

TRANSFERENCIA DE CALOR EN RECEPTORES VOLUMÉTRICOS PARA SISTEMAS DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

Norma Rodríguez-Muñoz, N. A.^{1*}, Carlos A. Perez-Rabago¹, Fernando Hinojosa-Palafox², Claudio A. Estrada¹

¹ Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México, Temixco, Morelos, 62580, México. *narom@ier.unam.mx

² Depto. de Ingeniería Química y Metalurgia, Universidad de Sonora, Blvd. Encinas y Rosales s/n, Hermosillo, Sonora, 83000, México.

RESUMEN

En los sistemas solares de torre central para la producción de potencia eléctrica, se utilizan receptores que permiten la absorción de la luz solar concentrada para transferir la energía térmica hacia un fluido. Para el diseño de estos receptores solares térmicos, es necesario considerar varios aspectos: superficie del material, transferencia de calor eficiente y la reducción de pérdidas térmicas. Los receptores volumétricos tienen un gran potencial para la producción de energía térmica por lo que se consideran una opción atractiva. En este trabajo se estudia numéricamente el comportamiento de los perfiles de temperatura y velocidad en un receptor volumétrico. Se analizan los campos de temperatura y velocidad en varias profundidades del receptor. Los cuales proporcionan resultados preliminares para un estudio experimental futuro. Se realiza un estudio paramétrico donde se examina: la influencia de la variación de la velocidad a la entrada del receptor y se analizan dos configuraciones con condiciones de frontera diferentes.

PALABRAS CLAVE: Receptor volumétrico, solar térmica, transferencia de calor.

ABSTRACT

In the solar central tower systems, receivers that allow the absorption of concentrated sunlight are used to transfer thermal energy into a fluid. In the design of solar thermal receivers, several aspects are to be considered: reliability of the material surface, efficient heat transfer and the reduction of thermal losses. Therefore, volumetric thermal receivers have great potential for the production of thermal energy and have become an attractive option. This study numerically analyzes behavior of temperature and velocity profiles in a volumetric receiver. Temperature and velocity fields in several depths of the receiver are analyzed; this study provides preliminary results useful for a future experimental study. A parametric study of effects such a variation of velocity at the inlet of the receptor and two different boundary conditions are presented.

KEYWORDS: volumetric receiver, solar thermal, heat transfer, solar concentration.

INTRODUCCIÓN

Los problemas ambientales asociados al cambio climático y el agotamiento progresivo de combustibles fósiles, han incrementado el interés para desarrollar nuevas tecnologías de explotación de energías renovables. De acuerdo a la Agencia Internacional de Energía (IEA), hacia el 2060, la energía solar podría proveer cerca de la mitad de la energía

eléctrica necesaria, reduciéndose así la emisión de gases de invernadero [1]. Por lo que la investigación del uso eficiente de la energía solar térmica es de gran valor para el consumo futuro de energía a nivel mundial. En el marco del proyecto de Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar - Segunda Etapa (<http://lacyqs.cie.unam.mx/es/>), se vienen realizando estudios sobre concentración solar para la generación de potencia. En particular se estudian las plantas de potencia de receptor central. En los sistemas de receptor central, también llamados de torre central, se utilizan receptores que permiten la absorción de energía solar concentrada y posteriormente transferir la energía térmica a un fluido de trabajo. Durante el diseño de receptores se consideran varios criterios: a) confiabilidad del material, b) eficiencia de la transferencia de calor y c) la reducción de las pérdidas convectivas y radiativas, entre otros. Los receptores volumétricos han demostrado gran potencial para producir energía térmica a altas temperaturas, por lo que son una opción atractiva para sistemas de torre central. Particularmente los receptores volumétricos cerámicos son capaces de elevar la temperatura del aire de 1200 a 1500 °C (SiSiC y SiC); mientras que los receptores volumétricos metálicos pueden alcanzar alrededor de 700 °C. Como parte del proceso de desarrollo de receptores volumétricos, es de gran relevancia analizar en detalle la transferencia de calor en receptores volumétricos para mejorar su diseño y optimizar el uso de la energía solar. Varios estudios se han realizado sobre receptores volumétricos, los que se consideran más relevantes se comentan a continuación.

