

Estudio térmico de un tubo absorbedor compuesto

Alejandro Torres A.¹

Raúl Lugo L.¹

Juan M. Zamora M.¹

Miguel Toledo V.²

¹Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana (Iztapalapa) México, DF, CP. 09340.

²Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (Zacatenco), Instituto Politécnico Nacional. México, DF. MÉXICO

email: ata@xanum.uam.mx

Recibido el 25 de mayo de 2005; aceptado el 28 de octubre de 2005.

1. Resumen

La generación directa de vapor con concentradores solares, es una alternativa en el futuro, para la generación de potencia eléctrica. Los sistemas solares que operan en la actualidad, utilizan un aceite térmico como fluido de trabajo, comparadas con las plantas de combustibles fósiles, tienen como desventaja que, las temperaturas y presiones de operación son bajas, (aproximadamente de 350° C y 30 bar). La generación directa de vapor presenta como principal problemática las flexiones en el tubo absorbedor, originadas por los gradientes de temperaturas radiales y angulares, provocando que el tubo de cristal que rodea al absorbedor se fracture, eliminando el efecto de vacío necesario para la generación de vapor. En este trabajo, se realiza un análisis térmico mediante la simulación numérica de la ecuación de transporte de calor en coordenadas cilíndricas, estado estable y transitorio, que describe el comportamiento térmico del tubo absorbedor durante el cambio de fase, para concentradores solares de canal parabólico. El tubo se compone con el empalme de dos tubos de cédula comercial de los materiales cobre y acero, formando una pared compuesta con una proporción de Cu de 20% y Acero 80%. Se encontró del análisis de resultados, que el arreglo propuesto del tubo compuesto mejora satisfactoriamente el

comportamiento térmico del tubo absorbedor, reduce la diferencia máxima de temperaturas en 50% con respecto a los tubos de acero. Se presentan gradientes térmicos del orden de 200°C/m a 300°C/m, en la región cercana a la interfase líquido – vapor para el tubo absorbedor de acero siendo esta la razón de los problemas mecánicos en los tubos absorbedores.

Palabras clave: concentrador parabólico, tubo absorbedor, tubo compuesto, generación directa de vapor, plantas termosolares.

2. Abstract (Thermal Study of a Composed Absorber Tube)

The direct steam generation through solar concentrators is an alternative for the electrical power generation in the future, the solar systems that operate at present use a thermal oil as energetic exchange fluid, compared with the fossil fuel plants, has as disadvantage that the temperatures and operation pressures are low, (approximately between 350° C and 30 bar). The direct steam generation presents as main problem the flexions in walls of the absorber tube originated by the temperature gradients, provoking that the glass around to the absorber is fractured eliminating the vacuum effect necessary for the steam generation. In this work a thermal analysis through the numerical simulation of the equation of heat transport in cylindrical coordinates, stable and transient state, that describes the thermal behavior of the pipe absorber during the phase change, for solar concentrators of parabolic channel. The pipe is composed with the junction of two pipes of commercial schedule of copper and steel forming a wall composed with a proportion of Cu of 20% and Steel 80%. It was found from the results analysis that the proposed arrangement of the pipe composed improves successfully the thermal behavior of the pipe absorber reducing the maximum temperatures differences of in the pipe absorber in 50% with respect to the one which present the steel pipes. They are presented thermal gradients of the order of 200° C / m to 300° C / m, the liquid-steam interface nearby region for the pipe absorber of steel being it the main reason of the so severe mechanical problems in the absorbers pipes.

3. Introducción

Las plantas termosolares, presentan problemas en el intercambio de energía a través de un fluido térmico utilizado en el intercambiador de calor, donde se transfiere la energía absorbida al fluido de trabajo. Entre los principales problemas

se destacan los siguientes: caídas de presión importantes en el intercambiador de calor, bajas temperaturas de operación por la limitante en la temperatura de ebullición del aceite térmico, bajas eficiencias en el proceso global. Una propuesta para reducir costos en la generación de potencia en plantas termo-solares, es emplear la generación directa de vapor en concentradores de canal parabólico. Esta alternativa es prometedora para mejorar la tecnología de canal parabólico para la generación de potencia solar [4].

Algunas preguntas se tienen que responder acerca de la generación directa de vapor, antes de su implementación comercial, entre otras se tienen las siguientes:

- Procedimientos de paro y arranque de los sistemas
- Esfuerzos térmicos del tubo absorbedor debido a la operación transitoria
- Redefinición de mejorar el modo de operación

Esto motiva nuestro interés en realizar un estudio encaminado a mejorar el diseño de tubos absorbedores para que sean empleados en plantas termo-solares. Relacionado con este aspecto son los gradientes de temperatura circunferenciales mostrados por algunos experimentos de laboratorio, discutidos por Steinmann y Goebel [5], muestran que la diferencia de temperaturas entre la parte baja y la parte alta del tubo absorbedor, cuando se tiene un flujo de radiación solar reflejada a la pared que se encuentra en contacto con la interfaz del flujo estratificado, esta diferencia de temperaturas puede ser del orden de 60 °C con una presión de 60 bar, estando la parte alta más caliente que la parte baja. Mientras que al medio día la diferencia de temperaturas puede ser de alrededor de 9°C, con una presión de 30 bar, estando la parte baja más caliente que la parte alta, debido a que la radiación es reflejada en mayor proporción hacia la pared que se encuentra en contacto con la fase líquida del agua. Flores *et al.* [3] han estudiado bajo diferentes consideraciones experimentales del receptor de los canales parabólicos con DSG. Cuando se alimentó agua fría en el tubo receptor de acero de 2.54 cm de diámetro, se generó una deflexión en los tubos absorbedores, esta curva avanzó como una onda desde el extremo de entrada hasta el de salida, teniendo una deflexión aproximadamente de 6.5 cm en el centro de cada sección (2.9 m de longitud), en el módulo de canal parabólico (14.5m de largo entre 40 y 60°C en la dirección circunferencial). En este trabajo se retoma la propuesta de Valdés [6] y Flores [3], se efectúa un análisis del comportamiento térmico a mayor detalle bajo condiciones de estado estacionario y transitorio del sistema y una proporción de cobre de 20% en la pared compuesta a diferencia del 33% propuesto por Almanza [3] que resulta ser más costosa de implementar.

