

Diseño de un Concentrador Solar Acoplado a un Motor Stirling Fijo

José E. Ruelas Ruiz^a, Nicolás Velázquez Limón^b, Ricardo Beltrán Chacón^c

Centro de Estudio de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería, UABC
Blvd. Benito Juárez y Calle de la Normal s/n, CP 2128, Mexicali Baja California
^ajose.ruelas@uabc.edu.mx, ^bnicolas.velazquez@uabc.edu.mx, ^crichi_beltran@yahoo.com

Resumen

En el presente trabajo se desarrolla y aplica un nuevo modelo geométrico de un concentrador solar de foco fijo (CSFF) en coordenadas cartesianas, al cual se le incorpora el modelo térmico de un receptor de cavidad para determinar las dimensiones de diseño del CSFF, con el propósito de satisfacer la demanda de energía térmica de un motor Stirling de 3 kWe. La validación del modelo propuesto se realiza a partir de resultados experimentales, utilizando la información reportada sobre el concentrador WGA500 y receptor del sistema CNRS-PROMES. Los resultados del estudio paramétrico proporcionan las dimensiones de diseño del CSFF, que de manera semejante al concentrador de disco parabólico, la mayor concentración se obtiene con un ángulo de borde de 45° , pero con la diferencia de que el receptor de cavidad se encuentra con una inclinación 80.7° en posición fija, obteniéndose una eficiencia térmica de dicho receptor del 88%. El modelo matemático y metodología propuesta pueden ser utilizados para diseñar CSFF acoplados a receptores de cavidad para aplicaciones distintas al motor Stirling, solo ajustando los parámetros de diseño y condiciones de operación según los requerimientos de la nueva aplicación.

Abstract

In this paper develops and applies a new geometrical model of a fixed-focus solar concentrator (CSFF) in Cartesian coordinates, which incorporates the thermal model of a cavity receiver to determine the design parameters of CSFF needed to satisfy the thermal energy demand of a 3-kWe Stirling engine. The numerical validation of the proposed model is made from experimental results reported concentrator WGA500 and receiver system PROMES CNRS. The numerical results providing the dimensions of CSFF, which similarly to the parabolic dish, the highest concentration was obtained with edge angle 45° but with the difference that the receiver operates with in fixed position and receptor efficiency of 88%. The proposed model and methodology can be used for sizing CSFF coupled receptors open cavity according to the heat and temperature requirements of the application.

Palabras clave:

Energía solar, diseño, concentrador solar, motor Stirling

Keywords:

Solar energy, Design, solar concentrator, Stirling engine

NOMENCLATURA

A	Área, m^2
a	Variable del segmento de distribución normal
b	Constante de aproximación a distribución normal
f	Distancia focal, m
d	Diámetro, m
Em	Emisividad
Esp	Espaciamiento, m
Gr	Número de Grashof
I_d	Radiación solar directa, W/m^2
k	Conductividad térmica, $W/m^2 \cdot K$
L	Longitud, m
n	Número de segmento de reflector
N	Dispersión de la imagen solar en el punto focal
Nu	Número de Nusselt
p	Distancia del borde al punto focal, m
Q	Calor, W/m^2
r	Radio, m
R	Radio de la imagen solar

T	Temperatura, K
t	Variable de aproximación a distribución normal
w	Ancho de la imagen focal, m

Símbolos griegos

α_{eff}	Absorbancia efectiva de la cavidad
ε	Ángulo subtendido del sol, mrad
σ	Desviación Standard del error, mrad
ρ	Eficiencia
η	Reflectancia de la superficie
φ	Factor de intercepción
θ	Ángulo de inclinación de la cavidad, rad
v	Velocidad del viento, m/s
ψ	Ángulo de borde, rad

Subíndices

abs	Absorbedor
ap	Apertura

cond	Conducción
conv	Convección
cav	Cavidad
ext	Exterior
in	Interior
rad	Radiación
ref	Reflejado
rec	Receptor
tub	Tubo

Introducción

En la generación de electricidad empleando energía solar térmica, se ha recurrido a la incorporación de tecnologías de concentración solar como: heliostatos, canal parabólico, Fresnel y disco parabólico, donde este último se acopla a un motor Stirling (Winter, Sizmann y Vant-Hull). La tecnología de disco parabólico/motor Stirling presenta problemas de sombreado del reflector, disminución de área de reflector, pérdidas de convección variables provocando una disminución en la eficiencia de conversión de la energía solar a eléctrica, por el hecho de tener el motor Stirling en el punto focal del disco parabólico y moverse en forma conjunta siguiendo las trayectorias aparentes del sol, M. Prakash, S.B. Kedare y J.K. Nayak. De acuerdo con Winter, Sizmann y Vant-Hull; M. Prakash, S.B. Kedare y J.K. Nayak el emplear un concentrador solar cuyo receptor de cavidad se encuentre fijo y además orientado hacia abajo, puede contribuir a la reducción de la problemática, para ello se requiere diseñar un CSFF que proporcione la energía térmica requerida por el motor Stirling.

Uno de los primeros esfuerzos en el desarrollo de CSFF, es el caso del concentrador Scheffler, el cual se ideó para que las cocinas solares estuvieran fijas y en el interior de la vivienda, A. Munir, O. Hensel y W. Scheffler, aunque también se le ha dado otras aplicaciones como: extractor de aceite, Munir A and Hensel O, destilador, Chandak A. y Somani S. y esterilizador Michael Tyroller. Ruelas J., Velázquez N. y Beltrán R. definieron las características geométricas ideales del CSFF, por medio de un estudio de imagen solar con la técnica de trazado de rayos, sin considerar los aspectos térmicos del concentrador.

