptancia del material del absorbedor, T_i es la temperatura de entrada del fluido al colector y T_a es la temperatura ambiente. En esta ecuación el factor de extracción de calor (F_R) es una magnitud que relaciona la energía térmica extraída

de un colector por el fluido con la energía útil ganada por el colector si todo él estuviera a la temperatura de entrada del fluido de calor. Se determina mediante la ecuación:

$$FR = \frac{\dot{m}C_P}{A_A U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_A U_L F'}{\dot{m}C_P}\right) \right] \quad (3)$$

Donde el factor de eficiencia del colector (F') está dado como la razón de la resistencia de transferencia de calor del absorbedor y el aire ambiente (U_o), entre la resistencia de transferencia de calor del fluido de trabajo y el ambiente (U_L).² Esto significa que la mejora en el rendimiento de captación de la energía en el concentrador es función del coeficiente global de transferencia de calor y del factor transferencia de calor por convección del fluido. Por su parte, \dot{m} es el flujo másico, C_p es el calor específico a presión constante y A_A es el área de apertura total del concentrador.

El rendimiento del colector determinado mediante la ecuación 1 en un periodo diario promedio anual se empleará para obtener el tamaño de la planta solar en las configuraciones analizadas.

2. 2. Análisis termodinámico del ciclo combinado

Se aplicó un programa desarrollado en macros de Visual Basic para Excel y así simular y optimizar el ciclo combinado integrado con el campo de canal parabólico. Este programa emplea el modelo de costo-flujo de caja propuesto por Rovira (2004).

En el método aplicado se efectúa la simulación del ciclo de gas operando en condiciones de diseño, y se aplica el modelo descrito en Muñoz (2004) y Facchini y Stecco (1999). La caldera de recuperación de calor, el campo solar y el ciclo de vapor se simulan empleando las correlaciones de la IAPSW (Wagner, 1988).

2. 3. Modelo económico

La optimización del sistema se desarrolla minimizando el costo de generación, el cual corresponde al costo total anual dividido por la energía generada anualmente, es decir:

$$C_{kWh} = \frac{C_{Tot}}{\overline{Wh}} \quad (4)$$

En la ecuación 4, el costo total anual (C_{Tot}) incluye el costo de amortización, el costo del combustible y el de operación y mantenimiento de todo el sistema considerando al campo solar. Luego, \overline{Wh} es la potencia media anual de la planta y h es el número de horas de operación del sistema por año. Se consideraron un total de 7 000 horas.

El método de optimización que se aplicó es el de algoritmos genéticos, puesto que se ha empleado en trabajos previos de ciclos combinados y ha presentado resultados bastante aceptables.³

Para llevar a cabo el análisis económico del ciclo combinado se tomaron en cuenta las funciones de costo de la turbina de gas, turbina de vapor y caldera de recuperación de calor que se describen en Durán García (2004), mientras que para realizar el análisis económico de la planta solar se tomaron en cuenta los costos establecidos por Montes *et al.* (2011). En cuanto a los parámetros financieros se tomó una tasa de interés de 10% y un tiempo de operación de 25 años. Algunos de los parámetros para determinar el costo de generación de la planta se presentan en la tabla 5.

3. Resultados

3. 1. Parámetros considerados para la simulación de la planta solar

Con el fin de realizar la evaluación numérica de los resultados, se consideró un captador parabólico comercial modelo Eurotrough ET-100. Las especificaciones técnicas de este tipo de captador se presentan en la tabla 6.⁴

Tabla 5. Consideraciones para el análisis económico.

Parámetro	Valor
Costo de la turbina de gas	$C_{TG} = 0.1788 W_{TG}(MW) + 3.0253$
Costo de la turbina de vapor	$C_{TV} = 0.115 W_{TV}(MW) + 2.75$
Costo de la caldera de recuperación de calor	$C_{TG} = \sum_{sec} K_i (U_A)^{0.8}$
Costo de inversión del campo solar (€/m ²)	200
Costo del terreno (€/m ²)	2
Costo de operación y mantenimiento de la planta solar (€/m ²)	9

Tabla 6. Parámetros de la planta de canal parabólico.

Parámetros del modulo solar	
Modelo del colector solar	ET100
Radio del absorbedor	3.5 cm
Área de la superficie reflejante	545 m ²
Apertura	5.77m
Longitud del colector	99.5 m
Reflectividad del espejo	94%
Rendimiento óptico pico	80%
Razón de concentración	23.23
Longitud de cada módulo	12 m
Flujo másico en el absorbedor	1.4 kg/s

2. La deducción de estas ecuaciones puede encontrarse en Tiwari (2002).

3. Mayor información de esta metodología y de su aplicación en sistemas térmicos puede ser encontrada en Toffolo y Lazzaretto (2002) y Valdés *et al.* (2003).