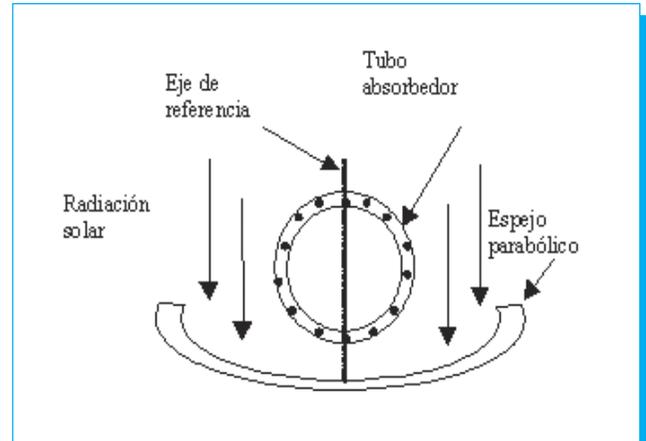


Fig. 1. Posición del sistema cuando se encuentra en operación.

4. Desarrollo 4.1 Modelado matemático

El modelo matemático se obtiene a partir de un análisis de transferencia de calor en un tubo absorbedor de pared compuesta bimetalico y otro de pared de un sólo material para un concentrador de canal parabólico como se muestra en la figura 1, por medio del método de diferencias finitas en su versión nodal, para el planteamiento del problema se hacen las siguientes consideraciones: flujo de calor bidimensional, en estado estacionario a través de la pared de tubo concentrador, flujo bifásico (líquido-vapor) en el interior del tubo concentrador, flujo de radiación homogénea, plano de simetría axial, materiales anisotrópicos.

Sujeta a las siguientes condiciones de frontera, éstas se muestran en la figura 2:

$$\text{en } \theta = 0 \text{ y } \theta = \pi \quad \frac{\delta T}{\delta \theta} = 0 \quad (1)$$

$$\text{en } r = R \quad -k \frac{\delta T}{\delta r} = q'' \quad (2)$$

$$\text{en } r = 0 \text{ y } \pi/2 \leq \theta \leq \pi \quad -k \frac{\delta T}{\delta r} = h_1(T_1 - T_p) \quad (3)$$

$$\text{en } r = 0 \text{ y } 0 \leq \theta \leq \pi/2 \quad -k \frac{\delta T}{\delta r} = h_1(T_g - T_p) \quad (4)$$

Haciendo un balance de energía alrededor del nodo interior (m,n) , para condiciones bidimensionales, el intercambio de energía está influido por la conducción del nodo (m,n) y sus cuatro nodos contiguos $(m, n+1)$, $(m, n-1)$, $(m+1, n)$ y $(m-1, n)$,

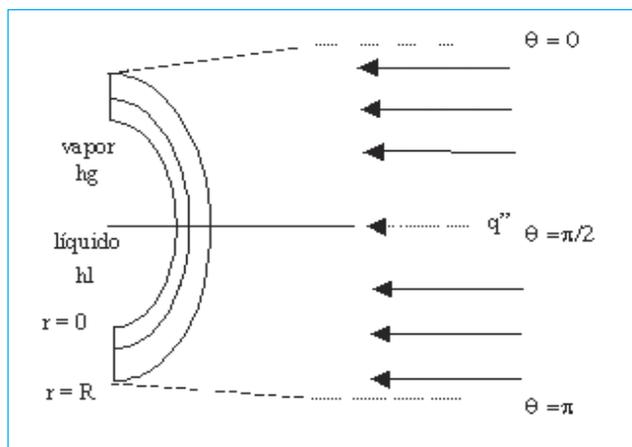


Fig. 2. Corte del tubo absorbedor.

y considerando que no hay generación de calor, entonces, se tiene la siguiente expresión:

$$\sum_{i=1}^4 q(i) \rightarrow (m,n) = 0 \quad (5)$$

La distribución de temperaturas en la pared compuesta del tubo para estado estacionario, se rige por la ecuación de Laplace:

$$\frac{\delta}{\delta r} \left(kr \frac{\delta T}{\delta r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\delta}{\delta \theta} \left(k \frac{\delta T}{\delta \theta} \right) = 0 \quad (6)$$

Para el sistema bidimensional en régimen transitorio, la ecuación a resolver es:

$$\frac{1}{r} \frac{\delta}{\delta r} \left(kr \frac{\delta T}{\delta r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\delta}{\delta \theta} \left(k \frac{\delta T}{\delta \theta} \right) = \rho C_p \frac{\delta T}{\delta t} \quad (7)$$

La solución analítica de este problema es posible, sin embargo, presenta una gran complejidad, en la implementación de las condiciones de frontera, debido a que éstas, incluyen a los diferentes materiales empleados. Para resolver el problema, se emplea el método numérico de las diferencias finitas y, así se obtiene una solución del modelo matemático.

Uno de los objetivos, es analizar el comportamiento transitorio, por esto, es necesario obtener las temperaturas iniciales del tubo absorbedor, se obtienen empleando las relaciones para el estado estacionario.

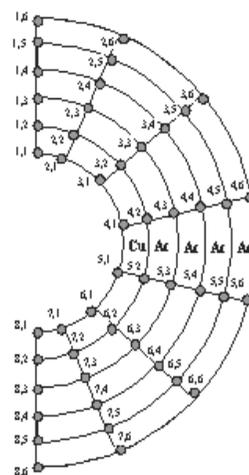


Fig. 3. Nodos del tubo bimetalico.

La localización de los nodos se muestra en la figura 3 y, con base a la figura 2 se realiza el balance de energía, hay que tomar en cuenta la posición de cada uno de éstos dentro de la malla, para las cuales se establecieron las relaciones discretas.

Para realizar el análisis térmico del concentrador se hacen las siguientes consideraciones:

- El material del absorbedor es isótropo y linealmente elástico.
- La superficie interna del tubo absorbedor de acero es lisa, la parte exterior está cubierta con una superficie selectiva con una conductividad térmica de $52 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, densidad de 7817 kg m^{-3} y una capacidad calorífica de $446 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.
- La superficie interna del tubo absorbedor de cobre es lisa, la parte exterior está cubierta por el cobre El cobre tiene una conductividad térmica de $401 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, densidad de 8933 kg m^{-3} y una capacidad calorífica de $385 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.
- El absorbedor de pared compuesta acero cobre, se dimensiona dependiendo del tamaño de pared que se utilice, respetando los diámetros nominales, y las conductividades térmicas utilizadas.
- La irradiancia media es homogénea en toda la superficie del tubo y vale $I=1800 \text{ W m}^{-2}$.
- Condición de saturación del fluido (agua) 623 K ($P=165 \text{ bar}$).
- Nivel de líquido 50%.
- Se desprecia la resistencia térmica en la interfase Cu-Acero

- i) Los coeficientes de película $h_g = 200 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, $h_1 = 139 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ [3].

