

ANÁLISIS HIDRO-TÉRMICO DEL FLUIDO DE TRABAJO DE UN CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL PARA DIFERENTES CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

M. Hongn, S. Flores Larsen, P. Dellicompagni y M. Altamirano

INENCO – Universidad Nacional de Salta – CONICET - Avda. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina
Tel. 0387-4255424 – Fax: 0387-4255389
Email: marcoshongn@gmail.com

Recibido:30-3-17; Aceptado:30-06-17.

RESUMEN.- El estudio termodinámico del fluido en el proceso de generación de vapor constituye un tópico fundamental en el diseño y construcción de un sistema Fresnel Lineal de Concentración (LFC). En este trabajo se presentan resultados simulados en cuanto a generación de potencia térmica y eficiencias térmicas para los solsticios de verano e invierno, donde las pérdidas ópticas por los extremos del absorbedor influyen de manera diferente. Para ello se empleó un modelo hidrotérmico, que considera efectos ópticos del LFC en estudio (absorbedor 20% más largo que campo reflector). De la comparación entre los distintos escenarios simulados, se obtuvo que para invierno la potencia térmica aumenta hasta 40% gracias a la prolongación del absorbedor. Para verano, la longitud extra perjudica la eficiencia del sistema, que requiere un mayor flujo másico de alimentación, por lo que se han propuesto algunas variantes para mejorar el desempeño del LFC en este caso.

Palabras clave: concentración de energía solar, Fresnel Lineal, modelo hidrotérmico.

HYDROTHERMAL ANALYSIS OF THE WORKING FLUID OF A LINEAR FRESNEL CONCENTRATOR FOR DIFERENT OPERATING CONDITIONS

ABSTRACT.- In the steam generation process the thermodynamic analysis of the fluid is a key topic in the design and construction of a Linear Fresnel Concentrator (LFC). In this work, the results about thermal power and thermal efficiencies for summer and winter solstices were presented, where optical losses for the end-effect are different. So a hydrothermal model was used and the optical effects for this LFC (absorber length 20% greater than reflector field) were considered. For the different simulated scenarios, it was obtained that thermal power increases up to 40% in winter because of the extension in absorber length. For summer, the thermal efficiency is lower due thermal losses in the unlighted section and the mass flow must be greater than winter. Thus, some variants have been proposed to improve the performance of LFC in this case.

Keywords: solar energy concentrated, linear Fresnel, hydrothermal model.

1. INTRODUCCION

Una de las opciones más interesantes para reducir el consumo de combustible fósil y la emisión de gases de efecto invernadero como el CO₂ es la generación de potencia mediante energía solar, siendo una solución efectiva los sistemas de Concentración de Potencia Solar (CSP), Weinstein et al., (2015). Los sistemas CSP representan una tecnología basada en la captura y aprovechamiento de la potencia térmica de la radiación solar mediante el empleo grandes áreas reflectoras para concentrar radiación solar en focos de apertura relativamente pequeña. La finalidad de los sistemas se resume en, por medio del calentamiento de un fluido, alcanzar temperaturas capaces de alimentar un ciclo termodinámico convencional o generar otro fluido de transferencia de calor (HTF) a alta temperatura a través de un intercambiador de calor para

llevar a cabo el ciclo de generación de electricidad. En general, existen cuatro clases de tecnologías CSP (Mills, 2004): torre central (CT), disco parabólico (PD), canal parabólico (PTC) y Fresnel lineal (LFC).

Los Concentradores Fresnel Lineal (LFC) han sido identificados en la literatura como una tecnología CSP de gran potencial, fundamentalmente en el aspecto de reducción de costos. Además son menos populares que otros CSP como los PTC por lo que han sido pobremente estudiados hasta hace unos años atrás (Abbas et al. 2012). Esta tecnología, LFC, consiste en filas de espejos semiplanos, levemente curvados en dirección transversal y montados sobre una estructura metálica de base, cercano al suelo. Este reflector primario realiza un seguimiento solar en un solo eje para reflejar radiación solar directa sobre un receptor lineal fijo a varios metros sobre el nivel de los

espejos. El fluido de trabajo, generalmente agua, es bombeado a través de los tubos del absorbedor y calentado por la energía solar concentrada hasta cambiar de fase de manera parcial o total, aumentando su entalpía.

Las ventajas del LFC hacen que resulte atractivo encarar la investigación de un desarrollo propio con materiales y tecnologías locales que pueden generar una aplicación competitiva en costos y eficiencia para la generación de vapor a partir de energía solar (Gea M. et al., 2014). Es por ello, que algunos investigadores del Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO) han estudiado y desarrollado la tecnología LFC desde el año 2007 hasta la actualidad. El último prototipo construido se encuentra en la localidad de San Carlos, Salta con un área de colección de 173 m² como puede observarse de la figura 1a. El vapor generado por el prototipo tiene diversos objetivos siendo la generación de electricidad, mediante un motor a vapor y generador eléctrico, el más importante y el que implica un desafío mayor.

La eficiencia de un LFC depende fuertemente del desempeño óptico del colector y del comportamiento termodinámico del fluido de trabajo en el absorbedor, éste último no sólo permite predecir las condiciones de trabajo del sistema, sino que además permite generar estrategias de control para evitar daños en el equipo. Algunos autores han enfocado su investigación al análisis termodinámico del fluido en sistemas LFC: Reynolds et al. (2002) acopló un modelo hidrodinámico para el Concentrador Fresnel Lineal Compacto (variación del LFC), a un modelo térmico adaptado a esta tecnología. Este mismo sistema fue estudiado por Pye et al. (2006), quienes presentaron un modelo para el circuito de vapor (estado estacionario) mediante métodos de diferencias finitas implícitas y estudiaron el flujo de dos fases incluyendo las caídas de presión por fricción en los tubos, la transferencia de calor para flujo en ebullición, el análisis térmico de la cavidad del absorbedor y la validación experimental. Sahoo et al. (2013) analizaron el comportamiento hidro-térmico del fluido para una y dos fases y validaron el modelo con un prototipo instalado en Coimbatore (India), cuya longitud de absorbedor es de 384 m. En Hongn et al., (2015) se presentó un modelo computacional que permite describir los sucesivos estados termodinámicos del fluido, a su paso por el circuito hidráulico de este LFC. Para ello, el modelo emplea rutinas de cálculo que consideran efectos particulares de esta geometría, como la interacción del fluido con secciones de absorbedor que se encuentran iluminadas y sin iluminar (procesos de ebullición y condensación, dos fases) en un receptor que tiene una longitud 20% mayor a la del campo de espejos.

En el actual trabajo se presentan algunos resultados en cuanto al comportamiento hidro-térmico del fluido, para el LFC de San Carlos, figura 1a, bajo diferentes condiciones de funcionamiento. También se presentan algunas variables de diseño y la respuesta simulada del desempeño del LFC frente a las variantes propuestas.

2. BREVE DESCRIPCIÓN DEL MODELO E IMPLEMENTACIÓN

Se planteó un modelo físico-matemático basado en los balances de masa, momento y energía, y se acoplaron las ecuaciones que describen la interacción entre el flujo y la pared interior de los tubos, en cuanto a pérdidas de carga y

flujos de calor. El modelo se escribió en Python, un software orientado a objetos, multiplataforma y de libre uso.