Fend et al. [2], describió una metodología y obtuvo resultados de la conductividad térmica, transferencia de calor convectiva, coeficiente de transferencia de calor convectivo y la eficiencia de materiales monolíticos. Los autores presentan un diseño experimental para investigar cómo es que la porosidad del material afecta la estabilidad del flujo. Se menciona que los materiales más prometedores son los basados en espumas cerámicas debido a que se pueden aplicar a superficies grandes y a sus características de soportar gradientes de presión. Albanakis et al. [3], probaron materiales porosos (Ni, aleación con Ni, Inconel, cobre, aluminio y SiC) expuestos a radiación solar concentrada. Los autores encontraron que el comportamiento de las espumas puede ser descrito por un polinomio de segundo orden en la forma de la correlación de Darcy-Forchheimer. Se estimó una correlación con el número de Nusselt y el coeficiente de efectividad demostró que el níquel tiene un mejor rendimiento que el Inconel.

Avila-Marin [4] presentó una revisión de alrededor de veinte receptores volumétricos, donde se discute el diseño, materiales utilizados y su desempeño. El autor clasificó los receptores en cuatro categorías basándose en la presión y el tipo de material, desglosándose las siguientes categorías: i) tipo Phoebus-TSA: ciclo abierto con absorbedor metálico, ii) tipo SOLAIR: ciclo abierto con absorbedor cerámico, iii) tipo REFOS: ciclo cerrado con absorbedor metálico y iv) tipo DIAPR: ciclo cerrado con absorbedor cerámico. Wu et al., [5] desarrolló un modelo macroscópico en estado estable para encontrar la distribución de temperatura en una espuma cerámica en un receptor volumétrico. Los autores examinaron el efecto de varios parámetros de diseño, así como las propiedades del material sobre la distribución de temperatura de las fases sólidas y líquidas comparando con los datos experimentales de Fend et al. [6]. Se obtuvieron los campos de energía en ambas fases utilizándose el modelo de no equilibrio térmico local -Local thermal non-equilibrium model (LTNE). Los resultados mostraron que el fenómeno de no equilibrio es localmente importante y que el tamaño de celda tiene un efecto dominante sobre el campo de temperatura.

Veeraragavan et al. [7], desarrollaron un modelo analítico para investigar el efecto de las pérdidas de calor, carga de partículas, concentración solar y altura del canal sobre la eficiencia del receptor. Estudiaron los efectos anteriormente mencionados a través de la combinación de los coeficientes convectivos y radiativos. El modelo predice una eficiencia de 0.35 para una longitud adimensional de 0.86. Finalmente, el modelo se usó para estimar la eficiencia óptima y la distancia para diferentes configuraciones variando el número de Nusselt y el flujo solar incidente. En este artículo [8], se analizan parámetros como la penetración de la radiación solar, coeficiente de transferencia de calor volumétrico y flujo másico en un receptor volumétrico de malla de alambre. Se llevaron a cabo experimentos donde se demostró que el efecto volumétrico no existe con velocidades de aire altas.

Los autores [9], desarrollaron una instalación a escala laboratorio en CIEMAT-PSA, para identificar configuraciones que mejoren la eficiencia térmica de receptores volumétricos. En este trabajo se evalúa el comportamiento de módulos de malla de alambre con porosidad gradual. Los alambres estudiados tienen rangos de 0.13-1.0 mm y una variación del tamaño de malla de 0.2 a 4.0 mm. Los resultados muestran que el receptor volumétrico con porosidad gradual de 54-38% tiene el mejor rendimiento. Cheng et al. [10], combinó el método de volumen finito (FVM) y el método de trazado de rayos de Montecarlo (MCRT) para examinar un concentrador parabólico compuesto (CPC) y un absorbedor sobre un receptor volumétrico presurizado (PVR). Los autores concluyen que la apertura del CPC tiene un efecto importante sobre las características y desempeño del PVR y encontraron que es posible determinar el espesor óptimo del absorbedor poroso. Fend et al. [11], analizó la transferencia de calor y masa a través de un receptor volumétrico de carburo de silicio expuesto a radiación concentrada. El flujo de calor promedio y el flujo másico fueron tomados en cuenta como condiciones frontera y para la comparación numérica-experimental, se consideraron la temperatura promedio a la salida, la distribución de temperatura y la eficiencia solar.

Jung et al. [12], estudiaron la transferencia de calor en un receptor volumétrico calculando la efectividad del receptor, analizando los perfiles de temperatura, flujo másico de aire y la longitud del receptor sobre el desempeño de la transferencia de calor. Roldan et al. [13], evaluaron mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) configuraciones de receptores volumétricos para un horno solar en Almería, España. Los autores compararon los prototipos para encontrar la configuración óptima para un flujo de aire de 1300-1373 K. El prototipo seleccionado comprende de un tubo con una placa deflectora en la salida y tres capas: material refractario de 0.15 m de espesor, aislamiento de 0.15 m de espesor y un marco de 0.005 m de espesor.