Bajo las condiciones empleadas, el modelo matemático predice el perfil de temperaturas en las direcciones radial y angular.

4.2 Método del balance de energía

Haciendo un balance de energía en un nodo, se obtiene la ecuación discreta en diferencias finitas. Como la dirección real del flujo de calor (dentro o fuera del nodo a menudo se desconoce, es conveniente formular el balance de energía suponiendo que todo el flujo de calor es hacia el nodo); tal condición es, por supuesto imposible, pero si las ecuaciones de flujo se expresan de manera congruente con esta suposición, se obtiene la forma correcta de la ecuación en diferencias finitas. Para condiciones de estado estable, la ecuación se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{E}_{\text{ent}} + \dot{E}_g = 0 \quad (8)$$

Aplicando la ecuación (8) a un volumen de control alrededor del nodo interior (m,n) de la figura 4; para un análisis bidimensional, el intercambio de energía está influido por la conducción entre (m,n) y sus cuatro nodos contiguos. Por lo tanto, la ecuación (8) se reduce a:

$$\sum_{i=1}^4 q_{(i) \rightarrow (m,n)} + q(\Delta r * \Delta \theta * 1) = 0 \quad (9)$$

Donde i se refiere a los nodos vecinos, $q_{(i) \rightarrow (m,n)}$ es la transferencia por conducción entre nodos y se supone una profundidad unitaria. Para evaluar los términos de la rapidez de conducción, se supone que la transferencia de calor por conducción ocurre sólo por las bandas que se orientan en la dirección x o y . Entonces, es posible usar las formas simplificadas de la ley de Fourier. Por ejemplo, la rapidez a la que se transfiere la energía por conducción del nodo $(m-1, n)$ a (m, n) se expresa como sigue:

$$q_{(m-1,n) \rightarrow (m,n)} = k(\Delta \theta * 1) \frac{T_{m-1,n} - T_{m,n}}{\Delta r} \quad (10)$$

La cantidad $(\Delta \theta * 1)$ es el área de transferencia de calor y el término $(T_{m-1,n} - T_{m,n})/\Delta r$ es la aproximación en diferencias finitas del gradiente de temperatura en la frontera entre los dos nodos. Las velocidades de conducción restantes se expresan como:

$$q_{(m+1,n) \rightarrow (m,n)} = k(\Delta \theta * 1) \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta r} \quad (11)$$

$$q_{(m,n+1) \rightarrow (m,n)} = k(\Delta r * 1) \frac{T_{m,n+1} - T_{m,n}}{\Delta \theta} \quad (12)$$

$$q_{(m,n-1) \rightarrow (m,n)} = k(\Delta r * 1) \frac{T_{m,n-1} - T_{m,n}}{\Delta \theta} \quad (13)$$

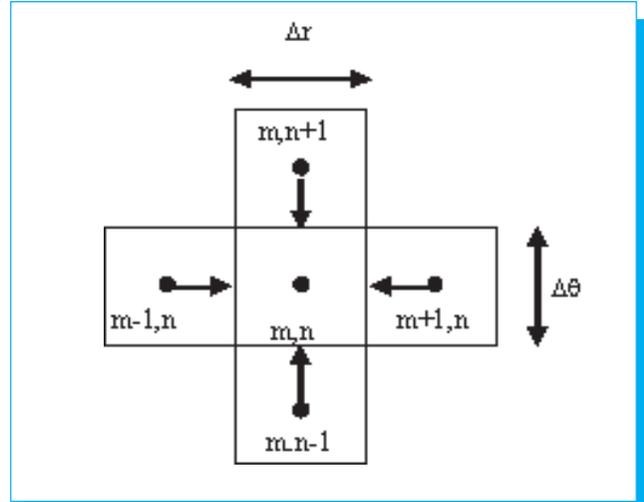


Fig. 4. Nodos del balance de energía.

Advierta que al evaluar cada rapidez de conducción, restamos la temperatura del nodo (m,n) de la temperatura del nodo contiguo. Esta convención se necesita por la suposición del flujo de calor en (m,n) y es congruente con la dirección de las flechas que se muestran en la figura 4. Al sustituir las ecuaciones (10) a (13) en el balance de energía y tomar $\Delta \theta/\Delta r = C$, se sigue que la ecuación en diferencias finitas para un nodo interior con generación es:

$$C^2 T_{m-1,n} + C^2 T_{m+1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - T_{m,n} (2C^2 + 2) = 0 \quad (14)$$

Si no hay fuente de energía internamente distribuida ($q = 0$), esta expresión se reduce a:

$$C^2 T_{m-1,n} + C^2 T_{m+1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - T_{m,n} (2C^2 + 2) = 0 \quad (15)$$

El modelo se resolvió utilizando este método, donde para cada nodo que se muestra en la figura 5 y con base a la figura 1 se realiza el mismo balance obtenido anteriormente, sólo hay que tomar en cuenta la posición de cada uno de éstos dentro de la malla, y se obtienen las siguientes relaciones discretas.

Borde convectivo en la dirección r

$$CT_{m-1,n} + \frac{1}{2C}T_{m,n-1} + \frac{1}{2C}T_{m,n+1} - T_{m,n} \left(C + \frac{1}{C} + \frac{h\Delta\theta}{k} \right) = -\frac{h\Delta\theta}{k} T_{\infty} \quad (16)$$

Para un nodo interior

$$C^2T_{m-1,n} + C^2T_{m+1,n} + T_{m,n-1} + T_{m,n+1} - T_{m,n} (2C^2 + 2) = 0 \quad (17)$$

Borde con flujo de calor q'' descrito en una pared

$$2CT_{m-1,n} + \frac{1}{C}T_{m,n-1} + \frac{1}{C}T_{m,n+1} - 2T_{m,n} \left(C + \frac{1}{C} \right) = \frac{2\Delta\theta}{k} q'' \quad (18)$$

Intersección de borde convectivo con borde adiabático

$$CT_{m-1,n} + \frac{1}{C}T_{m,n+1} - T_{m,n} \left(C + \frac{1}{C} + \frac{h\Delta\theta}{k} \right) = -\frac{h\Delta\theta}{k} T_{\infty} \quad (19)$$