Con la finalidad de optimizar el diseño de los sistemas de concentración solar, se han desarrollado diferentes modelos empleando diversas herramientas matemáticas y de software. El modelo matemático propuesto por Harris J. y Lenz T. analiza el comportamiento operativo de un concentrador de disco parabólico, empleando el factor de vista para estimar la cantidad de radiación captada en diferentes tipos de receptores de cavidad (cilíndricas, cónicas, elípticas y esféricas). Shuai Y., Xia L. y Tan G. *et al* emplean el método de Monte-Carlo para determinar el desempeño del concentrador de disco parabólico con diversas geometrías de receptor. Kumar N. y Reddy K. presentan la aplicación del software CFD (computational fluid dynamics) para determinar las dimensiones óptimas del área de apertura de una cavidad abierta esférica acoplada a un disco parabólico, tomando como criterio principal el mínimo de pérdidas por convección. Costea M., Petrescu S. y Harman

C. *et al* presentan un estudio bajo la primera y segunda ley de la termodinámica que permite determinar el desempeño del acoplamiento solar entre un concentrador de disco parabólico y un motor Stirling. Nepveu F., Ferriere A. y Bataille F. *et al* propusieron un modelo matemático para el concentrador Eurodisch acoplado a un motor Stirling de 10 kW. T. Krishnaiah, S. Srinivasa Rao, K. Madhumurthy y K.S. Reddy presentan un modelo matemático y realizan un estudio paramétrico de un concentrador de disco parabólico acoplado a un motor Stirling tipo gama. P. Fraser plantea un modelo para estimar el desempeño operativo de un motor Stirling tipo alfa acoplado a un concentrador de disco parabólico, en los últimos cuatro modelos mencionados anteriormente, se estima la energía que entra al receptor empleando la ecuación propuesta por Duffie J. A. y Beckman W., esta ecuación establece que la energía concentrada en un receptor de cavidad es directamente proporcional a la radiación directa, al área de apertura del reflector, a la reflectividad y al factor de intercepción. En el modelo propuesto por Stine W. B. y Harrigan R W., retoman la ecuación propuesta por Duffie J. A. y Beckman W. e incorpora el efecto de variar el diámetro de apertura del receptor en función del ángulo de borde y la altura del punto focal del reflector, considerando los errores del sistema de concentración en el factor de intercepción, este último concepto es particularmente útil para establecer las dimensiones del concentrador y su acoplamiento con el receptor de cavidad, debido a que reduciendo el diámetro de apertura del receptor, se tienen 2 efectos encontrados, por un lado se disminuye la cantidad de radiación captada y por otro lado se tienen menores pérdidas térmicas, por lo que se hace necesario encontrar un punto de equilibrio que proporcione la máxima eficiencia del sistema. Se han desarrollado diferentes modelos para estimar la energía interceptada por un receptor, Jaffe Leonard D. presenta un modelo que involucra los aspectos ópticos y térmicos para optimizar el acoplamiento del disco parabólico y receptor de cavidad de manera experimental. Romero V. J., determina la energía interceptada por un receptor, debida a segmentos circulares o rectangulares del disco parabólico, involucrando los aspectos ópticos del concentrador para el desarrollo de un software del laboratorio Sandia. P. Fraser en un estudio comparativo establece el modelo más adecuado para estimar la energía interceptada por un receptor de cavidad de un motor Stirling de 10 kW acoplado a un disco parabólico.

Debido a que ninguno de los estudios realizados anteriormente pueden ser aplicados directamente en el diseño de un CSFF, ya que es necesario incorporar el modelo geométrico de dicho concentrador, en la presente investigación se propone un modelo matemático y una metodología para el diseño de un CSFF acoplado a un receptor de cavidad de un motor Stirling de 3kW, donde la metodología pueda ser extrapolada a otro tipo de aplicación del CSFF.

Descripción del Sistema

El CSFF propuesto es mostrado en la figura 1, corresponde a una pequeña sección lateral de una parábola, que dirige

la radiación solar a un punto focal fijo donde se encuentra instalado un motor Stirling, dicho motor está sujeto por medio de una estructura. Para mantener la radiación solar en el punto focal fijo, se emplea un sistema de seguimiento en 2 ejes, que consta de dos mecanismo, uno de seguimiento diario, el cual desplaza el reflector sobre un soporte móvil de manera proporcional a la declinación solar y el otro de seguimiento horario, que proporciona la rotación del reflector de forma sincronizada con el movimiento del sol durante el día. Estos movimientos del reflector permiten concentrar la radiación solar en una cavidad receptora donde se calienta un gas (helio, hidrógeno o aire) a una temperatura de alrededor de 700° C., Finkelstein T. y Organ A. J., posteriormente mediante el motor Stirling se realiza la conversión de energía térmica a energía eléctrica. Los valores de los parámetros de diseño para el caso de estudio son mostrados en sección de metodología de diseño y las dimensiones resultantes de aplicar el modelo matemático y metodología son mostrados en la sección de resultados.

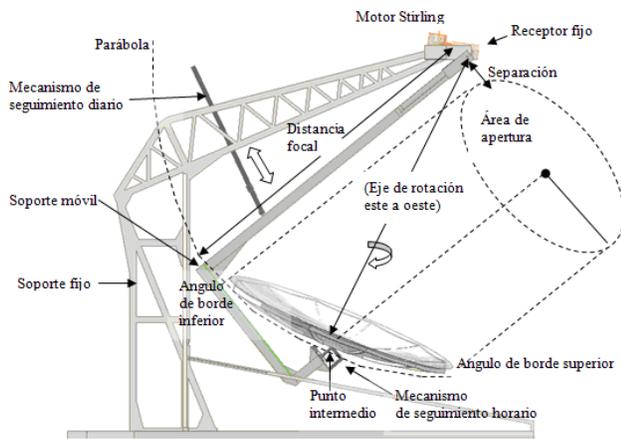


Figura 1. Esquemas del CSFF.