4. Este tipo de colectores más detallados, así como un análisis de su desempeño se puede encontrar en Geyer *et al.* (2002).

Es importante señalar que se consideró un flujo másico dentro del absorbedor de 1.4 kg/s porque es el valor sugerido para evitar grandes pérdidas de carga en el absorbedor (Montes, 2009).

3. 2. Resultados de la optimización

Tomando en cuenta las consideraciones, se aplicó el programa de optimización a las configuraciones analizadas. Los resultados se obtuvieron al contemplar el mínimo costo de generación (tabla 7).

En la primera columna de la tabla 7 se presenta la optimización del ciclo combinado considerando al campo solar como parte del economizador de alta presión. En la segunda se presenta la optimización del ciclo combinado tomando en cuenta al campo solar como parte del sobrecalentador de baja presión y la última corresponde a la del ciclo combinado sin reparar en el acoplamiento al campo solar.

Se observa que la configuración 1 analizada es la que presenta un menor costo de generación y un mayor rendimiento, ya que el acoplamiento del campo solar en la sección de alta presión deja más energía disponible en la zona de baja presión de la caldera y esto permite incrementar el flujo másico en esta última sección, y así aumentar la potencia en la turbina de baja.

De igual modo la configuración en la cual el campo solar es el sobrecalentador de la sección de baja presión de la CRC se observa que el campo solar sí tiene un efecto en el incremento del flujo másico del ciclo de baja, pero es mucho menor porque la energía que se transfiere en este sobrecalentador es menor.

Por otro lado, se realizó un análisis comparativo de los resultados de la optimización con aquellos obtenidos de la simulación del ciclo con los mismos parámetros termodinámicos, pero sin contar con el campo solar (gráfica 1), en donde se observa que la configuración que presenta el menor costo de generación es aquella en la cual el campo solar se acopla en el economizador de alta presión de la caldera de recuperación de calor.

También se observa que la configuración optimizada pero sin canal parabólico presenta un rendimiento y costo muy similar al correspondiente a la configuración 2; se debe a que en la configuración sin canal parabólico el flujo másico de la turbina de baja es menor porque la única energía disponible que tiene es la de la turbina de gas. Sin embargo, en aquella configuración en la que el campo solar es el sobrecalentador de baja el incremento del flujo másico de vapor no se incrementa de manera considerable por lo que no se observa una mejora importante de los resultados.

Se realizó un análisis de sensibilidad en función de irradiación

directa, sólo para la configuración 1, que fue la que dio mejores resultados. Se advierte que la radiación tiene una influencia muy importante sobre el flujo másico del vapor producido en el canal (gráfica 2).

Se analizó también la variación del costo de generación (línea punteada en la gráfica 3) y el rendimiento (línea continua en la gráfica 3) en función de la radiación directa. Se nota una variación importante en estos dos parámetros, principalmente cuando se tiene una disminución de la radiación máxima; después la variación se ve menos aguzada para el rendimiento del ciclo combinado, debido a que el sistema cuenta con el economizador en la CRC.

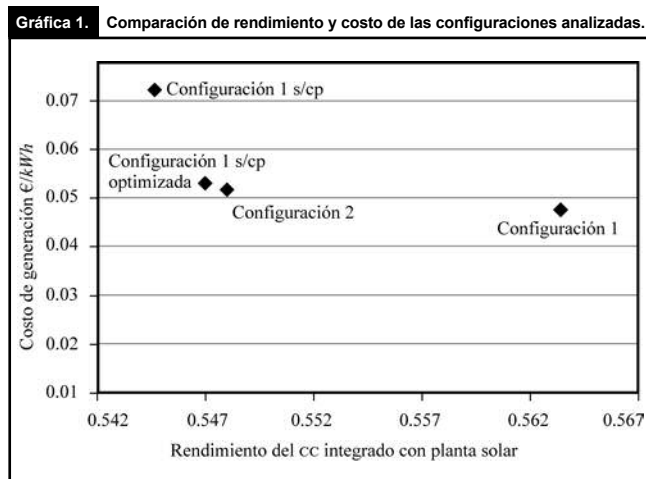


Tabla 7. Resultados de la optimización para las configuraciones analizadas.