Borde adiabático de un solo material

$$C^2T_{m-1,n} + C^2T_{m+1,n} + 2T_{m,n-1} - T_{m,n} (2 - 2C^2) = 0 \quad (20)$$

Borde adiabático entre cobre y acero

$$C^2k_{Cu}T_{m-1,n} + C^2k_sT_{m+1,n} - (k_{Cu} + k_s)T_{m,n} = 0 \quad (21)$$

Intersección de borde adiabático con flujo de calor q'' descrito por

$$CT_{m-1,n} + \left(\frac{2}{C} \right) T_{m,n-1} - T_{m,n} \left(C + \frac{2}{C} \right) = -\frac{\Delta\theta q''}{k} \quad (22)$$

Nodos interiores entre el cobre y el acero

$$T_{m-1,n}k_{Cu}C + T_{m+1,n}k_sC + T_{m,n-1}C + \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_s}{2} \right) + T_{m+1,n} \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_s}{2} \right) - T_{m,n} \left(C(k_{Cu} + k_s) + \frac{1}{C}(k_{Cu} + k_s) \right) = 0 \quad (23)$$

Las relaciones (21) y (23) fueron desarrolladas por A. Valdés *et al.* (1998), las cuales denotan la contribución de la interfaz entre los diferentes materiales (Cu-Acero). El módulo de canal parabólico en este modelo tiene una longitud de 14.5m y 2.5m de apertura. El foco de la parábola está a 0.625m. Los tubos absorbedores utilizados para la comparación de pared compuesta son cobre y hierro, en diferentes proporciones.

4.3 Modelo con paredes compuestas

El modelo de paredes compuestas es empleado para resolver el problema de gradientes de temperatura en las paredes del tubo absorbedor desarrollado por Valdés *et al.* [6]. Bajo las condiciones empleadas, el modelo matemático predice el perfil de temperatura del tubo de paredes compuestas.

El método de diferencias finitas como se puede notar, consiste en desarrollar una matriz que contiene la información del sistema en estudio para cada punto o nodo mostrado en la figura 5, con lo cual se resuelve la ecuación de calor (1) de la siguiente manera:

- Se plantean las ecuaciones discretas para cada nodo de la malla de la figura 5.
- Se construye la matriz diagonal que contiene la información del tubo absorbedor.
- Se obtiene la matriz inversa de la matriz diagonal.
- Se encuentran los valores de las temperaturas para los diferentes nodos de la malla.

El análisis numérico se realiza para un tubo absorbedor compuesto de cobre y acero, utilizando las relaciones discretas, (ecuaciones 16 a 23)

Nodo 1,1

$$CT_{21} + \frac{1}{C}T_{12} - T_{11} \left(C + \frac{1}{C} + \frac{h\Delta\theta}{k_{Cu}} \right) = -\frac{h\Delta\theta}{k_{Cu}} T_{\infty} \quad (24)$$

Nodo 2,1

$$C^2T_{11} + C^2T_{31} + 2T_{22} - T_{21} (2 + 2C^2) = 0 \quad (25)$$

Nodo 3,1

$$C^2k_{Cu}T_{21} + C^2k_sT_{41} - (k_{Cu} + k_s)T_{32} - T_{31} (k_{Cu} + k_s)(1 + C^2) = 0 \quad (26)$$

Nodo 4,1

$$CT_{31} + T_{42} - T_{41} \left(C + \frac{2}{C} \right) = -\frac{\Delta\theta q''}{k_s} \quad (27)$$

Nodo 1,2

$$CT_{22} + \frac{1}{2C}T_{11} + \frac{1}{2C}T_{13} - T_{12} \left(C + \frac{1}{C} + \frac{h\Delta\theta}{k_{Cu}} \right) = -\frac{h\Delta\theta}{k_{Cu}}T_{\infty} \quad (28)$$

Nodo 2,2

$$C^2T_{12} + C^2T_{32} + T_{21} + T_{23} - T_{22}(2C^2 + 2) = 0 \quad (29)$$

Nodo 3,2

$$Ck_{Cu}T_{22} + Ck_sT_{42} + \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_s}{2} \right) T_{31} + \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_s}{2} \right) T_{33} - T_{32} \left(C + \frac{1}{C} \right) (k_{Cu} + k_s) = 0 \quad (30)$$

Nodo 4,2

$$2CT_{32} + \frac{1}{C}T_{41} + \frac{1}{C}T_{43} - 2T_{42} \left(C + \frac{1}{C} \right) = -\frac{2\Delta q''}{k_s} \quad (31)$$

Nodo 1,3

$$CT_{23} + \frac{1}{2C}T_{12} + \frac{1}{2C}T_{41} - T_{13} \left(C + \frac{1}{C} + \frac{h\Delta\theta}{k_{Cu}} \right) = -\frac{h\Delta\theta}{k_{Cu}}T_{\infty} \quad (32)$$

Nodo 2,3

$$C^2T_{13} + C^2T_{33} + T_{22} + T_{24} - T_{23}(2C^2 + 2) = 0 \quad (33)$$

Nodo 3,3

$$Ck_{Cu}T_{23} + Ck_sT_{43} + \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_s}{2} \right) T_{32} + \frac{1}{C} \left(\frac{k_{Cu} + k_s}{2} \right) T_{34} - T_{33} \left(C + \frac{1}{C} \right) (k_{Cu} + k_s) = 0 \quad (34)$$

Nodo 4,3

$$2CT_{33} + \frac{1}{C}T_{42} + \frac{1}{C}T_{44} - 2T_{43} \left(C + \frac{1}{C} \right) = -\frac{2\Delta\theta q''}{k_s} \quad (35)$$

Nodo 1,11

$$CT_{211} + \frac{1}{C}T_{110} + \frac{1}{C}T_{111} \left(C + \frac{1}{C} + \frac{h\Delta y}{k_{Cu}} \right) = -\frac{h\Delta y}{k_{Cu}}T_{\infty} \quad (36)$$

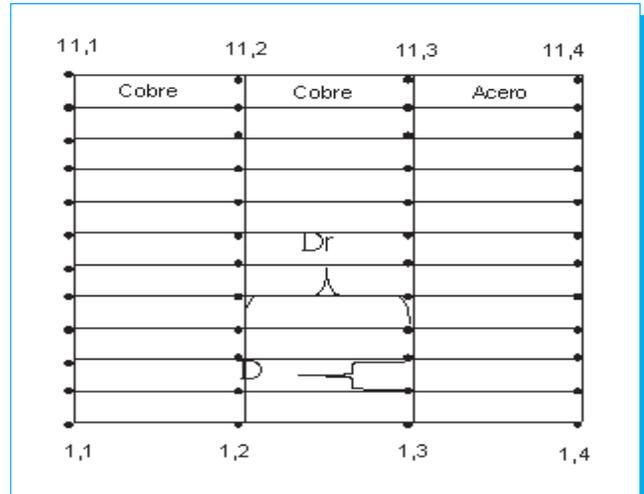


Fig. 5. Nodos del tubo bimetálico.

