

TRANSFERENCIA DE CALOR EN LECHOS FLUIDIZADOS CIRCULANTES DENSOS. MODELADO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR PARED-SUSPENSIÓN EN TUBOS DE ACERO LISOS Y CON ALETAS INTERNAS

Andrés Reyes Urrutia, PROBIEN-CONICET-UNCo, andres.reyes@probien.gob.ar

Mariana Zambon, PROBIEN-CONICET-UNCo, mariana.zambon@probien.gob.ar

Huili Zhang, Beijing University of Chemical Technology, zhhl@mail.buct.edu.cn

Jan Baeyens, Beijing University of Chemical Technology, baeyens.j@gmail.com

Germán Mazza, PROBIEN-CONICET-UNCo, german.mazza@probien.gob.ar

Resumen— En este trabajo, se estudia la transferencia de calor entre la pared interna de un tubo y una suspensión densa fluidizada circulando en sentido ascendente empleando la fluidodinámica computacional (*CFD*).

La fluidodinámica del sistema multifásico se resolvió empleando el modelo Euleriano con las ecuaciones de Gidaspow [1] para evaluar el arrastre gas-sólido. Las conductividades efectivas de cada fase se resolvieron con el modelo de Zehner y Schlünder [2].

Los coeficientes de transferencia de calor h obtenidos por modelado fueron comparados con los resultados experimentales de Zhang y colab. [3]. En el trabajo citado, las experiencias fueron realizadas a escala piloto empleando partículas de SiC ($d_p = 64 \mu\text{m}$) y de cristobalita ($d_p = 58 \mu\text{m}$), en sistemas mono y multitubulares. En particular, para el tubo único, se presentan dos configuraciones internas: paredes lisas con diámetro interno, d.i., 36 y 46 mm y, por otra parte, paredes con aletas longitudinales, d.i. 46 mm.

El modelo se usó para evaluar una configuración alternativa en la disposición de las aletas no evaluada experimentalmente. En este caso se propone la disposición de aletas perpendiculares a la dirección de flujo en un tubo de 36 mm de diámetro interno.

El modelo predice de manera adecuada el coeficiente h obtenido de forma experimental y permite conocer en detalle el movimiento de sólidos y burbujas.

Palabras clave— *transferencia de calor pared-suspensiones densas, modelado CFD, aletas internas.*

1. Introducción

En la actualidad se estudia el uso de suspensiones densas como alternativa a los fluidos térmicos convencionales empleados en centrales solares. Mediante fluidización se logra el flujo ascendente de los sólidos en el interior de tubos de acero de bajo diámetro [4].

El tubo en cuestión, se encuentra posicionado en el foco de concentración de energía solar de una parábola y de esta forma la suspensión recibe la energía térmica elevando su temperatura.

El modelado de este tipo de sistemas resulta de interés a la hora de evaluar alternativas con relación a las condiciones operativas y tipos de sólidos. Con relación a este punto, Reyes y colab. [5] desarrollaron un modelo *CFD* (Computational Fluid Dynamics-*software* Ansys Fluent 17) para tubos lisos de 36 mm de diámetro interno. El modelo predice de manera adecuada la tendencia creciente del coeficiente de transferencia de calor h con el incremento del caudal de sólidos, con sobre estimación a caudales bajos y ajuste preciso a caudales relativamente altos.

Recientemente, Zhang y colab. [3] presentaron resultados del coeficiente de transferencia de calor pared-suspensión para dos tipos de sólidos, carburo de silicio (SiC) y cristobalita. En el trabajo [3] se muestra el comportamiento de h en función del flujo másico de material granulado, en tubos de diferente diámetro, lisos y con aletas internas longitudinales.

El trabajo presentado en este artículo consiste en emplear el modelo *CFD* desarrollado por los Reyes y colab. [5] en el análisis de la transferencia de calor pared- suspensiones densas en sistemas monotubulares con aletas internas.

2. Ecuaciones del modelo

Se presentan las ecuaciones para una de las fases (en este caso el aire, identificado con el subíndice “g”). Para la fase sólida, las ecuaciones son similares.

2.1 Balance de materia:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_g \rho_g) + \nabla \cdot (\varepsilon_g \rho_g \vec{u}_g) = 0 \quad (1)$$

2.2 Balance de cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_g \rho_g \vec{u}_g) + \nabla \cdot (\varepsilon_g \rho_g \vec{u}_g \vec{u}_g) = -\varepsilon_g \nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau}_g + \varepsilon_g \rho_g \vec{g} + \vec{R}_{g,p} \quad (2)$$

El subíndice **p**, hace referencia a la fase sólida granular. La ecuación (2) se resuelve con el uso de expresiones adecuadas para las fuerzas en la interfase $\vec{R}_{g,p}$. Este término representa el intercambio de cantidad de movimiento entre las fases mediante la fuerza de arrastre.

$$\vec{R}_{g,p} = K_{g,p}(\vec{u}_g - \vec{u}_p) \quad (3)$$

El coeficiente de intercambio de cantidad de movimiento entre fases $K_{g,p}$ se evaluó a partir de las ecuaciones de Gidaspow [1].