Modelado Matemático

En ésta sección se desarrolla el modelo matemático del CSFF, en el cual primeramente se obtiene el modelo óptico-geométrico por medio de la estimación analítica del factor de intercepción y posteriormente se describe el modelo térmico de un receptor cilíndrico de cavidad abierta. Para ello se emplean las siguientes consideraciones: la distribución de la imagen solar en el punto focal corresponde a una distribución normal, la temperatura en el interior de la cavidad receptora es homogénea, el modelo se desarrolla bajo las mismas condiciones que las correlaciones empleadas, el análisis de transferencia de calor se realiza en estado estable y de manera unidimensional. El planteamiento del modelo inicia utilizando la ecuación 1 descrita por Duffie J. A. y Beckman W. , con la cual se estima la cantidad de energía captada por un receptor de cavidad.

$$Q_{cav} = I_d \cdot A_{ap} \cdot \rho \cdot \varphi \tag{1}$$

La utilidad de emplear la ecuación 1 es que permite estimar las dimensiones geométricas del reflector y todas las variables son datos conocidos, excepto el factor de intercepción de un CSFF, para lo cual es necesario desarrollar la ecuación 2, Stine W. B. y Harrigan R. W. En esta ecuación el denominador co-

rresponde a la energía total que incide en el reflector, la cual es proporcional al valor de la radiación directa multiplicada por el área de apertura. Sin embargo para determinar la energía interceptada (numerador ecuación 2), es necesario resolver la integral aplicando las consideraciones geométricas y ópticas del CSFF.

$$\varphi = \frac{\int_{-n}^{+n} I(a) da}{\int_{-\alpha}^{\alpha} I(a) da} \tag{2}$$

Modelo geométrico

El modelo geométrico del CSFF corresponde a la intercepción de la proyección de una sección circular del área de apertura de la parábola de origen, como se muestra en la figura 2, para ello es necesario especificar: la altura de la parábola (f), la coordenada en el (eje y) del centro del área apertura circular (y_{int}) y su radio (r). En éste modelo se puede mover el punto de intercepción (y_{int}) a lo largo del (eje y), de tal manera que puede ser aplicado en concentradores de disco parabólico, desplazando el punto de intersección al origen es decir (y_{int}=0). De acuerdo con la figura 2, el modelo se resuelve desarrollando una integral de superficie, Ayres F. J., que corresponde a la suma de segmentos geométricos del CSFF para el total de área del reflector de acuerdo con la ecuación 3.

$$\int_{-n}^{+n} I(a) da = \iint_{n(R)} I(a) \sqrt{1 + \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)^2} dx dy \tag{3}$$

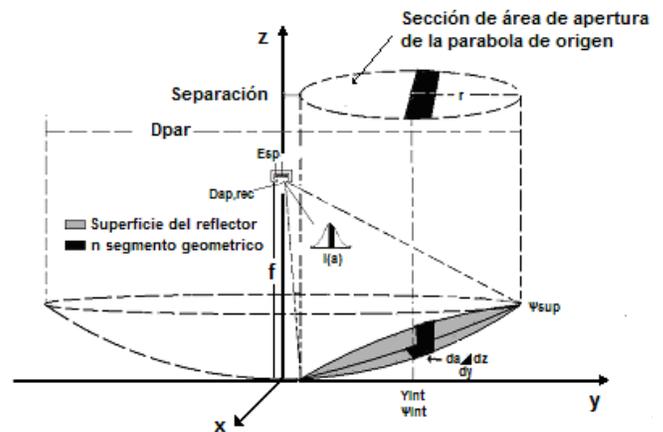


Figura 2. Esquema de la proyección de la sección área de apertura sobre la parábola que da origen al CSFF.

La superficie del reflector corresponde a dos sólidos que se interceptan: una parábola, ecuación 4 y un cilindro empleado como límite de la intercepción ecuación 5.

$$z = \frac{x^2}{4f} + \frac{y^2}{4f} \tag{4}$$

$$(x-0)^2 + (y-y_{int})^2 = r^2 \tag{5}$$

El modelo geométrico queda planteado matemáticamente con la ecuación 6, faltando desarrollar la función I(a), correspondiente al modelo óptico.

$$\int_{-n(y)}^{+n(y)} I(a) da = \sum_{y_{int}-r}^{y_{int}+r} I(a) \sqrt{k_1 y + k_2 \sqrt{r^2 y + 2y_{int} y - y_{int}^2 - r^2 y_{int} - y^2}} \quad (6)$$

Donde: k_1 y k_2 son constantes obtenidas de las características geométricas de la parábola de origen del reflector y la sección de área de apertura de la parábola.

Modelo óptico

Se incorpora el modelo óptico de Stine. W. B. y Harrigan R. W. en coordenadas cartesianas al modelo del CSFF, sustituyendo la variable diámetro de apertura del receptor de cavidad (d_{ap}), en función del radio de la imagen solar (ΔR) y este a su vez en función de la relación geométrica de la imagen solar en el punto focal respecto al eje y .