Nodo 2,11

$$C^2T_{111} + C^2T_{311} + 2T_{210} + T_{211}(2 + 2C^2) = 0 \quad (37)$$

Nodo 3,11

$$C^2k_{Cu}T_{211} + C^2k_sT_{411} + (k_{Cu} + k_s)T_{310} - T_{311}(k_{Cu} + k_s)(1 + C^2) = 0 \quad (38)$$

Nodo 4,11

$$CT_{311} - \frac{2}{C}T_{410} - T_{411} \left(C + \frac{2}{C} \right) = -\frac{\Delta\theta q''}{k_s} \quad (39)$$

4.4 Discusión de resultados

De la figura 6 a la 10 se presenta el comportamiento dinámico del tubo absorbedor de Cu-Acero. La figura 6 muestra la distribución de temperaturas inicial del tubo de pared compuesta de Cu-Acero en la región de evaporación del tubo absorbedor bajo condiciones de saturación. Se presenta una diferencia máxima de temperatura de 2°C entre las superficies en contacto con el líquido y vapor, el comportamiento que describen los perfiles en las diferentes posiciones son isotermas estratificadas, para el conjunto de isotermas en contacto con la fase vapor el gradiente es de aproximadamente 0°C, las isotermas de la región en contacto con la fase líquida presentan un gradiente

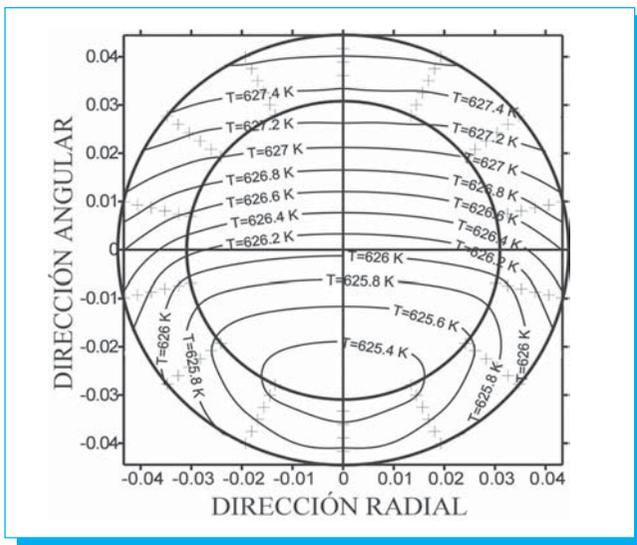


Fig. 6. Distribución de temperaturas para el tubo cobre-acero a los 0 s.

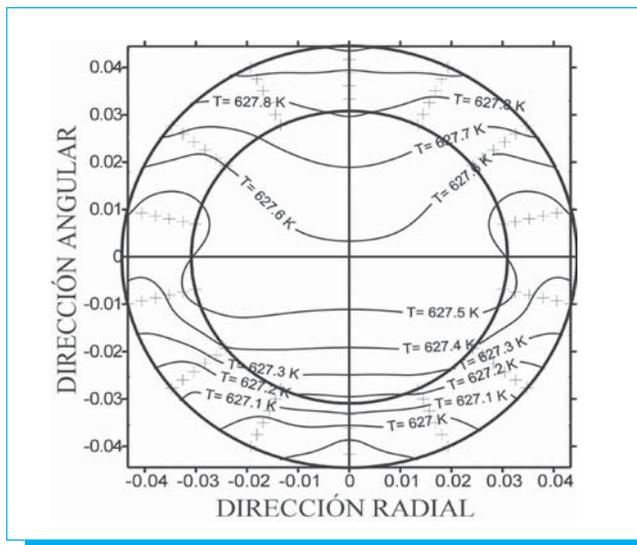


Fig. 8. Distribución de temperaturas para el tubo cobre-acero a los 10 s.

ligeramente mayor. La figura 7 presenta los perfiles de temperaturas a un tiempo de 5 segundos después de la condición inicial, se muestra poco cambio en la región en contacto con el vapor; pero la región en contacto con el líquido, los gradientes de las isothermas disminuyen. La figura 8 presenta los perfiles de temperaturas en el instante de 10 segundos, aquí se observan gradientes de temperatura muy grandes en las regiones de líquido y vapor cerca a la interfase, este instante

se presenta como el punto de transición en el comportamiento térmico del tubo. La figura 9 muestra la distribución de temperaturas al tiempo de 15 segundos, donde se observa un comportamiento casi estable cerca del estado estacionario; en la interfase líquido vapor los gradientes de temperaturas son menores del lado del vapor para este instante, debido a que, los flujos de convección natural son mayores con respecto a los del líquido. En la figura 10 se presenta la distribución de

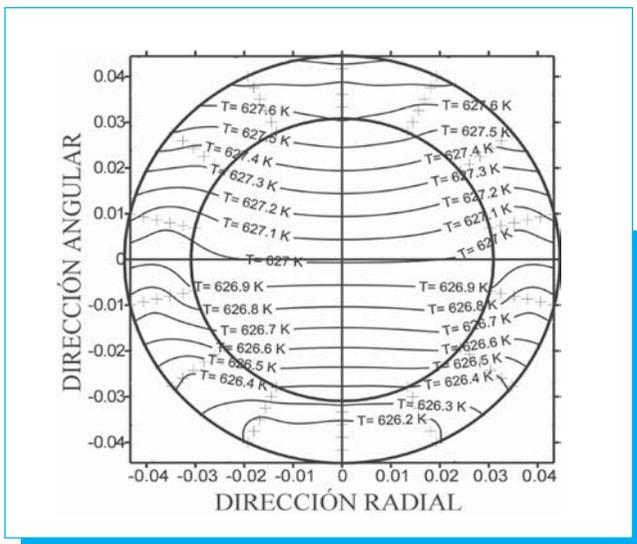


Fig. 7. Distribución de temperaturas para el tubo cobre-acero a los 5 s.