En este trabajo se estudia numéricamente el comportamiento de los perfiles de temperatura y velocidad, donde se analizan los campos de temperatura y velocidad en varias profundidades del receptor. Se investiga la influencia de la variación de la velocidad a la entrada del receptor mediante diferenciales de presión y se analizan dos configuraciones con condiciones de frontera diferentes. En la primera configuración se mantiene una temperatura fija de 1000 K sobre la parte frontal del receptor y sobre las paredes de cada uno de los ductos. En la segunda configuración se mantiene la temperatura fija de 1000 K sobre la pared frontal, mientras que en las paredes de los ductos se resuelve la conducción y convección acopladas. También se estudia numéricamente el comportamiento de materiales cuando se aplica radiación solar concentrada

Modelo físico y matemático.

En la Figura 1 se observa el modelo físico del módulo volumétrico analizado, el cual tiene dimensiones de 17.4 x 17.4 x 65 mm. El modelo físico corresponde a una sección de 25 ductos de 3 x 3 x 65 mm con una separación entre ductos de 0.4 mm. Éste sistema es una fracción de un sistema real con dimensiones de 100 x 100 x 65 mm. El aire entra a una temperatura de 300 K y velocidades de 0.0065, 2.14, 3.66 y 16.8 m/s a las cuales les corresponden diferenciales de presión de 0, 10, 20 y 200 Pa. Se llevaron a cabo dos consideraciones para la evaluación de la transferencia de calor: a) parte frontal del ducto y las paredes de los ductos se consideran isotérmicas (1000 K) y b) parte frontal del ducto isotérmica (1000 K) y en las paredes de los ductos se resuelve conducción y convección.

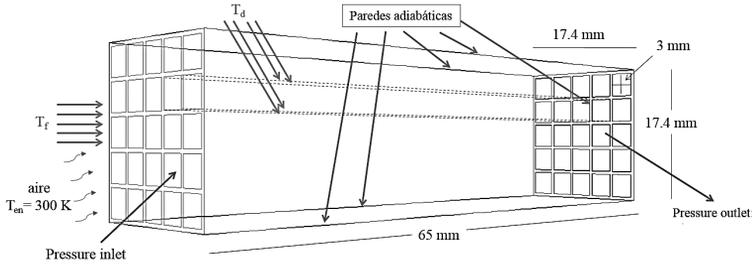


Figura 1. Modelo físico del módulo volumétrico.

Se aplican las siguientes consideraciones en las ecuaciones gobernantes: estado estable, fluido incompresible y Newtoniano en régimen turbulento, propiedades termofísicas variables (densidad, conductividad térmica, calor específico) y la viscosidad con la ley de Sutherland. Bajo estas consideraciones, las ecuaciones gobernantes (continuidad, momento y energía) promediadas en el tiempo para el módulo de receptor volumétrico son:

$$\frac{\partial \overline{\rho u_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\overline{\rho u_i u_j})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right] + \rho g_i \beta (T - T_\infty) \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\overline{\rho u_j T})}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u_j T} \right] \quad (3)$$

donde el tensor de Reynolds ($\overline{\rho u_i u_j}$) y el vector de flujo turbulento ($\rho C_p \overline{u_j T}$) se estiman como:

$$\overline{\rho u_i u_j} = -\mu_t \left[\frac{u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

$$\rho C_p \overline{u_i T'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5)$$

donde σ_t es el número de Prandtl turbulento. La viscosidad turbulenta (μ_t) se encuentra relacionada con la energía cinética turbulenta (k) y a la disipación de la energía cinética turbulenta (ε) por la expresión empírica de Kolmogorov-Prandtl de la siguiente forma:

$$\mu_t = C_{\mu} f_{\mu} \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

El modelo k_t - ε_t desarrollado por Ince y Launder [14] fue aplicado para cerrar el problema de turbulencia; donde la energía cinética turbulenta (k) y la disipación de la energía cinética turbulenta (ε) fueron obtenidas de sus ecuaciones de transporte.