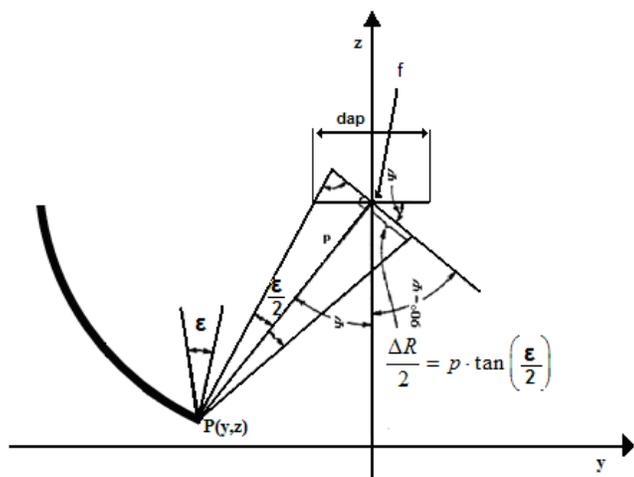


Figura 3. Esquema de la imagen solar en el plano focal del CSFF.

Con la ecuación 7 se representan los aspectos trigonométricos y ópticos de la dispersión de la imagen solar reflejada en el punto focal "N(y)", involucrando aspectos de operación de los componentes del concentrador, como precisión del sistema de seguimiento, error especular, alineación, tamaño de la imagen, estabilidad estructural, Stine W. B. y Harrigan R. W.

$$N(y) = \frac{2}{\sigma_{total}} \tan^{-1} \left(\frac{d_{ap} \cos \psi}{2p} \right) \quad (7)$$

Donde: $p = \sqrt{y^2 + (f-z)^2}$: es la distancia desde el borde del reflector a el punto focal.

$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{y}{f-z} \right)$: es el ángulo de borde del reflector en el plano focal.

$z = \frac{y^2}{4(f)}$: es coordenada del eje Z.

$$\sigma_{total} = \sqrt{2\sigma_{estructura}^2 + \sigma_{sensor}^2 + \sigma_{mecanismo}^2 + \sigma_{alineación}^2 + 2\sigma_{especular}^2 + \sigma_{sol}^2}$$

es la desviación estándar de los errores de concentración Stine W. B. y Harrigan R. W.

La distribución normal de la radiación en el punto focal ecuación 8, está dada por Abramowitz y Stegun. En el modelo del CSFF se considera el error residual máximo (res) en la aproximación del polinomio $I(a)$ para una función continua $z(x)$, mediante el polinomio formado por las constantes (b_1, b_2, b_3, b_4, b_5) y la variable de correlación (t).

$$I(a) = \left(1 - \frac{2}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{N(y)^2}{2}} (b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + b_4 t^4 + b_5 t^5) + 2res \right) \quad (8)$$

Finalmente el factor de intercepción para un CSFF está dado por:

$$\varphi = \frac{\sum_{y_{int}-r}^{y_{int}+r} I_d \left(1 - \frac{2}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{N(y)^2}{2}} (b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + b_4 t^4 + b_5 t^5) + 2res \right) \left(\sqrt{k_1 y + k_2 \sqrt{r^2 y + 2y_{int} y - y_{int}^2 - r^2 y_{int} - y^2}} \right)}{I_d(\pi r^2)} \quad (9)$$

El factor de intercepción para un concentrador de disco parabólico en coordenadas cartesianas ecuación 10, se obtiene a partir de la ecuación 9, ajustando el centro del área de apertura del reflector al valor del origen ($y_{int}=0$).

$$\varphi = \frac{\sum_0^{y_{int}+r} I_d \left(1 - \frac{2}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{N(y)^2}{2}} (b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + b_4 t^4 + b_5 t^5) + 2res \right) \left(\sqrt{k_1 y + k_2 \sqrt{r^2 y + 2y_{int} y - y_{int}^2 - r^2 y_{int} - y^2}} \right)}{I_d(\pi r^2)} \quad (10)$$

Modelo térmico

El modelo del receptor fue planteado recientemente por Fraser [14], éste modelo se obtiene del análisis térmico de un receptor de cavidad circular con absorbedor plano y aislante térmico en las paredes. En este modelo el receptor toma la energía proveniente del reflector y después de ser afectada por las pérdidas térmicas, es transferida a un fluido de trabajo del motor Stirling mediante un absorbedor plano de tubos cilíndricos, como se muestra en la figura 4.

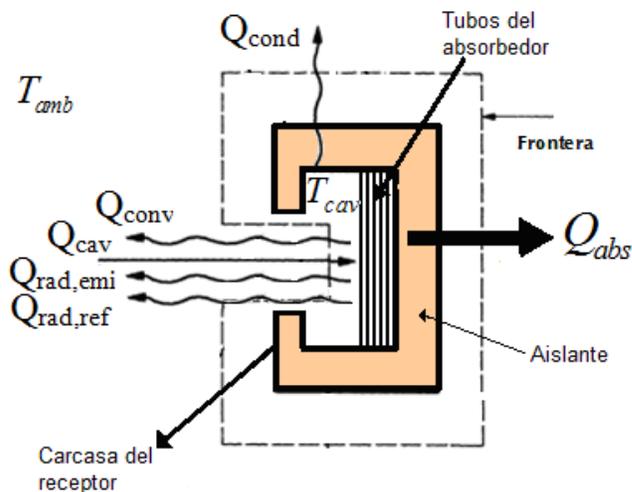


Figura 4. Esquema del modelo físico del receptor de cavidad.