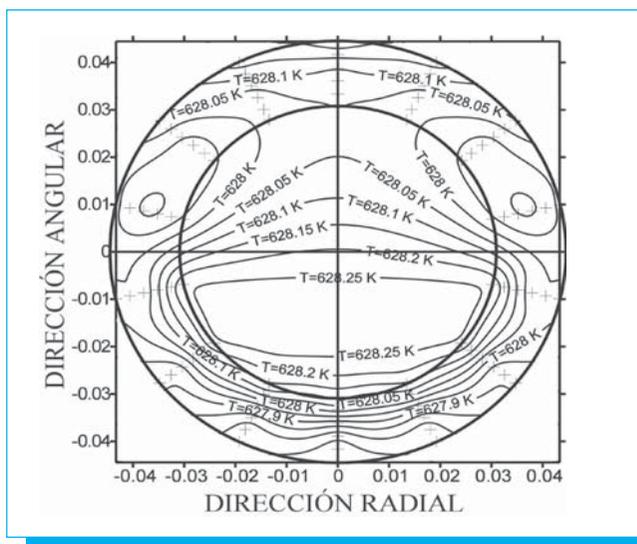


Fig. 9. Distribución de temperaturas para el tubo cobre-acero a los 15 s.

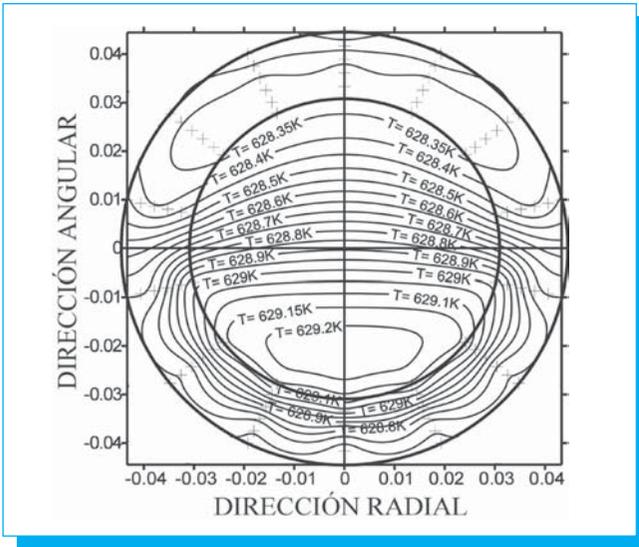


Fig. 10. Distribución de temperaturas para el tubo cobre-acero a los 20 s.

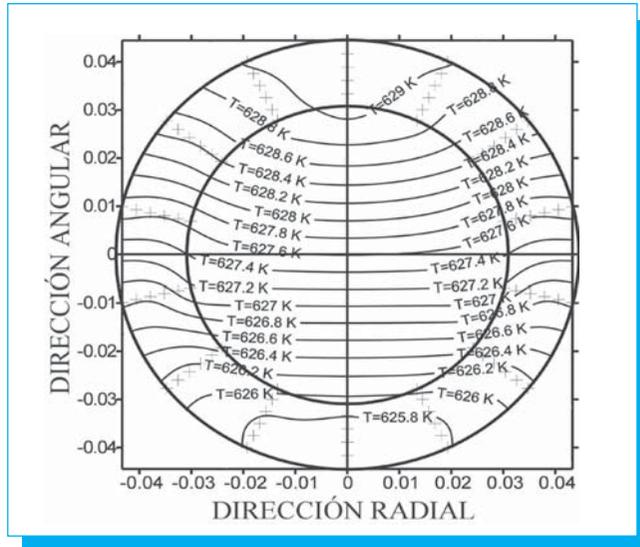


Fig. 12. Distribución de temperaturas para el tubo de acero a los 5 s.

temperaturas a un tiempo de 20 segundos, para este instante se observan cambios pequeños con respecto al tiempo de 15 segundos, debido a que, la diferencia máxima de temperaturas es aproximadamente de 0.5°C, de aquí, se infiere que en este instante se alcanza el estado estacionario para el tubo absorbedor compuesto de Cu-Acero. Un aspecto importante que se observa en los alrededores de la interfase bajo estas condiciones de equilibrio, se presenta en una región del tubo

en contacto con el vapor y el líquido, los perfiles de temperatura presentan gradientes de temperatura con direcciones opuestas, el tamaño de la región es mayor con respecto a la región del tubo de acero, esto es un resultado muy favorable para el tubo compuesto de Cu-Acero, debido a que, si la región donde se producen los gradientes opuestos es mayor, la magnitud de los mismos es menor, afectando en menor medida a las paredes del tubo absorbedor.

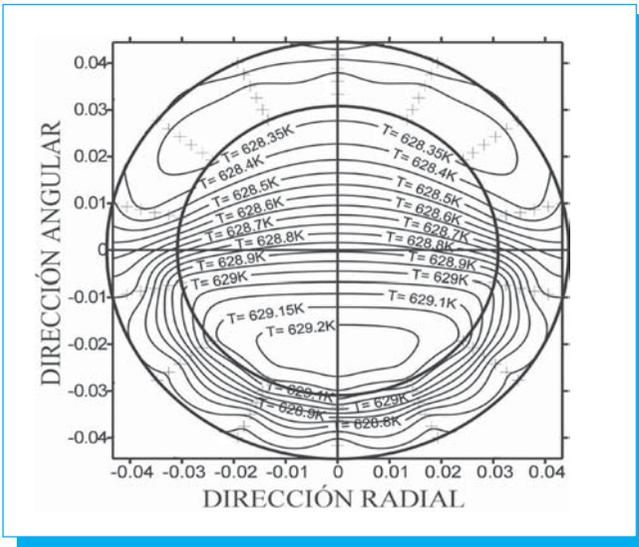


Fig. 11. Distribución de temperaturas para el tubo de acero a los 0 s.