Se consideró un dominio unidimensional con igual sentido que el de circulación del fluido, el cual ingresa como líquido al absorbedor (región de una fase). La sección donde el vapor se encuentra saturado se denomina región de dos fases, pudiendo salir del absorbedor bajo esta condición o como vapor sobrecalentado (dependiendo de las condiciones de funcionamiento y de la radiación incidente). Las propiedades termodinámicas del fluido se incluyeron en el modelo mediante el código de acceso libre freesteam (Pye, 2010), basado en las formulaciones de la IAPWS-IF97, publicada por la Asociación Internacional para las propiedades del Agua y el Vapor (Wagner y Kruse, 1998), compatible con Python.



Fig. 1a): Concentrador Fresnel Lineal de 173 m² instalado en San Carlos, Salta

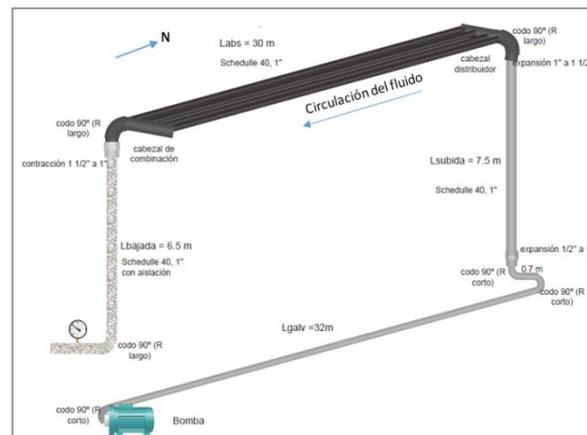


Fig. 1b) circuito hidráulico simulado.

El modelo desarrollado se basó en las siguientes consideraciones:

- Estado estacionario.
- El flujo de calor incidente es uniforme en dirección transversal a la del flujo, por lo que cada tubo del absorbedor recibe la misma cantidad de radiación.
- El flujo de calor incidente varía en la dirección longitudinal, donde hay secciones del absorbedor completamente iluminadas, semi iluminadas y sin iluminar (según aporte del área espejada en dicha sección).

- El fluido se distribuye uniformemente en los cinco tubos del absorbedor.
- Propiedades térmicas de los materiales independientes de la temperatura.
- Transferencia de calor unidimensional (dirección radial).
- La masa de los tubos se considera despreciable, sin acumulación.
- Se utiliza un modelo homogéneo para analizar flujo de dos fases.

Las ecuaciones de balance que describen el problema son del tipo ODE (Ecuaciones Diferenciales Ordinarias) no lineales de primer orden y se encuentran acopladas. La discretización de las ecuaciones para las regiones de fase simple y doble se realizó mediante el método de diferencias finitas (método de Euler). Mediante la discretización y análisis de las ecuaciones de balance de momento y energía se pueden obtener la presión y entalpía del nodo $z+1$ de la siguiente manera:

$$p_{z+1} = p_z - \frac{1}{2} \frac{f_{l,z} \dot{m}''^2}{\rho_{l,z} d_i} \delta z * \phi_{l,o,z}^2 \quad (1)$$

$$h_{z+1} = h_z + \frac{(Q''_{in,z} - Q''_{loss,z})P}{\dot{m}} \quad (2)$$

Donde \dot{m} es el flujo de masa por un tubo del absorbedor, y \dot{m}_{total} es el flujo másico total emitido por la bomba impulsora. Las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido han sido incluidas en el código de programación

$$Q''_{in} = \frac{[DNI F_{lim,esp} (\sum_{k=1}^{N_{esp}} W_{esp} F_W^{(k)} L_{esp,ef}^{(k)} \cos\theta^{(k)} \rho_{esp,\theta}^{(k)}) (\tau\alpha)]}{[N_t \pi d_o \sum_{k=1}^{N_{esp}} L_{abs,itum}^{(k)}]} \quad (3)$$

$$Q''_{loss} = U_L [T_{w,o}] (T_{w,o} - T_{amb}) \quad (4)$$

$$(Q''_{in} - Q''_{loss} [T_{w,o}])P = \frac{T_{w,o} - T_f}{\frac{1}{2\pi k_w} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_{conv} \pi d_i}} \quad (5)$$

La ec. (5) requiere un proceso iterativo donde la variable de ajuste es la temperatura de la pared externa de los tubos del absorbedor $T_{w,o}$, se considera un intervalo de tolerancia de 1×10^{-4} . Se consideran constantes los parámetros d_o y d_i (diámetros externo e interno de los tubos del absorbedor), k_w (conductividad térmica de los tubos).

Para determinar la transferencia de calor entre la pared de los tubos y el fluido se consideraron los aspectos ópticos que caracterizan la geometría particular de este sistema y que han sido desarrolladas en los trabajos previos a este, algunos mencionados con anterioridad y otros citados más adelante. La ec. (3) representa la tasa de energía que incide sobre los tubos del receptor por unidad de área de absorbedor, el flujo de calor perdido se calcula según ec. (4) y el balance entre ambos flujos de calor, la tasa de energía absorbida por el fluido (por unidad de longitud) se determina mediante ec. (5), donde T_f es la temperatura del fluido en el nodo z .

mediante la librería *freesteam*, que permite obtener las propiedades del agua y el vapor para un amplio rango de temperaturas y presiones. Esta librería incluye un algoritmo interno que permite el ingreso de pares de propiedades no correlacionadas como (p, h) , que son necesarias en esta aplicación. Todas las variables con comilla doble (") se encuentran por unidad de área transversal de tubo. El perímetro del tubo se denota con P , f_l es el factor de fricción para la fase líquida y $\phi_{l,o}^2$ es el factor multiplicador de dos fases definido como la razón entre el gradiente friccional de presión de fase doble y el de fase simple (considerando que toda la masa fluye como líquido).

El dominio espacial se dividió en segmentos de 0.1 m de longitud abarcando los 30 m de absorbedor. Segmentos de la misma magnitud se han considerado para analizar los 6.5 m del tubo de bajada del absorbedor. En el circuito previo a la entrada del absorbedor se consideraron sólo las pérdidas de carga por fricción tanto en el trayecto recto como en todos los accesorios. Una vez que el fluido ingresa al absorbedor, se consideran los mecanismos de transferencia de calor correspondientes y los efectos friccionales que provocan una disminución en la presión del fluido. El circuito hidráulico analizado mediante el modelo se representa esquemáticamente en la figura 1b.

El balance energético en cuanto a calor incidente y calor perdido por el sistema fluido – pared externa del tubo da lugar a la determinación del flujo de calor absorbido por el fluido (geometría radial) mediante las siguientes ecuaciones:

El aporte energético proviene de la irradiancia reflejada por los ocho espejos del campo reflector, $N_{esp} = 8$. Debido a la declinación estacional y la trayectoria solar aparente se produce un desplazamiento de los haces reflejados sobre el absorbedor, este efecto se encuentra contemplado en la longitud de espejo efectiva $L_{esp,ef} = f_{end} L_{abs}$. Este parámetro representa la fracción de absorbedor que permanece iluminado y puede definirse como instantáneo, diario, mensual o anual (los últimos tres en valores medios) asociado a cada espejo e incluido en el cálculo de manera individual. En Hongn et al. (2014, 2015) se ha estudiado con detalle este efecto fuertemente influyente en los prototipos de pequeña escala. Otro parámetro importante definido por los autores es la distancia desplazada (L_D) por los haces reflejados al incidir sobre el absorbedor (distancia horizontal), éste parámetro varía estacionalmente y se considera más adelante.