Se aplicó condición de no deslizamiento a las paredes, por lo que los componentes de la velocidad son iguales a cero. En la entrada del aire se fijó una condición frontera con una presión estática de 0 Pa y la frontera de salida del aire con una presión negativa en el rango de 0 a -200 Pa. Se estableció que la energía cinética turbulenta y la disipación cinética turbulenta tuvieron una intensidad del 10 %.

Se utilizó el software de CFD Fluent 6.3 para obtener los resultados numéricos. El acoplamiento de las ecuaciones de continuidad y momento se realizó con el algoritmo SIMPLEC y los términos convectivos fueron discretizados aplicando el esquema de ley de potencia [15]. La convergencia se alcanzó cuando el residuo ponderado de cada una de las ecuaciones fue de 10^{-3} , mientras que para la ecuación de energía un residuo 10^{-6} .

RESULTADOS

En la Figura 2 se muestran los perfiles de temperatura y velocidad para dos configuraciones de condiciones frontera. En la Figura a₁ se observa el comportamiento de las temperaturas sobre una línea central desde la entrada hasta la salida del ducto (0 – 0.065 m) para los cuatro diferenciales de presión estudiados. El incremento de la temperatura conforme se avanza en la profundidad es más rápido para diferenciales de presión menores alcanzándose los 1000 K antes de los 0.03 m (0, -10, -20 Pa). Mientras que, para el diferencial de -200 Pa se observa un incremento gradual de temperatura alcanzándose solamente 850 K. En la Figura a₂, se puede observar que el incremento de temperaturas es menor, teniéndose temperaturas máximas de 968, 922 y 487 K para los diferenciales de presión (ΔP) de -10, -20 y -200 Pa respectivamente. En las Figuras b₁ y b₂, no se observan grandes diferencias en el comportamiento de la velocidad a través del ducto, sólo para $\Delta P=-200$ Pa la velocidad máxima alcanzada es de 19.3 m/s para la configuración 1 y 16.4 m/s en la configuración 2.

En la Figura 3, se presentan los campos de temperatura para los $\Delta P=-20$ y -200 Pa y ambas configuraciones de condiciones frontera. Entre la Figura a₁ y b₁, se puede observar la

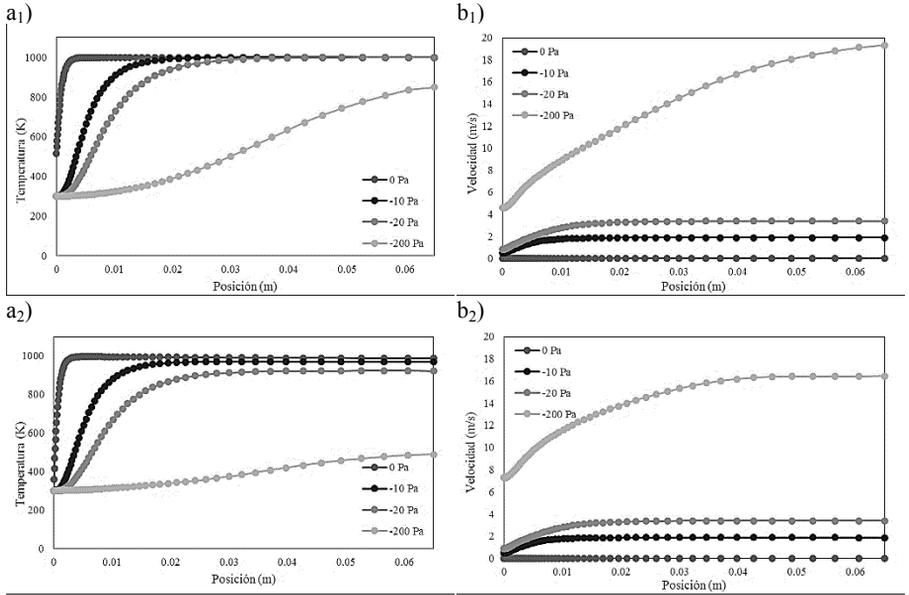


Figura 2. Perfiles de a) Temperatura, b) Velocidad, 1) Configuración 1, 2) Configuración 2.