Para obtener el modelo matemático del receptor se realiza un balance de energía, donde la energía captada por la cavidad del receptor corresponde a Q_{abs} .

$$Q_{abs} = Q_{cav} - Q_{rad,ref} - Q_{rad,emi} - Q_{conv} - Q_{cond} \quad (11)$$

El calor perdido por radiación reflejada está dada por la ecuación 12, Duffie J. A. y Beckman W.

$$Q_{rad,ref} = (1 - \alpha_{eff}) \cdot Q_{rec} \quad (12)$$

Donde: α_{eff} es la reflectancia efectiva de la cavidad.

$$\alpha_{eff} = \frac{\alpha_{cav}}{\alpha_{cav} + (1 - \alpha_{cav}) \cdot (A_{ap} / A_{cav})} \quad (13)$$

Las pérdidas por radiación emitida ($Q_{rad,emi}$) se calculan mediante la ecuación 14, donde $A_{ap,rec}$ está en función del diámetro de apertura de la cavidad.

$$Q_{rad,emi} = Em_{cav} \cdot \sigma \cdot A_{ap,rec} \cdot (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (14)$$

Las pérdidas por convección en el interior de la cavidad están dadas por la ecuación 15, donde el coeficiente de convección total representa la suma de los coeficientes de convección natural y forzada.

$$Q_{cav,conv} = h_{total} A_{int,cav} (T_{cav} - T_{amb}) \quad (15)$$

La ecuación 16 se emplea para determinar el coeficiente de convección natural en la superficie mediante la correlación propuesta por Stine William B. y C. G. McDonald. *et al.*

$$Nu_{int,nat} = 0.088 \cdot Gr^{1/3} \cdot (T_{ext,cav} / T_{amb})^{0.18} \cos(\theta)^{2.47} (D_{ap} / D_{cav})^m; \quad (16)$$

donde $m = -0.982 (D_{ap} / D_{cav}) + 1.12$

La ecuación 17 se emplea para calcular el coeficiente de convección forzada en el interior de la cavidad considerando factores como el viento y la inclinación de la cavidad tomada de Ma Robert Y.

$$h_{int,viento} = f(\theta) \cdot \nu^{1.401}, \text{ donde:} \quad (17)$$

$$f(\theta) = 0.1634 + 0.7498 \cdot \text{sen}(\theta) - 0.5026 \cdot \text{sen}(2\theta) + 0.3278 \cdot \text{sen}(3\theta)$$

La ecuación 18 se refiere al calor de la cavidad se transfieren por conducción a través de las paredes y posteriormente se transfiere al ambiente por convección, se determina por:

$$Q_{abs,cond} = \frac{(T_{cav} - T_{amb})}{L / (k_{ais} \cdot A_{int,cav}) + (1 / h_{ext,cav} \cdot A_{ext,cav})} \quad (18)$$

El coeficiente total de transferencia de calor por convección del exterior de la cavidad ecuación 19, involucra la convección natural y forzada de acuerdo con [26].

$$h_{ext,cav} = (h_{nat}^n + h_{for}^n)^{1/n} \quad (19)$$

El número de Nusselt empleado en el cálculo del coeficiente de convección natural y forzada de la superficie exterior de la cavidad, se determinan empleando las ecuaciones 20 y 21 respectivamente de acuerdo con Incropera F.P. y DeWitt D.P.

$$Nu_{ext,nat} = 0.27 \cdot Ra^{1/4} (10^3 \leq Ra \leq 10^{10}; 60^\circ \leq 90^\circ) \quad (20)$$

$$Nu_{ext,for} = 0.664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (21)$$

Finalmente el calor en la cavidad de absorbedor (Q_{abs}), se transfiere por conducción a través de las paredes de los tubos del absorbedor ecuación 22.

$$Q_{con,tub} = \frac{(T_{ext,cav} - T_{fluido})}{\log(D_{ext} / D_{in}) / 2\pi \cdot k_{tub} \cdot L_{abs} \cdot N_{tub,abs}} \quad (22)$$

Resolución Numérica

Los parámetros de diseño se obtienen de exploraciones numéricas, mediante un simulador desarrollado en el software Engineering Equation Solver (EES), para ello se emplea un algoritmo que resuelve los modelos matemáticos mediante una secuencia iterativa, en la cual se incrementa el valor de la temperatura de la cavidad hasta que se cumple el balance de energía en el receptor como se muestra en la figura 5.

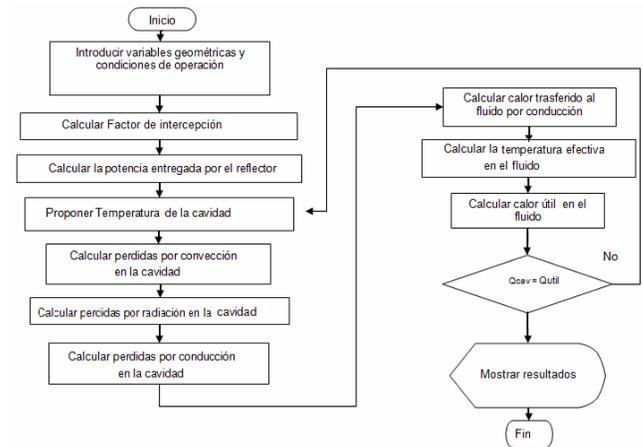


Figura 5. Algoritmo de solución del modelo matemático.

Validación numérica

El modelo matemático del concentrador es validado mediante la comparación de los resultados experimentales reportados para el concentrador parabólico WGA500, Diver R. B., Andraka C. E., Scott R. K., Goldberg V. y Thomas G., comparados con los obtenidos del simulador del modelo matemático propuesto, debido a que este modelo es el más apropiado para este tipo de concentradores de acuerdo con P. Fraser. Como se muestra en figura 6, se obtiene que el modelo propuesto modificado, es decir ajustando el exponencial del polinomio a 1.5 ($I(a)^{1.15}$ de ecuación 8), se obtiene mayor ajuste a la curva, coincidiendo con el modelo experimental con variaciones máximas del 10% mientras el modelo propuesto sin modificaciones presenta variaciones mayores 10%. En el caso de factores de intersección mayores al 0.9 el modelo propuesto modificado coincide con variaciones máximas del 1%. Este resultado es adecuado porque el factor de intersección se utiliza precisamente en ese rango, debido a que en este rango, se logra la reducción de las pérdidas térmicas originadas por las dimensiones excesivas de la apertura del receptor.