DNI es la irradiancia directa normal al haz. Cada espejo forma un ángulo θ con los haces incidentes, por lo que la

determinación del ángulo de incidencia se realizó dentro de un sub-módulo del programa principal que contiene los cálculos de la inclinación de cada espejo según la posición aparente solar sobre la bóveda celeste, Gea et al. (2010). El modelo incluyó valores de reflectancia de espejo variables con el ángulo de incidencia. La reflectancia espectral en función del ángulo ($\rho_{esp,\theta}$) de incidencia fue estudiada en Hongn y Flores Larsen, (2014). El coeficiente ($\tau\alpha$) representa el producto transmitancia-absortancia del sistema compuesto por la cubierta de vidrio de la cavidad y los tubos del absorbedor. El factor de limpieza del campo de espejos $F_{lim,esp}$ se definió en 0.9. Se consideró, también, un factor F_W que representa la fracción del área de colección que se encuentra sombreada por el absorbedor para un determinado momento del día. Flores Larsen et al. (2014) han estudiado las pérdidas térmicas para este absorbedor trapezoidal y determinaron que el coeficiente U_L presenta una distribución exponencial con respecto a la diferencia de temperatura ($T_{w,o} - T_{amb}$). Finalmente, W_{esp} es el ancho de cada

módulo de espejo (0.9 m), N_t es el número de tubos que componen el absorbedor ($N_t = 5$) y $L_{abs,illum}$ es la longitud de absorbedor que recibe ganancia directa por parte del reflector k -ésimo (generalmente coincide con la longitud efectiva de espejo $L_{esp,ef}$). Dos parámetros importantes son el coeficiente de transferencia de calor convectivo h_{conv} y el factor multiplicador de dos fases $\phi_{lo,z}^2$ que afecta al factor de fricción. Cuando el fluido es mezcla agua-vapor saturada (dos fases), los mismos se calculan mediante correlaciones semi-empíricas como lo indica la figura 2 dependientemente de las condiciones de flujo, detalladas en Hongn et al. (2015). En el diagrama de cálculo, expresado en la figura 2, se puede observar que el condicional principal es la fracción de vapor o calidad x , el valor de este parámetro asociado a cada nodo define si el fluido se encuentra como líquido subenfriado, mezcla o vapor sobrecalentado y el modelo ejecuta las rutinas de cálculo según el caso.

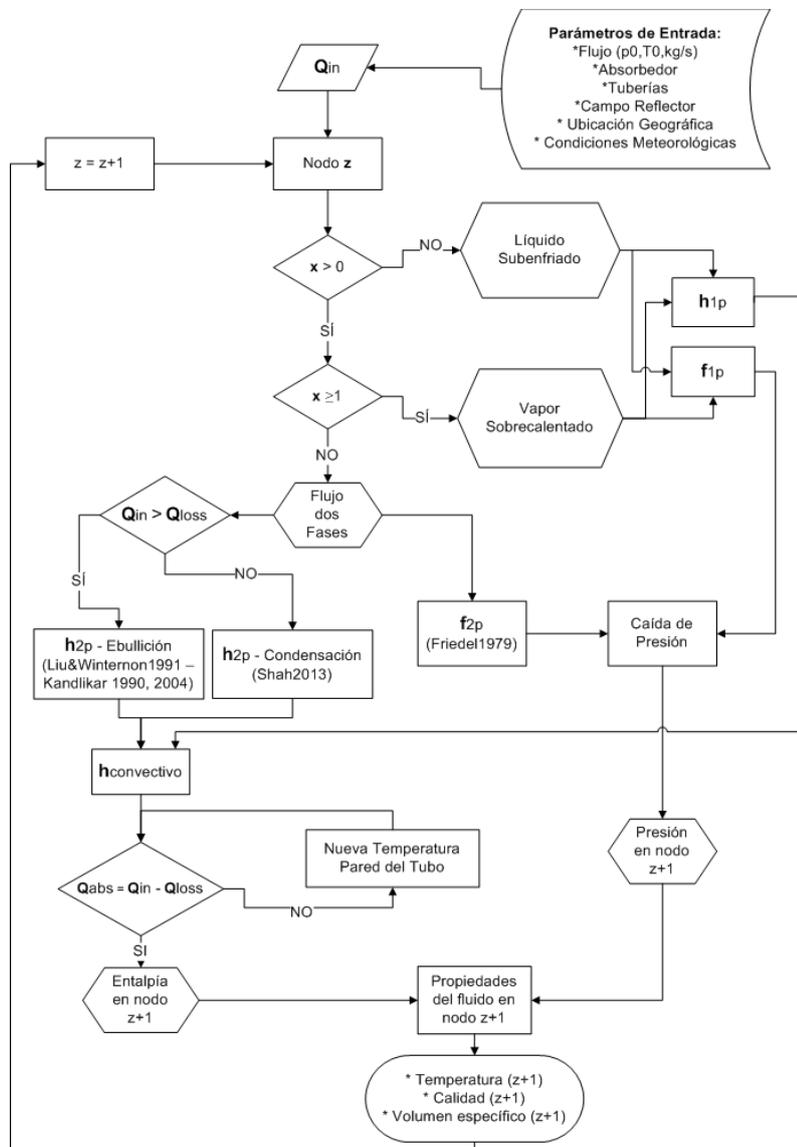


Fig. 2: Algoritmo y procedimiento de cálculo empleado por el modelo.

3. RESULTADOS SIMULADOS

3.1. Variación en el caudal de alimentación.

Se han seleccionado los días 21/06 y 21/12 para evaluar el comportamiento del equipo bajo distintas condiciones de funcionamiento y considerando algunas modificaciones. Para las simulaciones, se han utilizado datos meteorológicos medidos en el lugar durante un lapso de dos años (segunda mitad del año 2009 hasta primeros meses del año 2011). Estos datos han sido provistos por el Dr. Germán Salazar.

La figura 3 muestra la variación de la potencia térmica $P_{ter}(kW)$ con respecto a diferentes valores de \dot{m}_{total} para $DNI = 900 W/m^2$ a las 12:00 hora solar y para una presión de entrada de $8 kg/cm^2$. Las series de puntos para el 21/12

se ubican en la parte superior del gráfico, presentando mayores valores de $P_{ter}(kW)$ a pesar del cese de energía incidente sobre los tubos antes de los 25 m (Hongn et al., 2015). Para ambos días del año, los datos simulados indican que la mayor $P_{ter}(kW)$ de salida se obtiene cuando el caudal de alimentación es de 2 kg/min. Para un flujo de 1.5 kg/min la potencia térmica obtenida es levemente menor con respecto al caso anterior. De hecho, uno de los objetivos del proyecto (quizá el más importante) es derivar el vapor generado a un motor de vapor, por lo que debe considerarse, también, la fracción de vapor o calidad a la salida del circuito.