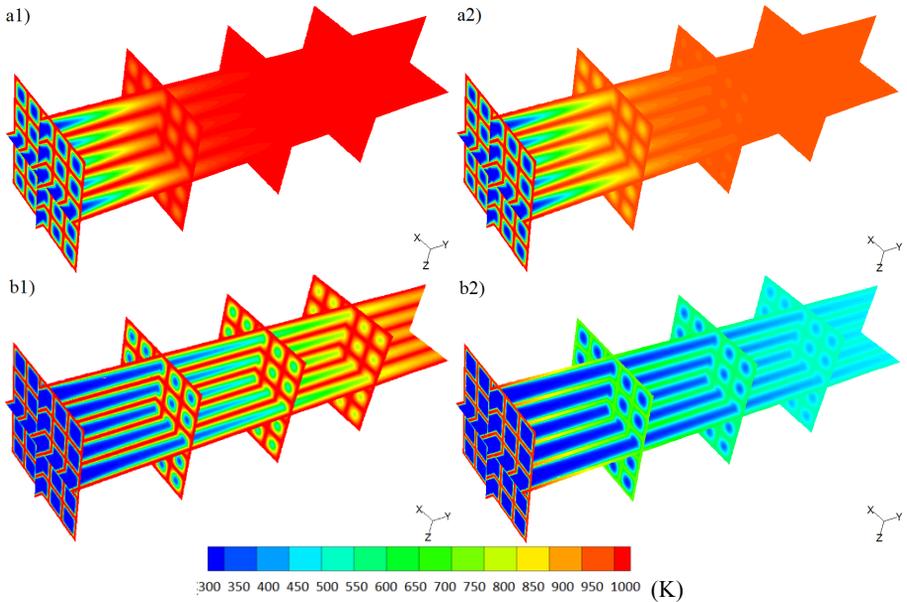


Figura 3. Campos de temperatura (K).
 a1) Configuración 1y -20 Pa, a2) Configuración 2 y -20 Pa,
 b1) Configuración 1y -200 Pa, b2) Configuración 2 y -200 Pa

diferencia en la distribución de las temperaturas con la variación del diferencial de presión., donde se observa un mayor calentamiento del aire en el interior del ducto cuando se tiene un diferencial de presión menor y por lo tanto una velocidad de entrada del aire menor. En la Figura a₁ ($\Delta P = -20$ Pa) el aire se calienta antes de la mitad de la profundidad del ducto, mientras que en la Figura a₂ ($\Delta P = -200$ Pa) el aire sale a temperaturas menores de 1000 K. Al realizar una comparación entre la Figura a₁ y a₂, se observa que el aire que entra por el ducto va enfriando la parte sólida del ducto. Con esta configuración de condiciones frontera se pueden comparar las propiedades térmicas de varios materiales y así mejorar la retención de calor del módulo volumétrico.

En la Figura 4, se muestran los campos de velocidad para los $\Delta P = -20$ y -200 Pa y ambas configuraciones de condiciones frontera. En las Figuras a₁ y b₁, se observa la variación de las velocidades con la variación del diferencial de presión, donde se observa que en la figura a₁ ($\Delta P = -20$ Pa) se tiene la mayor parte del interior del ducto a velocidades altas debido al calentamiento del aire en el interior, mientras que en la figura b₁ se observa que existen velocidades menores en las primeras tres cuartas partes del sistema debido a que la convección forzada domina en el interior del ducto. Entre las Figuras a₁ y a₂ no se observan diferencias significativas en las magnitudes de la velocidad, mientras que para las Figuras b₁ y b₂ se observan velocidades ligeramente mayores desde la entrada del ducto para el caso la configuración 2.