Si la fracción volumétrica de gas, $\varepsilon_g > 0.8$

$$K_{g,p} = \frac{3}{4} C_D \frac{\varepsilon_p \varepsilon_g \rho_g |\vec{u}_s - \vec{u}_g|}{d_p} \varepsilon_g^{-2.65} \quad (4)$$

Cuando $\varepsilon_g \leq 0.8$,

$$K_{g,p} = 150 C_D \frac{\varepsilon_s(1-\varepsilon_g)\mu_g}{\varepsilon_g d_p^2} + 1.75 \frac{\rho_g \varepsilon_s |\vec{u}_s - \vec{u}_g|}{d_p} \quad (5)$$

2.3 Balance de energía:

Por trabajar a temperaturas relativamente bajas, el modelo no tiene en cuenta la radiación. En estas condiciones, el balance de energía resulta:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon_g \rho_g h_g) + \nabla \cdot (\varepsilon_g \rho_g \vec{u}_g h_g) = \varepsilon_g \frac{\partial P_g}{\partial t} + \bar{\tau}_g : \nabla \vec{u}_g - \nabla \cdot \vec{q}_g + Q_{g,p} \quad (6)$$

El intercambio de calor entre las fases debe cumplir que:

$$Q_{g,p} = -Q_{p,g} \quad y \quad Q_{g,g} = Q_{p,p} = 0 \quad (7)$$

$Q_{g,p}$ se calcula mediante una expresión que depende de la diferencia de temperatura entre fases:

$$Q_{g,p} = h_{g,p} (T_g - T_p) \quad (8)$$

El coeficiente de transferencia de calor convectivo $h_{g,p}$ se relaciona con el número de Nusselt mediante la siguiente expresión [6]:

$$h_{g,p} = \frac{6 k_{g,o} \varepsilon_p \varepsilon_g \text{Nu}_{g,p}}{d_p^2} \quad (9)$$

Para la determinación del número de Nusselt para sistemas gas-sólido se seleccionó la correlación de Gunn [6], aplicable en un amplio rango de porosidades y números de Reynolds (valores hasta 10^5):

$$\text{Nu}_{gp} = (7 - 10\varepsilon_g + 5\varepsilon_g^2) \left(1 + 0,7\text{Re}_p^{0,2} \text{Pr}^{\frac{1}{3}}\right) + (1,33 - 2,4\varepsilon_g + 1,2\varepsilon_g^2) \text{Re}_p^{0,7} \text{Pr}^{1/3} \quad (10)$$

Las variaciones de velocidad de las partículas generadas a partir de las colisiones son cuantificadas por Ansys-Fluent 17 usando la teoría cinética de flujo granular. En la Tabla 1 se resumen las ecuaciones constitutivas del modelo.

Tabla 1. Ecuaciones constitutivas

Viscosidad tangencial de sólidos $\mu_p = \mu_{p,col} + \mu_{p,kin} + \mu_{p,fr} \quad (11)$
Viscosidad cinética granular [11] $\mu_{p,kin} = \frac{10\rho_p d_p \rho_p \sqrt{\Theta_p \pi}}{96 \varepsilon_p (3 - e_{pp})} \left[1 + \frac{4}{5} g_{0,p} \varepsilon_p (1 + e_{pp}) \right]^2 \varepsilon_p \quad (12)$
Viscosidad granular en el seno del lecho Constante-valor nulo
Viscosidad friccional No es necesario contemplarla: ε_p es menor al máximo admitido ($\varepsilon_{p,max}$) de 0,63 en todo los casos
Viscosidad por colisiones [11, 12] $\lambda_p = \frac{4}{5} \varepsilon_p^2 \rho_p d_p g_{0,p} (1 + e_{pp}) \left(\frac{\Theta_p}{\pi} \right)^{1/2} \quad (13)$
Función de distribución radial [13] $g_{0,p} = \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{p,max}} \right)^{1/3} \right]^{-1} \quad (14)$
Presión del sólido [12] $P_s = 2\rho_s (1 + e_{pp}) \varepsilon_p^2 g_{0,p} \Theta_p \quad (15)$

2.4 Conductividad efectiva de la emulsión

La naturaleza pseudo-continua del modelo Euleriano hace necesaria la inclusión de un modelo para evaluar la conductividad efectiva de cada una de las fases que conforman la suspensión densa. El uso directo de las conductividades del sólido y del gas genera una sobrestimación de la energía transferida con la pared [5].

Para que el software resuelva de manera adecuada la transferencia de calor entre la pared y la suspensión gas-partículas es necesario tener en cuenta las conductividades efectivas de las fases involucradas, que son función de la porosidad, de las conductividades propias de los materiales y de las características geométricas de las partículas [7].