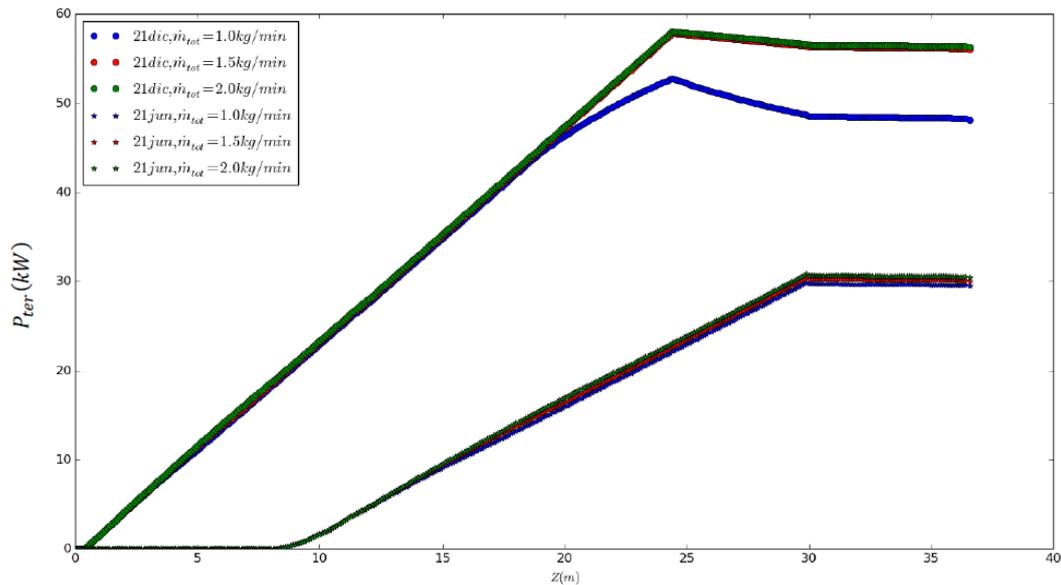


Fig. 3: $P_{ter}(kW)$ vs z para el 21/06 y 21/12, para diferentes valores \dot{m}_{total} . $DNI = 900 W/m^2$, $p_{in} = 8 kg/cm^2$, 12:00 hora solar.

En la figura 4 se muestra la variación de x en función de z para ambos días de estudio. Para el 21/06, figura 4a, se ha parametrizado para flujos de masa de 1.0 kg/min y 1.5 kg/min. Como se observa para este último caso (puntos rojos y negros) la calidad del vapor a la salida es baja y no podría ser utilizado para generación eléctrica. Para un flujo de 1 kg/min la calidad de vapor toma valores, a la salida, entre 0.5 y 0.8 dependiendo los niveles de irradiancia directa normal. No se ha representado la situación de $\dot{m}_{total} = 2 kg/min$ ya que x tiende a 0. Para el 21/12, figura 4b, la opción no considerada es la de un flujo de 1.0 kg/min ya que la potencia térmica obtenida es considerablemente menor para este caudal (ver figura 3). Se puede determinar que el flujo de trabajo más conveniente (en balance P_{ter} y x) es 1.5 kg/min para el caso de Diciembre, obteniendo una calidad superior a 0.6 para valores de DNI desde $800 W/m^2$.

En figura 5 se representó el flujo de calor absorbido por el fluido en su recorrido por el absorbedor, para diferentes condiciones de \dot{m}_{total} y DNI . En cuanto a los caudales de alimentación, se ha parametrizado en función de la época del año (21/06 o 21/12) mediante lo que se deduce de las figuras

3 y 4. Claramente se puede observar que mayor "disponibilidad" de energía (DNI) da lugar a que el fluido absorba mayor cantidad de calor, mientras que un aumento en el caudal de fluido provoca un desplazamiento de la región donde se inicia el proceso de saturación y cambio de fase. El fluido a la salida del absorbedor adquiere la misma cantidad de energía (Q''_{abs}) independientemente del caudal. Esto se observa debido a que la región de saturación se sitúa al final del trayecto (figura 5a), donde la temperatura T_f permanece constante ($T_{w,o}$ tiende a serlo también). En figura 5b, Q''_{abs} es negativo (al final del trayecto) ya que en el balance energético del fluido sólo participa Q''_{loss} mientras Q''_{in} ha sido suprimido (sin iluminación). Es importante aclarar que Q''_{abs} requiere una evaluación "acumulativa", teniendo en cuenta la energía ganada por el fluido durante todo el trayecto (esto definirá finalmente su estado termodinámico de salida).

De la figura 5, entonces, puede interpretarse la similitud en cuanto a la generación de potencia térmica para caudales de 1.5 y 2.0 kg/min en verano y 1.0 y 1.5 kg/min para invierno.

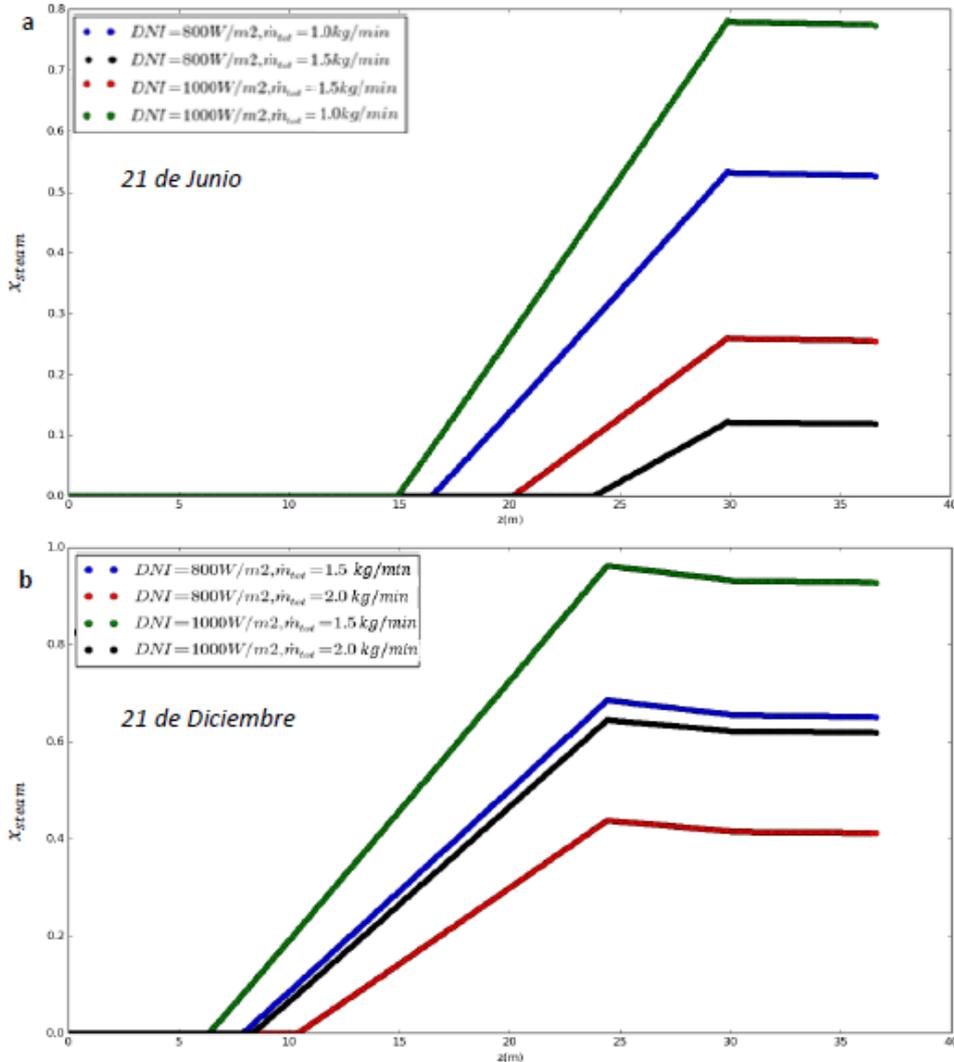


Fig. 4: Evolución de la fracción de vapor (x) con z para las 12:00 hora solar y $DNI = 800 W/m^2, 1000 W/m^2$: a) 21 de Junio ($\dot{m}_{total} = 1.0 kg/min, 1.5 kg/min$) y b) 21 de Diciembre ($\dot{m}_{total} = 1.5 kg/min, 2.0 kg/min$).