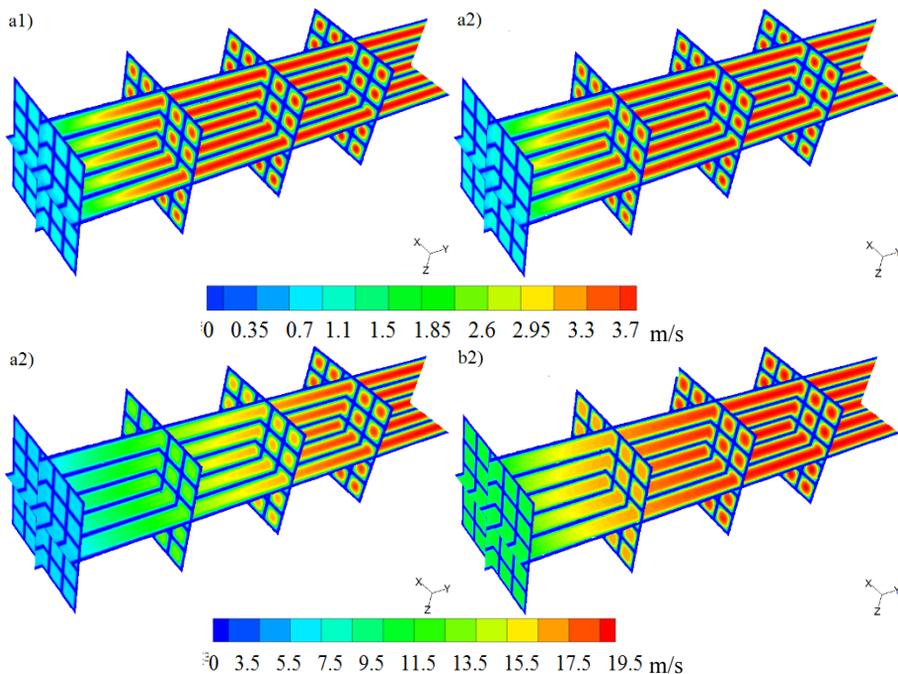


Figura 4. Campos de velocidad.

a1) Configuración 1y -20 Pa, a2) Configuración 2 y -20 Pa,
 b1) Configuración 1y -200 Pa, b2) Configuración 2 y -200 Pa

CONCLUSIONES

Se obtuvieron perfiles de temperatura y campos de velocidad y temperatura en un sistema volumétrico de 25 ductos de carburo de silicio (SiC) con dos tipos de condiciones frontera. Con este estudio se pudieron obtener la distribución temperaturas para varios diferenciales de presión con la finalidad de encontrar la temperatura de operación del sistema y las velocidades máximas que prevalecerán al interior de los ductos.

REFERENCIAS

- [1] Solar Energy Perspectives. (2011). International Energy Agency (IEA).
- [2] Fend F., Hoffschmidt B., Pitz-Paal R., Reutter O., Rietbrock P. (2004). Porous materials as open volumetric solar receivers: Experimental determination of thermophysical and heat transfer properties. *Energy*. 29, 823–833.
- [3] Albanakis C., Missirlis D., Michailidis N., Yakinthos K., Goulas A., Omar H., Tsipas D., Granier B. (2009). Experimental analysis of the pressure drop and heat transfer through metal foams used as volumetric receivers under concentrated solar radiation. *Experimental Thermal and Fluid Science* 33, 246–252.
- [4] Ávila-Marín A. L. (2011). Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review. *Solar Energy*. 85, 891–910.
- [5] Wu Z., Caliot C., Flamant G., Wang Z. (2011). Coupled radiation and flow modeling in ceramic foam volumetric solar air receivers. *Solar Energy*. 55:2374–2385 .
- [6] Fend T., Pitz-Paal R., Reutter O., Bauer J., Hoffschmidt B. (2004). Two novel high-porosity materials as volumetric receivers for concentrated solar radiation. *Solar Energy: Materials and Solar Cells*. 84, 291–304.
- [7] Veeraragavan A., Lenert A., Yilbas B., Al-Dini S., Wang E. N. (2012). Analytical model for the design of volumetric solar flow receivers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 55, 556–564.
- [8] Achenbach T., Bosch T., Breitbach G., Klein T., Götsche J., Sauerborn M. (2013). Theoretical and experimental investigations regarding open volumetric receivers of CRS. *Solar PACES*.
- [9] Avila-Marín A. L., Alvarez-Lara M. (2013). Experimental results of gradual porosity wire mesh absorber for volumetric receivers. *Solar PACES*.
- [10] Cheng Z. D., He Y. L., Cui F. Q. (2013). Numerical investigations on coupled heat transfer and synthetical performance of a pressurized volumetric receiver with MCRT-FVM method. *Applied Thermal Engineering*. 50, 1044-1054.
- [11] Fend T., Schwarzbözl P., Smirnova O., Schöllgen D., Jakob C. (2013). Numerical investigation of flow and heat transfer in a volumetric solar receiver. *Renewable Energy*. 60, 655-661.
- [12] Jung E. G., Boo J. H., Kang Y. H., Kim N. H. (2013). Effectiveness of a multi-channel volumetric air receiver for a solar power tower. *Heat Mass Transfer*. 49, 1181-1190.
- [13] Roldán M. I., Cañadas I., Casas J. L., Zarza E. (2013). Thermal analysis and design of a solar prototype for high-temperature processes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 56, 309–318
- [14] Ince, N., Launder, B. (1989). On the computation of buoyancy driven turbulent flows in rectangular enclosures. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 10, 110-117.
- [15] Patankar S., (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*, Washington, D.C.: Hemisphere publishing.