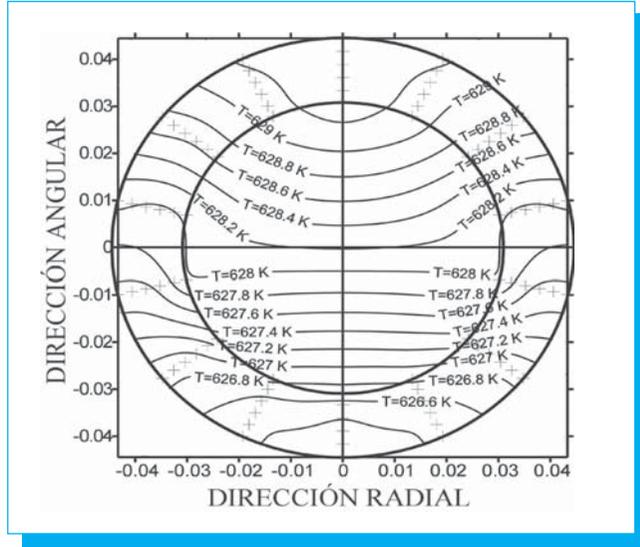


Fig. 13. Distribución de temperaturas para el tubo de acero a los 10 s.

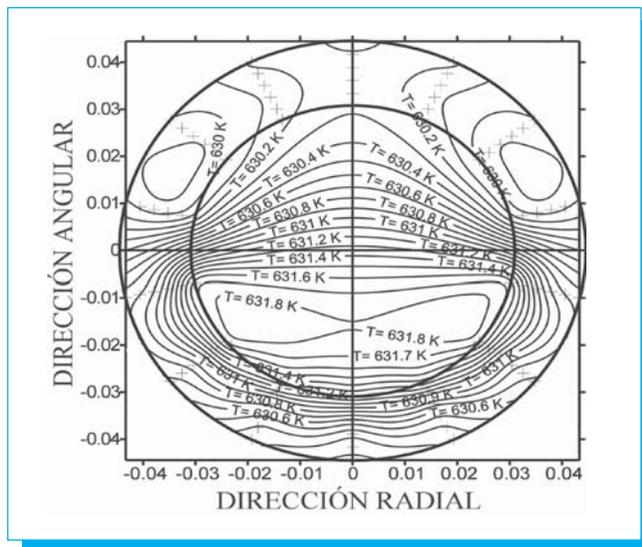
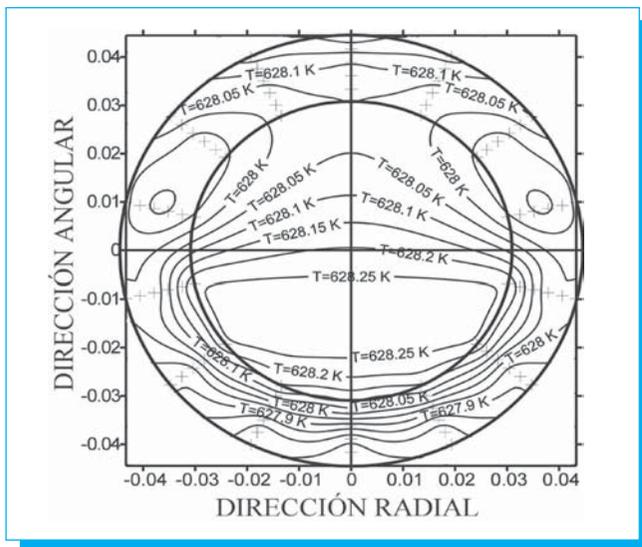


Fig. 14. Distribución de temperaturas para el tubo de acero a los 15 s.

Fig. 16. Distribución de temperaturas para el tubo de acero a los 30 s.

De la figura 11 a la 16 se presenta el comportamiento dinámico del tubo absorbedor de Acero. La figura 11 muestra la distribución inicial del tubo absorbedor de acero en la zona de evaporación, bajo condiciones de saturación y flujo de radiación homogéneo en la superficie. La figura 12 corresponde a la distribución de temperaturas en el instante de 5 segundos, donde se observan cambios importantes en los

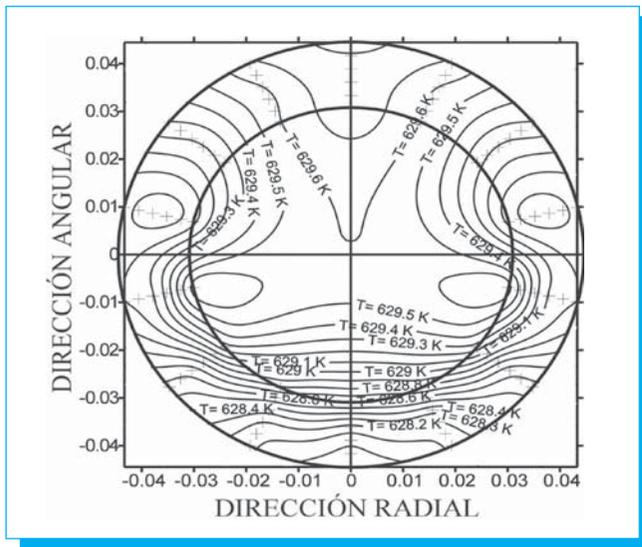


Fig. 15. Distribución de temperaturas para el tubo de acero a los 20 s.

perfiles de temperaturas en la región del tubo en contacto con la fase líquida, los gradientes de temperatura disminuyeron apreciablemente con respecto a la condición inicial, con respecto a la región del tubo en contacto con la fase gas, el cambio presentado por los perfiles fue despreciable. El comportamiento térmico del tubo a los 10 segundos se describe en la figura 13 donde se observan cambios moderados en la región en contacto con el vapor, los perfiles de temperatura cambian de forma, incrementando el gradiente de temperatura, en la región de la interfase líquido-vapor, por otro lado, la región en contacto con el líquido no presenta cambios apreciables. La figura 14 describe el comportamiento térmico del tubo en el tiempo de 15 segundos, donde se observan cambios importantes en todo el tubo, en la región de la interfase los perfiles cambian el comportamiento anteriormente descrito, los perfiles en esta región, aumentan considerablemente su gradiente, este instante se puede considerar como un punto de transición del comportamiento térmico hacia el estado estacionario. La figura 15 muestra la distribución de temperaturas al tiempo de 20 segundos que describe un comportamiento similar al instante anterior, pero con mayor definición de los perfiles, alrededor de la interfase líquido-vapor, los perfiles de temperatura adoptan una forma de «S», con los consecuentes cambios abruptos de magnitud y dirección de los gradientes de temperatura, por consiguiente, los esfuerzos térmicos presentes actúan particularmente en esta región del tubo. Al tiempo de 30 segundos (figura 16) se presentan algunos reajustes en los perfiles en los alrededores de la interfase

y hacia la región en contacto con el vapor, se observa la desaparición de la forma en «S» de los perfiles, dando origen a isotermas del lado del líquido y vapor, con gradientes de dirección opuesta, este comportamiento aparece en una región menor que la presentada por el tubo compuesto, provocando esto, mayores gradientes y esfuerzos térmicos en el tubo de acero. Corridas posteriores en la simulación no reportaron cambios con este comportamiento, por lo anterior, el estado estacionario se alcanza a los 30 segundos, manteniendo indefinidamente el comportamiento indeseable alrededor de la interfase.