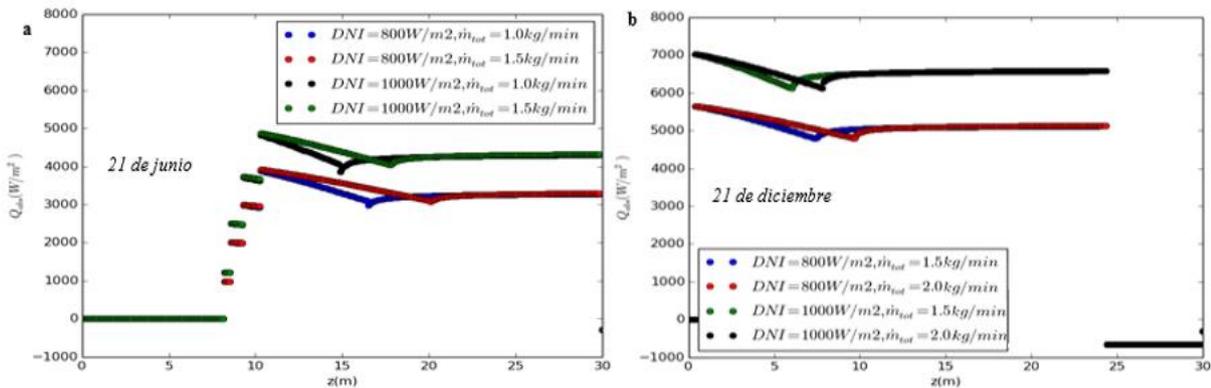


Fig. 5: Q''_{abs} vs z para 12:00 hora solar y $DNI = 800 W/m^2, 1000 W/m^2$: a) 21 de Junio ($\dot{m}_{total} = 1.0 kg/min, 1.5 kg/min$) y b) 21 de Diciembre ($\dot{m}_{total} = 1.5 kg/min, 2.0 kg/min$).

3.2. Variantes constructivas y desempeño.

Se proponen algunos escenarios para diferentes características geométricas del equipo y condiciones de trabajo. En Hongn et al. (2014) se comparó, desde el punto de vista óptico, la influencia del efecto de “desplazamiento

de los haces reflejados sobre el absorbedor” para un LFC rectangular (igual longitud de reflectores y absorbedor) y uno no rectangular (mayor longitud de absorbedor que longitud de las filas de espejos). En el presente apartado se evalúan, con una visión comparativa, algunos parámetros

asociados al funcionamiento del equipo para tres casos. Se quiere determinar el comportamiento del LFC para:

- Caso I (actual): $L_{abs} = 30$ m, $L_{esp} = 24$ m, $L_{ext} = -6$ m
- Caso II: $L_{abs} = 24$ m, $L_{esp} = 24$ m, $L_{ext} = 0$ m
- Caso III: $L_{abs} = 30$ m, $L_{esp} = 30$ m, $L_{ext} = 0$ m

La longitud L_{ext} hace referencia a la prolongación del absorbedor con respecto al campo de espejos y tiene un valor negativo debido a que dicha extensión es en dirección Sur. Mientras que L_{abs} y L_{esp} son las longitudes del

absorbedor y de las filas de espejos reflectores, respectivamente.

Se definen las eficiencias térmicas global y de absorbedor, de la siguiente manera:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{m}_{total}(h_{out} - h_{in})}{DNI \sum_1^{N_{esp}} (L_{esp} W_{esp} F_w^{(k)} \cos \theta^{(k)})} \quad (6)$$

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m}_{total}(h_{out,abs} - h_{in,abs})}{DNI F_{lim,esp} \sum_1^{N_{esp}} \rho_{esp,\theta^{(k)}} \cos \theta^{(k)} W_{esp} F_w^{(k)} L_{esp,ef}^{(k)}} \quad (7)$$

Siendo h_{out} , h_{in} las entalpías del fluido a la salida del circuito hidráulico (vapor saturado o sobrecalentado) y a la entrada del mismo (agua subenfriada), respectivamente. De la ec. (7) $h_{out,abs}$; $h_{in,abs}$ son las entalpías del fluido a la salida y entrada del absorbedor.

Día 21 de Junio.

De la figura 6, el eje principal representa los valores de $P_{ter}(kW)$ para diferentes horas (H.O.) del día 21 de Junio, mientras que la irradiancia global medida sobre superficie horizontal se representa en el eje secundario. Con respecto a la comparación entre caso I y II (barras azules y naranjas) es evidente una mejora sustancial en cuanto a la potencia térmica que se puede obtener del equipo. Se han indicado, como marcadores en la figura, el incremento de P_{ter} para el

caso actual con respecto al caso II. Así, P_{ter} ha sido incrementada entre un 22 % y un 39 % gracias a la extensión del absorbedor que permite aprovechar los haces de luz que se han desplazado varios metros en dirección Sur (Hongn et al., 2014), según lo indica la tabla 1. Contrastando el caso actual con un hipotético caso III, en este último se agregaría un módulo de reflector (de 6 m) en dirección Sur para cada fila de espejo, se determina que la prolongación del campo de espejos incrementa levemente la potencia térmica generada por el sistema. El desempeño del LFC para este último caso es muy similar al caso actual (situación I) por lo que carece de sentido la opción de prolongar el campo de espejos para esta época del año.

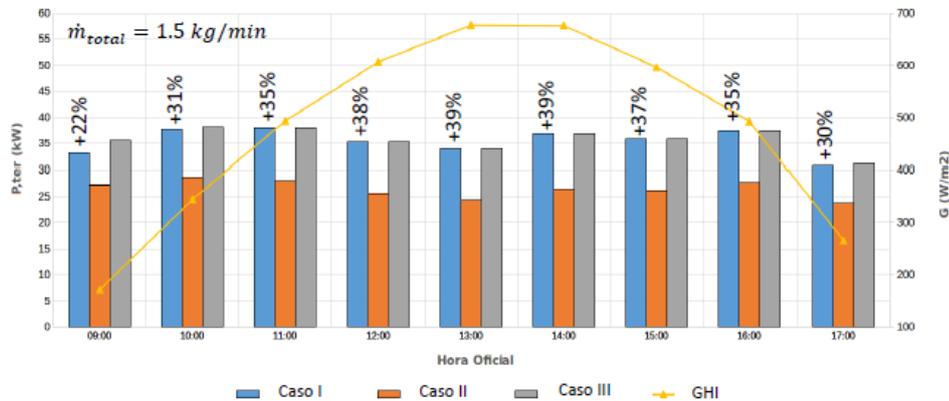


Fig. 6: $P_{ter}(kW)$ generada por el LFC para el 21 de Junio, tres casos de comparación.