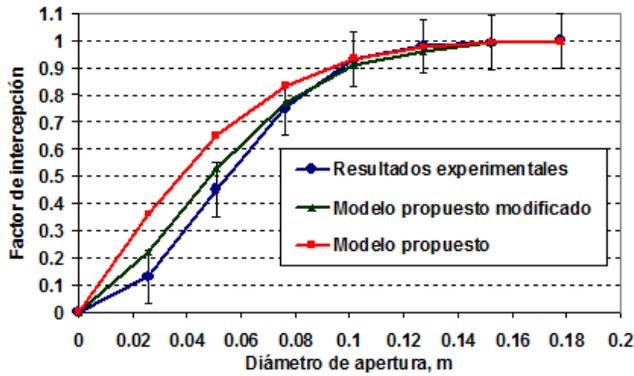


Figura 6.- Gráfica para validación del factor de intercepción.

La validación del modelo de receptor de cavidad se realiza mediante la comparación de los resultados experimentales del sistema CNRS-PROMES de 10 kW, Reinalter W., Ulmer S., Heller P., Rauch T., Gineste J.-M., Ferriere A. y Nepveu F, debido a que este tipo de receptores es el más apropiado de acuerdo con P. Fraser. En la tabla 1 se muestra que los resultados obtenidos del modelo propuesto están en el rango establecido respecto a los valores experimentales. Cabe aclarar que no se comparan las pérdidas por conducción, debido a que este sistema considera las pérdidas por conducción dentro de las pérdidas por convección a raíz de que las pérdidas térmicas por conducción se transfieren posteriormente al ambiente por convección.

Tabla 1. Comparación de modelo propuesto y los resultados experimentales del receptor.

PARÁMETRO	CNRS-PROMES kW (% variación)	MODELO PROPUESTO kW	OBSERVACIÓN
Energía interceptada	37.75 (3.1)	37.75	Valor de referencia
Pérdida por radiación reflejada	1.4 (25)	1.338	Dentro del rango
Pérdidas por radiación emitida	2.59 (16)	1.894	Dentro del rango
Pérdidas por convección	1.13 (50)	0.592	Dentro del rango

Metodología de diseño

La secuencia de exploración de parámetros consiste en una búsqueda de parámetros de diseño del reflector, aplicando el algoritmo interactivo de la figura 7, para ello se emplean los parámetros de diseño correspondientes a las características del absorbedor del motor Stirling de acuerdo con Beltran R. y Velázquez N., las condiciones climatológicas típicas de Mexicali, B.C., México y la precisión del sistema de concentración disponible para el caso del error total y la reflectancia. Estos valores son mostrados en la tabla 2.

En la metodología, se propone un valor del radio de apertura del reflector y posteriormente se ajusta hasta obtener la cantidad y calidad de energía requerida por el motor Stirling de 3 kW_e. La cual corresponde una demanda de energía térmica de 8423 W con una temperatura en el fluido de 957 K de acuerdo con el estudio realizado por Beltran R. y Velázquez N.

Tabla 2. Parámetros de diseño del sistema CSFF.

Parámetros de diseño		Condiciones operación	
Numero de tubos del absorbedor	32	Radiación solar directa	900 W/m ²
Diámetro exterior de los tubos	0.63 cm	Velocidad del aire	3 m/s
Material de los tubos del absorbedor	SS 316	Temperatura ambiente	315 K
Área de absorbedor	6.44x10 ⁻² m ²	Altura Solar máxima	80.7°
Reflectancia del reflector	0.92	Temperatura de el fluido	929 K
Conductividad del aislante	0.042 W/(m K)	Calor en el fluido requerido	8423W
Espesor del aislante	0.075 m	Error total	1.2 mrad

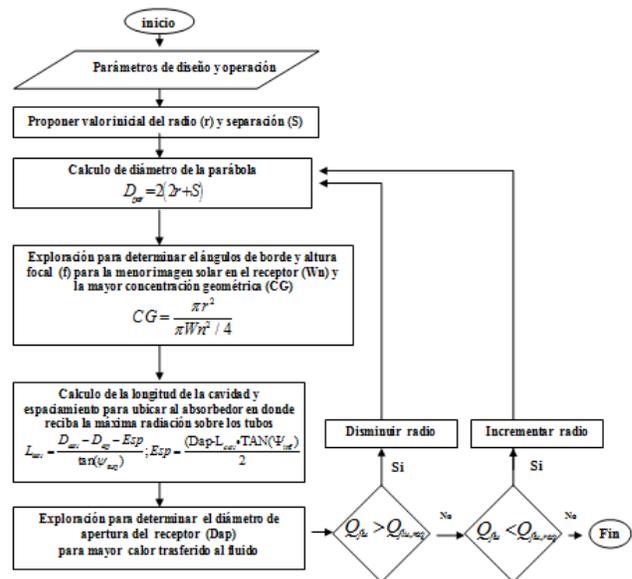


Figura 7. Diagrama de flujo para dimensionar el sistema.