5. Conclusiones

Los comportamientos térmicos presentados por el tubo son consistentes con las mediciones efectuadas en tubos absorbedores por Almanza [3] y Valdés [6], las estimaciones presentan una desviación promedio máxima de 15%. Como conclusión de este trabajo se establecen los siguientes puntos: el tubo compuesto alcanza en menor tiempo el estado estacionario (20 segundos). Los cambios del comportamiento térmico más severos para ambos tubos, fue en la región alrededor de la interfase líquido vapor; se presenta un estado de transición en el comportamiento térmico del tubo para ambos materiales, donde se modifica abruptamente los perfiles de temperatura en las regiones de líquido y vapor. El tubo de acero, después del estado de transición, mantiene un comportamiento extremo en los gradientes de temperatura en el 70% de la pared del tubo, disminuyendo, al alcanzar el estado estacionario. Bajo condiciones de estado estacionario, se mantienen regiones alrededor de la interfase, con gradientes importantes de temperatura para el tubo de acero y, 50% menores para el tubo compuesto.

Simbología

C_p	Capacidad calorífica
h_l	Coefficiente de transferencia de calor del líquido
h_g	Coefficiente de transferencia de calor del vapor
k	Conductividad térmica
ρ	Densidad
q''	Flux de calor
$\partial\theta$	Incremento en la dirección angular
∂r	Incremento en la dirección radial
∂T	Incremento de temperatura
∂t	Incremento de tiempo
r	Radio

•	Flujo de energía que entra
E_g	Flujo de energía que se genera
h	Coefficiente de transferencia de calor
h_{Cu}	Coefficiente de transferencia de calor del lado del cobre
h_s	Coefficiente de transferencia de calor del lado del acero
K	Conductividad térmica
K_{Cu}	Conductividad térmica del cobre
K_s	Conductividad térmica del acero
T	Temperatura
T_∞	Temperatura ambiente
T_l	Temperatura en fase líquida
T_p	Temperatura en la pared
T_g	Temperatura en fase gas

6. Referencias

- [1] Almanza, R., Lentz, A., Santiago, L., Valdés, A. (1999) «Some experiences on Electricity Production at Low Powers with DSG Using Parabolic Trough». *Journal of physique IV, EDP Sciences*, France pp 229-232.
- [2] Eck M., Steinmann W.-D., (2000), «Dynamic Behavior the Direct Solar Steam Generation in Parabolic Trough Collectors: A simulation Study». *Proceedings of the 10th Solar PACES International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, Sydney, pp 101-106.
- [3] Flores, V y Almanza, R. (2001), *Análisis térmico experimental del receptor de pared compuesta Cu-Fe en estados transitorios con incidencia lateral del flujo de calor durante la GDV*, Memoria de la XXV Semana Nacional de Energía Solar, San Luís Potosí. México.
- [4] S. D. Odeh, G. L. Morrison and M. Behnia, (1998), «Modeling of Parabolic Trough Solar Collectors with Direct Steam Generation». *Solar Energy*, Vol. 62, No. 6, pp. 395-406.
- [5] Steinmann W-D, Goebel O., (1998) «Investigation of the Stationary and Transient Characteristics of Parabolic Trough Collector for Direct Steam Generation». *Proceedings of the International Solar Energy Conference*, Albuquerque, pp. 409-416.
- [6] Valdés P. A, Almanza, R., Soria A, Mazarí. M. (1998), «Mathematical Model for Direct Steam Generation in Parabolic Trough Collectors With Compound Wall Receiver». *Proceedings of the 1998 Annual conference, ASES*, pp 271-275, Albuquerque, N.M.

Information for Authors Submitting Papers to the Científica Journal



The manuscript must be prepared in following a Camera Ready format with all its section numbered starting with the abstract, as shown below

1. **Abstract**
2. **Resumen (Spanish abstract if it is possible).**
3. **Body of the manuscript**
4. **Reference list**
5. **Acknowledgements if any**
6. **Reference list**
7. **Appendix if any**

Title

Must be concise and no longer than 3 lines using Capital and lower case letters.

Authors Name and Affiliations

The authors name must be written below the title using a one column format starting with the given name followed by one or two family names, if two family names applies. Below the authors names must be written the affiliation including the address quality, fax, telephone number or email.

Abstract

The abstract with about 200 words must give a brief description about the research including some comments about the experimental or simulation results and conclusion.

Resumen (Spanish abstract)

It is desirable that, if it is possible, a Spanish abstract be provided.

Body of the Manuscript

The body of the manuscript must include an introduction in which the relevance of the research must be explained. A review of related research works by either, the same or another authors must be included.

The body of the manuscript also must include the theoretical aspects of the research, as well as experimental or simulation results is any, together with a Conclusions Section.

Format

All manuscripts must be written in letter size paper, only by one side, with the following requirements. a) It is recommended that, if possible, the text be written using a word processor WORD 6.0 or higher. b) The text must be written in two columns with a separation between them of 0.77cm., using a 10 points Times New Roman font or similar, with lower, upper and right margins equal to 2.5 cm and left margin equal to 3.0 cm. c) All the equations must be numbered and written using an equations editor. d) All symbols or abbreviations must be defined the first time that they be used in the text. e) All figures must inserted in the manuscript. f) All figures must be numbered and its captions must be inserted below them. IT is strongly recommended to use, when it be possible, words instead of symbols in the graphic axis. The table captions must be inserted above the corresponding table. g) All pictures and scanned figures must be high quality pictures for proper reproduction.

References

References must appear in the format given below. For multiple authors all family names and given names initials must be given. Titles of the journals must be all in lower case except the fist letter of each word. All references must be cited by number in brackets, in the order that they appear in the text.



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

Científica: LA REVISTA MEXICANA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

Unidad Profesional Adolfo López Mateos

Edificio 1, Planta baja, Dirección, Col. Lindavista, CP. 07738, Tel. 5729 600 ext. 54518, Fax 55860758

email: revistacientifipn@yahoo.com.mx