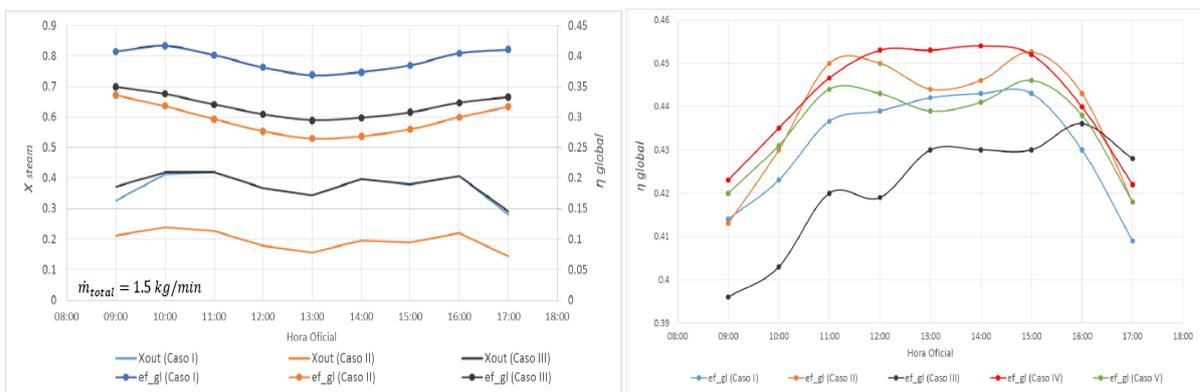


Fig. 7: a) Calidad de vapor (x) y eficiencia térmica del absorbedor (η_{abs}) para el 21 de Junio, tres casos de comparación ($\dot{m}_{total} = 1.5$ kg/min). En b) $P_{ter}(kW)$ generada por el LFC para el 21 de Diciembre, cinco casos de comparación ($\dot{m}_{total} = 1.5$ kg/min).

En la figura 7a se muestra, en conjunto, la variación de la fracción x en el vapor saturado de salida y la eficiencia térmica global para el 21/06. La tendencia observada para los tres casos propuestos responde a lo explicado en el párrafo anterior (respecto de figura 6). Para el caso I y III se obtiene vapor con menor contenido de humedad (entre 0.3 y 0.4) que en el caso II (0.24 y 0.15). Del eje secundario, η_{global} es mayor para el caso actual. En términos diarios η_{global} es 40% para el caso I, 30% para el caso II y 32% para el escenario III. Esto indica que el LFC en la condición que se encuentra actualmente “aprovecha” mayor cantidad de energía disponible.

Día 21 de Diciembre

Para esta época del año se pensó en una nueva alternativa de funcionamiento, la cual consiste en invertir el sentido de circulación del flujo dentro del absorbedor. Esto daría lugar a que el fluido ingrese por el extremo Sur del absorbedor y salga por la punta Norte. Además se considera la posibilidad de agregar un segmento de aislación térmica de 6 m sobre la prolongación del absorbedor. Se agrega al análisis entonces:

- Caso IV: $L_{abs} = 30\text{ m}, L_{esp} = 24\text{ m}, L_{ext} = -6\text{ m}$, Dirección de flujo: Sur \rightarrow Norte, sin aislación térmica en tubos del absorbedor.
- Caso V: $L_{abs} = 30\text{ m}, L_{esp} = 24\text{ m}, L_{ext} = -6\text{ m}$, Dirección de flujo: Norte \rightarrow Sur, con aislación térmica de 0.04 m en la longitud extra de absorbedor.

En la figura 8 se observa la situación análoga a lo descrito en figura 6 pero para el día 21 de Diciembre, con $P_{ter}(kW)$ del vapor a la salida del circuito (eje principal) y la irradiancia global sobre plano horizontal (eje secundario). Como se observa, ahora, el caso I es el de menor desempeño debido a que gran parte de la extensión del absorbedor se encuentra sin iluminar para esta época del año. Así, de la figura 8, los marcadores hacen referencia al incremento porcentual en P_{ter} resultante de prolongar el campo de espejos (caso III, color gris) en comparación al caso actual (situación I, color azul). Se determinó que el incremento de un módulo de 6 m de longitud para cada fila de reflectores aumentarían los valores de P_{ter} en un promedio de 22 %. Para la situación descrita como caso IV (barras color rojo), mediante la inversión del sentido de flujo, la generación de potencia térmica mejora levemente (3 % promedio). Para este caso en particular, los metros finales de absorbedor reciben Q_{in}'' , a pesar de ello no se observan cambios significativos en P_{ter} . Algo similar ocurre para el caso V (barras color verde), donde la implementación de aislación térmica incrementan en 1 % los valores de P_{ter} (con respecto al caso I). Se esperaba un mejor desempeño para los casos IV y V, con respecto al caso actual. Estas pequeñas diferencias se deben a que el estado termodinámico del fluido saturado (en la sección sin iluminar, caso I y V) disminuye moderadamente (se mantiene la presión) a pesar de las pérdidas de energía. Mientras la presión de trabajo sea mayor, las pérdidas térmicas incrementarán por estar el fluido a una mayor temperatura de saturación.

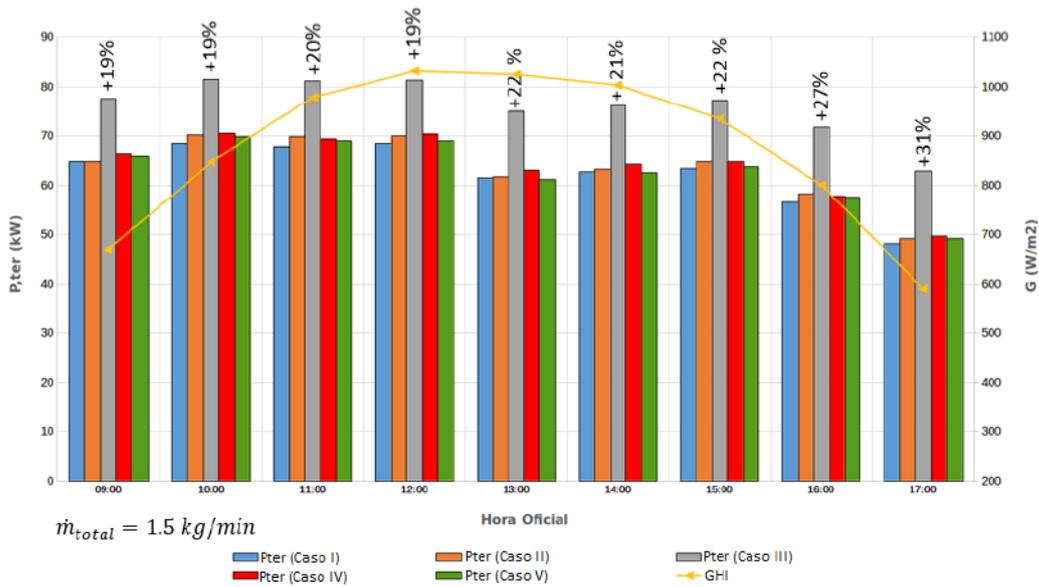


Fig. 8: Eficiencia térmica global (η_{global}), para el 21 de Diciembre (cinco casos de comparación, $\dot{m}_{total} = 1.5\text{ kg/min}$).