Resultados

Aplicando el algoritmo mostrado en la figura 7, se encuentra que con 1.96 m de radio de área de apertura del reflector, se satisface la cantidad y calidad de calor requerido por el motor Stirling. Para este valor de radio el punto central de intercepción es de 2.21 m con diámetro de la parábola de 8.34 m considerando una separación de 0.25 m. En la figura 8 se realiza una exploración para encontrar la distancia focal que proporciona la mayor concentración geométrica fijando el diámetro de la parábola de acuerdo con el algoritmo mostrado anteriormente, encontrando que con un ángulo de borde de 45° se obtiene la mayor concentración geométrica, esto es debido a que el ángulo de borde de 45° proporciona la imagen solar de menor tamaño en el plano focal, a este ángulo de borde corresponde una distancia focal de la parábola de 5.04 m.

Continuando con la secuencia de diseño se realiza el cálculo para determinar la ubicación del absorbedor mediante el cálculo de la longitud de la cavidad (L_{cav}) y el espaciamiento del absorbedor respecto al punto focal (Esp), esto con el fin

de obtener una distribución de la radiación en la superficie del absorbedor. Se obtuvo que con una longitud de cavidad (L_{cav}) de 5.72 cm y un espaciamiento (Esp) de 20.86 cm se cumple con esta condición, esto es debido a que se aprovecha la proyección del cono de la imagen después del punto focal figura 9.

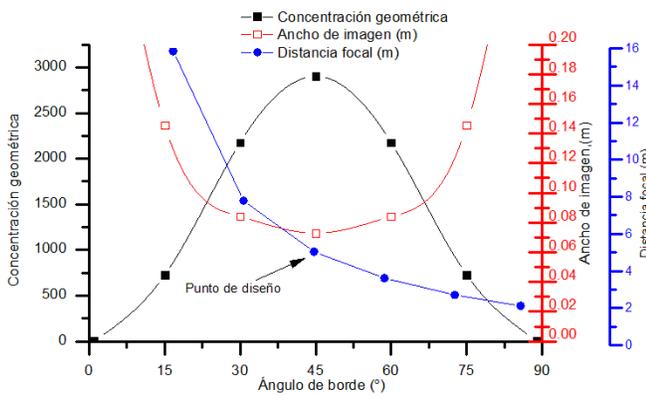


Figura 8. Exploración para determinar la distancia focal.

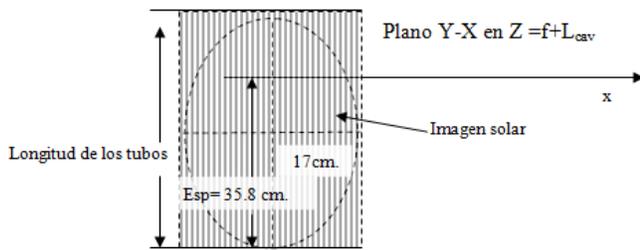


Figura 9. Ubicación geométrica del absorbedor.

Continuando con el orden de cálculo de parámetros se realiza una exploración para determinar el diámetro de apertura del receptor (D_{ap}), como se muestra en la figura 10, la mayor cantidad de calor transferido al fluido se obtiene con un diámetro de apertura 0.3 m y un factor de intercepción de 0.98, debido que a partir de éste punto el incrementar el diámetro de apertura, aumenta el factor de intercepción, pero también se incrementan en mayor medida las pérdidas por radiación y aun que las pérdidas por convección disminuyen a partir de este punto pero en menor proporción que el incremento de las pérdidas por radiación ocasiona una disminución en el calor transferido al fluido, originado por el incremento excesivo del diámetro de apertura.

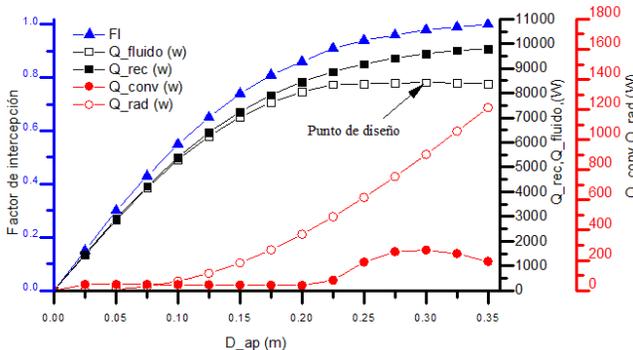


Figura 10.- Exploración para determinar el diámetro de apertura del receptor.

En la tabla 3, se muestran los parámetros para dimensionar el CSFF, algunos parámetros son obtenidos de los cálculos anteriores y el resto se obtienen por consideraciones geométricas del espesor del aislante en el receptor de acuerdo con la figura 2.

Tabla 3. Dimensiones de reflector y receptor del CSFF.

Dimensiones del reflector		Dimensiones del receptor	
Radio de apertura del reflector	1.96 m	Diámetro de apertura del receptor	0.3 m
Diámetro de la parábola	8.09 m	Diámetro exterior del receptor	0.46 m
Ángulo de borde superior	45 °	Longitud de la cavidad	0.057 m
Ángulo de borde intermedio	24.81°	Espacio del absorbedor	0.353 m
Altura focal	5.03 m	Longitud exterior del receptor	0.28 m
Distancia (Yint-f)	5.12 m	Factor de intercepción	0.98
Separación	0.25 m		

Conclusiones

La metodología y modelo matemático son una excelente herramienta para dimensionar un CSFF acoplados a motores Stirling en posición fija, debido a que el nuevo modelo matemático involucra los aspectos geométricos, ópticos y térmicos del concentrador. Dicho modelo y metodología puede ser extrapolado a otras aplicaciones, pero debido a la relación de los parámetro f/d , la distancia focal corresponde al doble de la distancia focal de un concentrador de disco parabólico. Cuando se requieran de potencias mayores se tendrá que incluir estudios de factibilidad técnica, que permitan establecer si el ancho de la imagen solar se ajusta al área de receptor para la nueva aplicación.