Parámetros termodinámicos	Configuración 1	Configuración 2	Configuración s/canal parabólico optimizada
Presión de baja	4.42 bar	3.71 bar	3.24 bar
PP de baja	9.04 K	4.27 K	3.01 K
AP de baja	7.84 K	6.52 K	4.07 K
DT de baja	75.29 K	50.33 K	84.8 K
Presión de alta	91.37 bar	101.17 bar	66.21 bar
PP de alta	7.44 K	14.72 K	3.98 K
AP de alta	6.16 K	7.94 K	7.6 K
DT de alta	51.83 K	58.08 K	43.145 K
Costo/kWh	0.04573 €/kWh	0.0518 €/kWh	0.05298 €/kWh
Rendimiento	56.30%	54.76%	54.68%
Potencia del CC	5 4772.66 kW	5 3083.0 kW	5 2986.82 kW
Flujo másico de alta presión	10.054 kg/s	9.30 kg/s	10.89 kg/s
Flujo másico de baja presión	8.91 kg/s	7.9 kg/s	5.32 kg/s
Número de bucles totales	24	7	0
Número de bucles en paralelo	7	7	0

Prospectiva

En el contexto energético y ambiental actual, la tendencia es instalar centrales de ciclo combinado porque su eficiencia es mucho mayor a la de una central de gas o de vapor aisladas (pueden llegar a alcanzar 60%). Sin embargo, como se muestra en este trabajo, su hibridación con plantas de concentración solar incrementa aún más su eficiencia y disminuye su costo de generación bajo ciertas condiciones atmosféricas. Así pues, continuar con este tipo de análisis para establecer tendencias en el diseño de los sistemas acoplados con planta solar (ISCC) será de gran utilidad si se considera además que algunos reportes sugieren que las CSP serán viables si se considera la hibridación con centrales térmicas convencionales (IEA-ETSAP e IRENA, 2013).

Entonces, establecer tendencias en este tipo de sistemas permitirá a los diseñadores y tomadores de decisiones de empresas generadoras de energía tener una idea más clara de hacia dónde deben dirigirse los valores de los parámetros de diseño y qué desempeño y costo se espera tener, previo a la selección de un diseño o a la adquisición de una central llave en mano. Por ejemplo, en este caso se percibe que para una central de ciclo combinado, acoplada con una planta solar, la tendencia es incrementar el valor de la presión de alta. De esta manera, se puede realizar un análisis con diferentes configuraciones y valores de potencia nominal.

Un análisis como el que aquí se propone será particularmente importante en las próximas décadas ya que, como se mencionó en la introducción, las plantas solares con concentración tendrán un mayor auge y, de acuerdo con (Nezammahalleh *et al.*, 2010 e IEA-ETSAP e IRENA, 2013), la competitividad de la tecnología de plantas de concentración frente a las centrales térmicas convencionales y los sistemas fotovoltaicos dependerá en gran medida de la implementación de sistemas híbridos y con generación directa de vapor (ISCC) que son los que se analizan.

Conclusiones

Se aplicó la metodología de algoritmos genéticos para la optimización de diferentes configuraciones de plantas de ciclo combinado acopladas a una central de canal parabólico. Al realizar este análisis se comprueba que la metodología es aplicable y brinda resultados aceptables.

En cuanto a los resultados obtenidos, se observa que la planta optimizada de ciclo combinado integrada con la planta solar presenta mejores resultados de rendimiento térmico que la misma configuración de ciclo combinado optimizada al emplear la irradiación directa promedio de

la región de Cerro Prieto, Baja California. Por esta razón, se puede afirmar que es conveniente la combinación de estos sistemas.

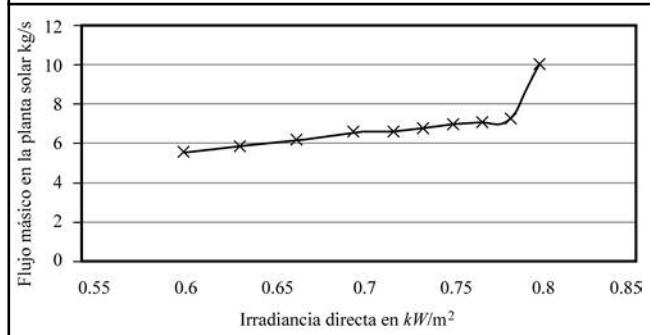
Al considerarse a la planta de canal parabólico como el economizador de la CRC y considerando un Approach Point mayor a 5° no se espera tener evaporación en el absorbedor. Asimismo, se observa que en la zona de alta presión el valor tiende a 100 bar si se acopla el ciclo combinado con la planta solar; este valor es bastante más alto que el obtenido con la optimización de la central de ciclo combinado sin planta solar.