Se establece entonces que para esta época del año (21/12) se lograría un importante aumento en la potencia térmica generada a través de la prolongación de los reflectores (en dirección Sur), como era de esperarse. Aquí, el efecto de L_D perjudica el desempeño del LFC en sistemas no rectangulares. En la tabla 1 se indican los valores promedios de L_D para los días de análisis.

De figura 7b se observan las eficiencias η_{global} para los cinco casos expuestos. Las máximas eficiencias se obtienen para el caso IV debido al mayor aprovechamiento de la energía solar disponible, que con al respecto al caso II, la longitud iluminada de absorbedor es mayor para la misma

área de colección (caso IV aprovecha los desplazamientos de los haces reflejados en dirección Sur, esto es $L_D < 0\text{ m}$). La eficiencia global promedio para el caso IV es de 0.442, mientras que para el caso II es de 0.439. Al mantener las condiciones de flujo ($\dot{m}_{total} = 1.5\text{ kg/min}$) para un campo reflector de mayor longitud (filas de espejos de 30 m, caso III) la eficiencia global del sistema cae con respecto a las demás configuraciones, esto porque se tiene una mayor longitud de absorbedor con vapor sobrecalentado (incrementando las pérdidas térmicas hacia el ambiente). De esta manera, un LFC rectangular de 30 m debe ser alimentado con un caudal de agua mayor en los meses de verano para mejorar el aprovechamiento de la energía solar

concentrada. Obsérvese que para las 17 h, η_{global} para el caso III es mayor que las demás (0.43) debido a que a la salida del absorbedor se obtiene vapor saturado ($T_f = 170.6\text{ }^\circ\text{C}$).

La eficiencia η_{global} obtenida para el caso actual de estudio puede incrementarse, en promedio, un 2 % mediante la implementación de aislación térmica (0.04 m) en los 6 m finales de absorbedor. Esta leve mejora se traduce en 560 W de potencia térmica extra por parte del vapor a la salida del sistema. Para las horas cercanas al mediodía solar, debido al desplazamiento de los haces en dirección Sur (sobre el

absorbedor) el caso I presenta η_{global} levemente mayor que para el caso V (no aprovecha la incidencia de energía reflejada proveniente de los últimos 0.3 m, aproximadamente, de cada fila de espejo).

Finalmente, se ha comparado el desempeño térmico del LFC para el caso actual junto con los dos últimos casos descritos en esta sección (caso IV y V) para un flujo de masa menor (obteniendo vapor sobrecalentado al final del absorbedor). Estas modificaciones son la de mayor posibilidad de ejecución inmediata.

Tabla 1: Parámetros de entrada al modelo para el 21/06 y 21/12.

Hora	21-jun				21-dic			
	Gglobal(W/m2)	DNI (W/m2)	Tamb(°C)	L_D,prom	Gglobal(W/m2)	DNI (W/m2)	Tamb(°C)	L_D,prom
09:00	172	716	13	-4.71	669	965	27	1.5
10:00	345	835	20.1	-5.95	847	980	28.3	0.79
11:00	493	874	23.5	-7.21	978	1060	29.5	0.24
12:00	606	906	2.1	-8.31	1025	1090	31	-0.14
13:00	677	939	27.7	-8.96	1032	1100	32.1	-0.32
14:00	676	945	29.4	-8.89	1003	943	33.1	-0.29
15:00	596	910	29.8	-8.15	934	934	35	-0.05
16:00	492	854	28.3	-6.99	800	904	33.6	0.38
17:00	266	694	26.3	-5.73	590	806	32.4	0.98

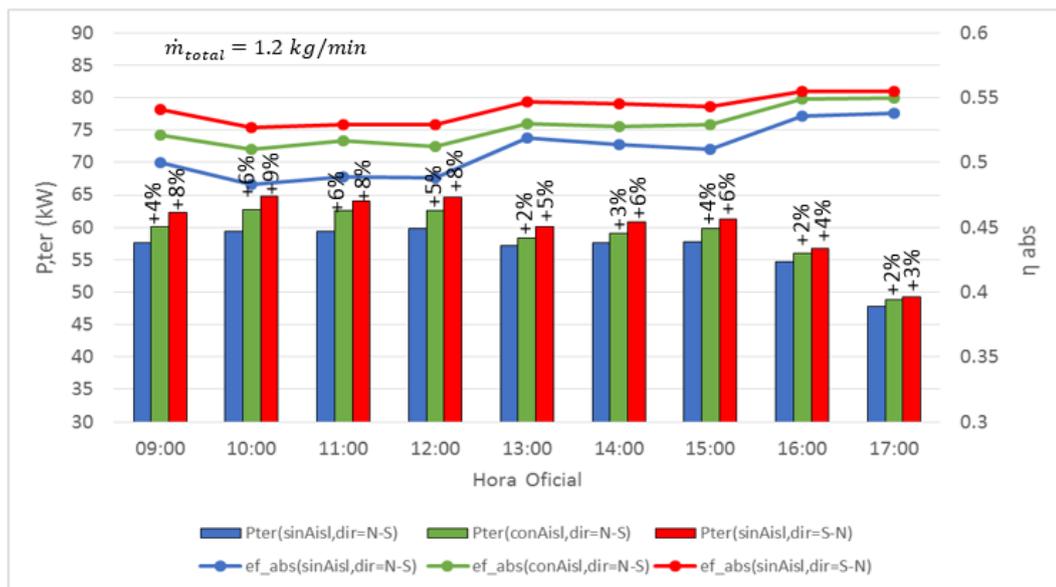


Figura 9: P_{ter} (kW) generada por el LFC y η_{abs} para el 21 de Diciembre (tres casos de comparación, $\dot{m}_{total} = 1.2\text{ kg/min}$).

Las dos situaciones de mejora propuestas, como lo son la inclusión de aislación en la longitud extra de absorbedor o la inversión en el sentido de circulación de flujo (Sur a Norte) se representan en la figura 9 mediante los valores de P_{ter} (eje principal) y η_{abs} (eje secundario), para un flujo de masa de 1.2 kg/min que es cercano al mínimo caudal requerido por el motor a vapor. Se simuló estos resultados para un flujo másico menor que el de la situación descrita en figura 9, esto para determinar el efecto de las variantes cuando el vapor logra alcanzar el estado de sobrecalentamiento dentro del absorbedor.

y V con respecto al caso actual. En promedio P_{ter} incrementa un 6.4 % para IV y un 3.7 % para V. Sobre el eje secundario de la figura 9 se encuentra η_{abs} en función de la hora (H.O.). De aquí puede determinarse la cercanía entre los valores de eficiencia de absorbedor (cavidad absorbedora) para los casos modificados que se han propuesto, η_{abs} varía entre 0.527 y 0.555 (η_{global} entre 0.397 y 0.433) para el escenario IV y entre 0.510 y 0.549 (η_{global} entre 0.383 y 0.426) para el escenario V. Para el caso actual $0.483 \leq \eta_{abs} \leq 0.538$, mientras que $0.367 \leq \eta_{global} \leq 0.411$.