El CSFF presenta una eficiencia del receptor del 88% con errores de concentración de 12mrad, es decir se obtienen altas eficiencias a pesar de emplear equipos con baja precisión, esto es debido a que la inclinación del receptor favorece la disminución de las pérdidas térmicas.

Los resultados numéricos permiten determinar la distancia focal que proporciona la mayor concentración del CSFF, la cual corresponde a un ángulo de borde de 45°, al igual que el concentrador solar de disco parabólico.

La nueva ecuación empleada para estimar el factor de intercepción es versátil, debido a que puede ser aplicada tanto a concentradores de disco parabólico como a concentradores de secciones de disco parabólico ajustando los límites de integración.

Agradecimientos

El autor extiende su agradecimiento a CONAVI por el apoyo para la realización del proyecto CONAVI-2009-01-1 271 56 y de igual manera a CONACYT e ITESCA .

Referencias

C. J. Winter, R. Sizmann, L. Vant-Hull, *Solar Power Plants - Fundamentals, Technology, Systems, Economics*. Springer-Verlag, Berlin, 1991. pp 225 275.

- M. Prakash, S.B. Kedare, J.K Nayak, *Determination of stagnation and convective zones in a solar cavity receiver*, International Journal of Thermal Sciences 49 (2010) 680-691.
- A. Munir, O. Hensel, W. Scheffler, *Design principle and calculations of a Scheffler fixed focus concentrator for medium temperature applications*, Solar Energy 84 (2010) 1490-1502.
- Munir A, Hensel O, *Solar distillation for essential oils extraction a decentralized approach for rural development*, International Solar Food Processing Conference, India 2009.
- Chandak A y Somani S, *Design of multistage evaporators for integrating with Scheffler Solar concentrators for food processing applications*, International Solar Food Processing Conference, India, 2009.
- Michael Tyroller, *Solar Steam Sterilizer For Rural Hospitals*, Solar Bruecke Alemania 2006.
- Ruelas J , Velázquez N, Beltrán R, *Diseño óptico asistido por computadora de un concentrador solar*, Memorias del XV Congreso Internacional Anual de la SOMIM, Cd. Obregón, Sonora, México, 2009, pp. 254-260.
- Harris J y Lenz T. *Radiation performance of dish solar concentrator - cavity receiver systems*, Solar Energy 34 (1985) 135-142.
- Shuai Y, Xia L, Tan G, *Radiation performance of dish solar concentrator/cavity receiver systems*, Solar Energy 82 (2008) 13-21.
- Kumar N y Reddy K, *Comparison of receivers for solar dish collector system*, Energy Conversion and Management 49 (2008) 812-819.
- Costea M, Petrescu S, Harman C, *The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance*, Energy Conversion & Management 40 (1999) 1723-1731.
- Nepveu F, Ferriere A, Bataille F, *Thermal model of a dish/Stirling systems*, Solar Energy 83 (2009) 81-89.
- T. Krishnaiah, S. Srinivasa Rao, K. Madhumurthy, K.S. Reddy, *Modelling and Simulation of a Gamma Type Stirling Engine Powered by a Solar Parabolic Dish Collector*, European Journal of Scientific Research 20 (2008) 163-176.
- P. Fraser, *Stirling Dish System Performance And Prediction Model* A Thesis Master Of Science University Of Wisconsin-Madison, 2008, pp. 7-27.
- Duffie J A, Beckman W. *Solar engineering of thermal processes*. 3^{ra} ed., Wiley, New York, 2006, pp., 147-289.
- Stine, W B. y Harrigan R W., *Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications*, Wiley-Interscience, New York, 1985.
- Jaffe, Leonard D. *Optimization of Dish Solar Collectors*. Journal of Energy 7.6 (1983) 684-694.
- Romero, V J. A Software Package for Facilitated Optical Analysis of 3-D Distributed Solar Energy Concentrators. Vol. SAND91-2238. Sandia National Laboratory, 1994.
- Finkelstein, T y Organ A J. *Air Engines*, ASME Press, New York, 2001, pp., 213-215.
- Ayres F J. *Calculo Diferencial e Integral serie Schaum*, Madrid España, 1989, pp., 319-322.
- Abramowitz y Stegun, *Handbook of Mathematical Functions*, National Bureau of Standards, Washington, 1970, pp., 931-932.
- Stine, William B., y C. G. McDonald., *Cavity Receiver Convective Heat Loss*, International Solar Energy Society, Solar World Congress, 1989.
- Nepveu F., Ferriere A., Bataille F., *Thermal model of a dish/Stirling systems*, Solar Energy 83 (2009) 81-89.
- Sendhil Kumar N., Reddy K. S., *Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator*, Solar Energy 81 (2007) 846-855.
- Ma Robert Y., *Wind Effects on Convective Heat Loss From a Cavity Receiver for a Parabolic Concentrating Solar Collector*, Sandia report contract SAND92-7293, 1993, pp., 15-18.
- Incropera, F.P. y DeWitt, D.P. *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Prentice Hall Mexico, 1999, pp. 292-396,
- Diver R. B., Andraka C. E., Scott R. K., Goldberg V., Thomas G., *The advanced dish development system project*, Proceedings of Solar Forum 2001, Solar Energy, The Power to Choose, 2001.
- Reinalter, W., Ulmer, S., Heller, P., Rauch, T., Gineste, J.-M., Ferriere, A., Nepveu, F., *Detailed performance analysis of the 10 kW CNRS-PROMES dish/Stirling system*. Proceedings of the 13th SolarPACES International Symposium, 2006.
- Beltran R y Velázquez N, *Análisis y estudio de un concentrador solar de disco parabólico con receptor solar de cavidad*. Congreso Nacional de Estudiantes de Posgrado del Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California, 2009.