Adicionalmente, se observa que es preferible acoplar la planta de canal parabólico en alguna de las secciones de alta presión de la CRC; se debe a que de esta forma se tiene más energía disponible de los gases en la sección de baja presión de la misma y, por lo tanto, se puede incrementar el flujo másico en esta sección y la potencia del ciclo.

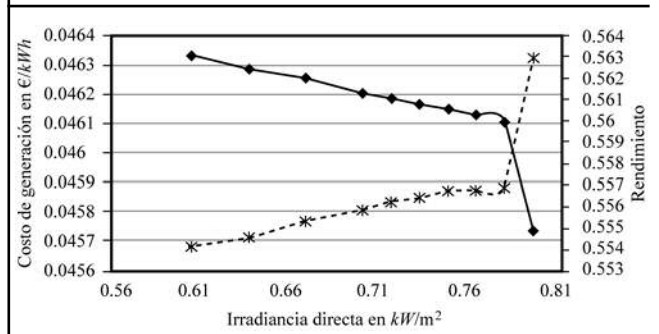
Por otro lado, la variación de la radiación directa tiene un efecto importante sobre el costo de generación; sin embargo, aún así con este costo resulta menor que el obtenido con la configuración que no está integrada con el canal parabólico.

Se deja para trabajos futuros el análisis del rendimiento de las diferentes configuraciones a lo largo de un ciclo de tiempo simulado (día o mes) y así se podrá obtener un resultado más preciso del potencial de ahorro del acoplamiento de estos sistemas.

Gráfica 2. Variación del flujo másico de vapor en el canal parabólico de la configuración 1 como función de la radiación directa.



Gráfica 3. Variación del costo y rendimiento de la configuración 1 como función de la radiación directa.



Cabe destacar que se considera importante analizar otras configuraciones con y sin acoplamiento con la planta solar, que permitirá establecer tendencias en el diseño de este tipo de sistemas, tal y como se hizo en trabajos previos con centrales de ciclo combinado (Valdés *et al.*, 2006).

Como se ha explicado en el análisis prospectivo, este tipo de trabajo es de gran utilidad porque permite proyectar de manera óptima las centrales térmicas acopladas con planta solar, además ayudan a tener un punto de comparación para los resultados de los *software* de simulación comerciales.



Bibliografía

- Almanza, R. y Estrada-Cajigal, V. (2005). *Irradiaciones global, directa y difusa en superficies horizontales e inclinadas, así como irradiación directa normal en la República Mexicana*. Serie de Investigación y Desarrollo, SID/646. Instituto de Ingeniería, UNAM.
- Baghernejad, A. y Yaghoubi, M. (2011). Exergoeconomic analysis and optimization of an integrated solar combined cycle system (ISCCS) using genetic algorithm. *Energy Conversion and Management*, 52(5), 2193-2203.
- Bakos, G. C., Ioannadis, I., Tsagas, N. F. y Seftelis, I. (2001). Design optimization and concentration-efficiency determination of a line-focus parabolic-trough solar collector (PTC). *Applied Energy*, 68, 43-50.
- Duffie, J. A. y Beckman, W. A. (2006). *Solar engineering of thermal processes* (3rd ed.). John Wiley & Sons, Inc.
- Durán García, M. (2004). *Estudio de calderas de recuperación de calor de ciclos combinados de turbinas de gas y vapor empleando la técnica de algoritmos genéticos* (PHD Thesis). Madrid: UPM.
- Durán, M., Rovira, A., Valdés, M. y Rincón, E. (2013). A methodology for the geometric design of heat recovery steam generators applying genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 77-83.
- Facchini, S. y Stecco, S. (1999). Cooled expansion in gas turbines: comparison of analysis methods. *Energy Conversion and Management*, 40(11), 1207-1224.
- Geyer, M., Lüperfert, E., Osuna, R., Esteban, A., Schiel, W., Schweitzer, A., Zarza, E., Nava, R., Langekamp, J. y Mandelberg, E. (2002). EuroTrough-Parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation. 11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies. Sept. (4-6). Zurich, Switzerland.
- GEF (Global Environment Facility) (2006). Mexico: hybrid solar thermal power plant project (Project document). Disponible en www.theGEF.org.
- IEA (International Energy Agency) (2011). *Solar Energy Perspectives*. *Renewable Energy Technologies*. Disponible en www.iea.org.
- IEA-ETSAP e IRENA (2013), Technology Brief E10. Available for download from the following IEA-ETSAP and IRENA sites: iea-etsap.org/web/Supply.asp, www.irena.org/Publications.
- Lentz, A. y Almanza, R. (2006). Solar-geothermal hybrid system. *Applied Thermal Engineering*, 26(14-15), 1537-1544.
- Montes, M. (2008). *Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero* (PHD Thesis). España: E.T.S. de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid.
- Montes, M., Abánades, A. y Martínez-Val, J.M. (2009). Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple. *Solar Energy*, 83(5), 679-689.
- Montes, M. R., A., Muñoz, M. y Martínez-Val, J.M. (2011). Performance analysis of an integrated solar combined cycle using direct steam generation in parabolic trough collectors. *Applied Energy*, 88(12), 3228-3238.
- Muñoz, M., Valdés, M. y Muñoz Domínguez, M. (2004). *Turbomáquinas térmicas: fundamentos del diseño termodinámico*. Publication of the E. T. S. of Industrial Engineers (in Spanish). España: Universidad Politécnica de Madrid.
- Nezammahalleh, H., Farhadi, F. y Tanhaemami, M. (2010). Conceptual design and techno-economic assessment of solar combined cycle system with DSG technology. *Solar Energy*, 8, 1696-1705.
- Price, H., Kearny, D., Zarza, E., Cohen, G., Randy, G. y Mahoney, R. (2002). Advances in parabolic trough solar power technology. *Journal of Solar Energy Engineering*, 124(2), 109-125.
- Rovira, A. (2004). Desarrollo de un modelo para la caracterización termoeconómica de ciclos combinados de turbinas de gas y de vapor en condiciones de carga variable (PHD Thesis). Madrid: UPM.