En figura 9 se han incluido marcadores para indicar el incremento en la potencia térmica generada para el caso IV

Para los tres casos el vapor a la salida se encuentra sobrecalentado, la figura 10 indica como es la variación en los perfiles longitudinales de temperatura del fluido con z . La condición de salida del vapor para el caso IV (línea

verde) explica los mayores valores de eficiencia y potencia térmica obtenidos. Puede observarse que la caída de temperatura no es excesiva en el caso I comparado al caso V (curva roja comparada con azul).

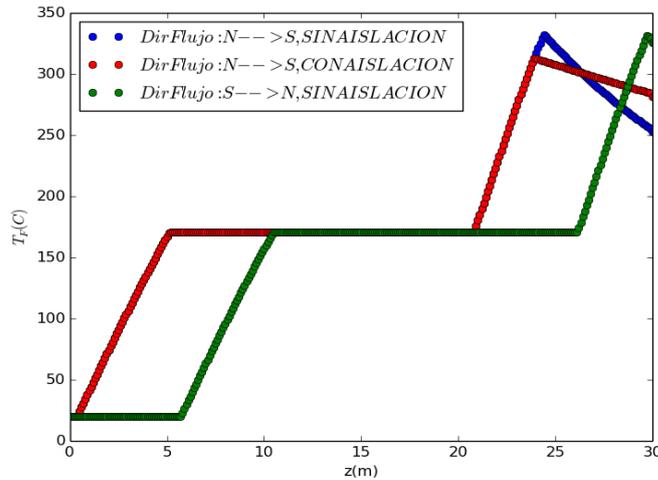


Fig. 10: Perfil de temperatura T_f para el 21/12 al medio día solar ($\dot{m}_{total} = 1.2 \text{ kg/min}$), tres casos de funcionamiento: caso actual (azul), longitud extra de absorbedor aislada térmicamente (roja) y cambio en dirección de flujo sin aislación (verde).

4. CONCLUSIONES

En la presente investigación se analizó el funcionamiento hidro-térmico de un sistema LFC bajo diferentes condiciones de operación. Considerando que el vapor de salida puede ser empleado (como uno de los objetivos) en la generación eléctrica a través de un motor de vapor, debe tenerse en cuenta el caudal de alimentación requerido por esta máquina térmica así también como los parámetros termodinámicos del fluido de trabajo. Se determinó que el flujo de masa debe ser variable según el día del año, así para los días de invierno el sistema puede ser alimentado por un caudal entre 1 kg/min y 1.5 kg/min, mientras que para verano el flujo se puede aumentar a 1.5 kg/min – 2 kg/min. Lo más conveniente es la aplicación de técnicas de control para un control variable del flujo de alimentación, mediante el monitoreo de los parámetros meteorológicos.

El efecto óptico asociado al desplazamiento de los haces reflejados sobre el absorbedor es muy importante de considerar. La geometría no rectangular del LFC en la actualidad (longitud de absorbedor 20% que longitud del campo de espejos) favorece considerablemente el desempeño del equipo en los meses de invierno, incrementando hasta 40% la potencia térmica generada con respecto a la situación de un LFC rectangular de 24 metros. Esta prolongación en el absorbedor (en dirección Sur) perjudica levemente el funcionamiento del LFC en los meses de verano. Mientras mayor sea el caudal de trabajo, la sección no iluminada del final presenta menor pérdidas de energía.

La eficiencia térmica del sistema es mayor en la medida en que el flujo de alimentación sea el máximo para que el estado del vapor a la salida del circuito sea el de saturación (con valores de calidad cercanos a la unidad).

En cuanto a las posibles estrategias de mejora para el sistema, se recomienda la implementación de aislación térmica segmentada en dos o tres secciones para formar un

total de 6 metros, la segmentación (por ejemplo dos módulos de aislación térmica de 3 m) permitirá disminuir las pérdidas térmicas los últimos metros sin iluminación en el resto de los meses como Febrero-Marzo-Abril, Agosto-Septiembre-Octubre cuya sección a aislar es menor a 6 metros. En cuanto a la opción de invertir el sentido de circulación del flujo en el absorbedor (incrementando hasta 9% la potencia térmica del vapor a la salida) implica modificaciones en el circuito hidráulico y un trayecto de 32 metros desde la punta Norte hasta la toma de vapor de los dispositivos que hacen uso del mismo, traducido en pérdidas de energía considerables por lo que es menos conveniente que la implementación de aislación térmica.

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo fue parcialmente financiado por el proyecto CIUNSa N° 2448.

REFERENCIAS

- Abbas R., Muñoz J., Martínez-Val J.M., (2012). Steady-state thermal analysis of an innovative receiver for linear Fresnel reflectors. *Applied Energy* **92**, 503–515.
- Flores-Larsen S., Altamirano M., Hernández A., (2012). Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator, *Renew. Energy*, **39**, 198e206.
- Friedel L., (1979). Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. Presented at the European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.
- Gea M., (2014). Reflector Lineal Tipo Fresnel para la Generación Directa de Vapor de Agua. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Hongn M., Flores Larsen S., Altamirano M., Gea M., Bárcena H. (2014). Longitud no iluminada de absorbedor en un reflector Fresnel lineal en San Carlos,

- Salta. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, **18**, 08.19-08.26.
- Hongn M., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Hoyos D., Fernández C., Suligoy H., Bárcena H., Gea M., Saravia L. (2015). Simulación del comportamiento hidrotérmico del fluido de trabajo en un concentrador Fresnel lineal. *Energías Renovables y Medio Ambiente*, **36**, 01-10.
- Hongn M., Flores Larsen S., Gea M., Altamirano M. (2015). Least square based method for the estimation of the optical end loss of linear Fresnel concentrators. *Solar Energy*, **111**, 264 -276.
- Kandlikar S. G., (1990). A General Correlation for Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes. *J. Heat Transfer*, **102**, 219-228.
- Kandlikar S.G. y Balasubramanian P., (2004). An Extension of the Flow Boiling Correlation to Transition, Laminar, and Deep Laminar Flows in Minichannels and Microchannels. *Heat Transfer Engineering*, **25**(3):86-93.
- Liu Z. y Winterton R., (1991). A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, **34**, 11, 2759-2766.
- Gea M., Saravia L., Altamirano M., Placco C., Bárcena H. y Hongn M. (2010). Aspectos óptico geométricos de un concentrador solar Fresnel lineal para aplicaciones térmicas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, **14**, 03.215-03.222.
- Mills D. (2004). Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy*, **76** (1-3): 19-31.
- Pye, J. (2010). Freesteam. Dirección Web: <http://freesteam.sourceforge.net/>
- Pye, J., Morrison, G., Behnia, M. (2006). Pressure drops for direct steam generation in line-focus solar thermal systems. ANZSES Solar. Canberra, Australia.
- Reynolds, D. J., Behnia, M., Morrison, G. L. (2002). A hydrodynamic model for line-focus direct steam generation solar collector. ANZSES Solar. Newcastle, Australia.
- Sahoo, S., Singh, S., Banerjee, R. (2013). Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used in Linear Fresnel Reflector solar thermal system. *Solar Energy*, **87**, 84-95.
- Shah M. M., (2013). General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification. *ASHRAE Transactions*, **119**(2), DE-13-001, 9 pages.
- Wagner W, Kruse A. (1998). Properties of water and steam IAPWSIF97. Berlin: Springer-Verlag.
- Weinstein L.A., Loomis J., Bhatia B., Bierman D. M., Wang E.N., Chen G., (2015). Concentrating solar power. *Chem. Rev.* 115 12797e12838.