- Teets, J. y Teets, M. (2008). 150 kW Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) Power Plant. *ASME 2008 International mechanical engineering congress and exposition*, 8. Boston, Mass.
- Tiwari, G. (2002). *Solar energy, fundamentals, design, modelling and applications*. India: Alpha Science.
- Toffolo, A. y Lazzareto, A. (2002). Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal system design. *Energy*, 27, 549-567.
- Tyeagi, S. K., Wang, S., Singhal, M. K., Kaushik, S. C. y Park, S. R. (2006). Exergy analysis and parametric study of concentrating type solar collectors. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(12), 1304-1310.
- u. s. Department of Energy. Energy Efficiency & Renewable Energy (2011). *2010 Solar technologies market report*.
- Valdés, M., Durán, M. D. y Rovira, A. (2003). Thermo-economic optimization of combined cycle gas turbine using genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 23(17), 2169-2182.
- Valdés M., Rovira, A. y Durán, M. (2006). On existence of trends applicable to the thermo-economic optimization of combined cycle gas turbine power plants. *Journal of the Energy Institute*, 79(2), 110-115.
- Wagner, W. y Kretzschmar, H. (1988). International steam tables, properties of water and steam based on the industrial formulation. *IAPWS-IF97*. Springer.
- Zarza, E., Rojas, M. E., González, L., Caballero, J. M. y Rueda, F. (2006). INDITEP: the first pre-commercial DSG solar power plant. *Solar Energy*, 80(10), 1270-1276.

Anexo

Anexo.	Nomenclatura.		
	Símbolo	Significado	Unidad
	A_A	Área de apertura del colector solar	m ²
	A	Área de transferencia de calor	m ²
	DT	Diferencia terminal de temperaturas en el sobrecalentador	
	AP	Alta presión	
	BP	Baja presión	
	C	Razón de concentración	
	C	Costo	€
	c_p	Calor específico a presión constante	kJ/kg K
	C_{TOT}	Costo Total	€
	C_{kwh}	Costo de generación por kWh	€/kWh
	$Cond$	Condensador	
	$Desg$	Desgasificador	
	Ec	Economizador	
	Ev	Evaporador	
	Sc	Sobrecalentador	
	F_R	Factor de remoción de calor	
	H	Horas de operación de la planta	
	M	Flujo másico	kg/s
	PP	Pinch Point	K
	AP	Approach point	K
	T	Temperatura	K
	TV	Turbina de vapor	
	TG	Turbina de gas	
	U_L	Coefficiente global de transferencia de calor del colector	W/m ² K
	W	Potencia	MW
	\bar{W}	Potencia media anual de la planta	MW
	η	Eficiencia térmica	
	η_o	Eficiencia óptica	
Subíndices			
	i	Interior	
	a	Ambiente	