En este trabajo se programó el modelo de Zehner y Schlünder [2] y se lo incorporó al esquema de simulación en la plataforma de CFD. Aunque el modelo fue originalmente desarrollado para estimar la conductividad efectiva radial de lechos fijos, también puede aplicarse en lechos fluidizados [8].

El modelo propone que la conductividad radial efectiva k_b es el resultado de la adición de las contribuciones de la fase gas $k_{b,g}$ y de la fase densa $k_{b,p}$ resultado de la combinación entre la fase sólida y el fluido:

$$k_b = k_{b,g} + k_{b,p} \quad (16)$$

Ambos términos se calculan mediante las siguientes expresiones:

$$k_{b,g} = (1 - \sqrt{1 - \varepsilon_g})k_{g,o} \quad (17)$$

$$k_{b,p} = \sqrt{1 - \varepsilon_g} [\omega A + (1 - \omega)\Gamma]k_{g,o} \quad (18)$$

donde

$$\Gamma = \frac{2}{\left(\frac{1-B}{A}\right)} \left\{ \frac{(A-1)}{\left(\frac{1-B}{A}\right)^2} \frac{B}{A} \ln\left(\frac{A}{B}\right) - \frac{(B-1)}{\left(\frac{1-B}{A}\right)} - \frac{1}{2} (B+1) \right\} \quad (19)$$

$$B = 1,25 \left(\frac{(1-\varepsilon_g)}{\varepsilon_g} \right)^{10/9} \quad (20)$$

$$A = \frac{k_{p,o}}{k_{g,o}} \quad (21)$$

En la ecuación (18), ω es la relación entre el área de contacto entre partículas y la superficie de una partícula [9]. En este trabajo se consideró $\omega = 7,26 \times 10^{-3}$, de acuerdo a lo recomendado por Kuipers y col. [7,10].

2.5 Coeficiente de transferencia de calor pared-suspensión

Para evaluar el coeficiente de transferencia de calor se utilizó el modelo de Mickley y Fairbanks [14] válido para partículas pequeñas en contactos prolongados con las superficies de intercambio. En estas condiciones, el valor de la temperatura de las partículas cercanas a la superficie se aproxima al valor de la variable en la pared. El transitorio térmico alcanza a muchas capas de partículas desde la pared y de esta manera la difusividad térmica del conjunto de partículas se convierte en la resistencia controlante del proceso. El modelo de Mickley y Fairbanks [14], denominado “modelo de renovación superficial”, permite evaluar el coeficiente instantáneo de transferencia de calor pared-sólidos a partir de la ecuación:

$$h(t) = \left(\frac{k_e^0 \rho_p (1 - \varepsilon_{g,mf}) C_{pp}}{\pi t} \right)^{1/2} \quad (22)$$

Las simulaciones se prolongaron más allá de la condición pseudo-estacionaria. El coeficiente instantáneo h para cada condición analizada, se obtuvo a partir de los valores instantáneos de las variables en la ecuación (22), durante el transcurso de la simulación en la condición pseudo-estable.

El paso de una burbuja promueve la renovación superficial y la transferencia convectiva de calor desde la pared hacia el seno del tubo Figura 1. La ausencia de burbujas genera tiempos de contacto prolongados y por ende una disminución en el coeficiente de intercambio. En particular, el tiempo de contacto “ t ” en la ecuación (22) se calculó a partir de la componente z de velocidad instantánea de las partículas y de considerar como longitud de contacto (L_c) a la distancia entre aletas.

Finalmente, el valor del coeficiente de intercambio reportado en el presente trabajo fue obtenido como promediando los valores instantáneos de la variable.

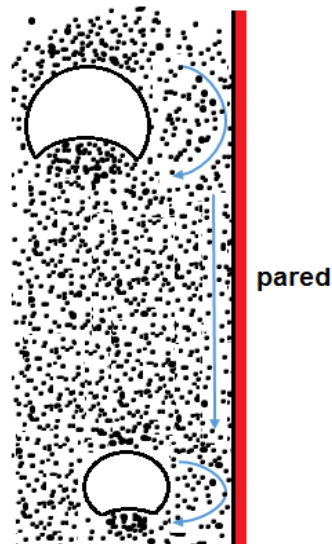


Figura 1. Movimiento de partículas y burbujas en el sistema fluidizado ascendente

3. Geometría de los sistemas analizados

En las simulaciones, se tuvo en cuenta la zona de transferencia de calor ($L = 0,5$ m) y se incorporó una porción adicional de tubo en la parte baja ($L = 0,1$ m) por donde ingresa el sólido granular; por la base del sistema ingresa el aire de fluidización. En las Figura 2 se muestra el sistema con aletas longitudinales empleado por Zhang y colab. [3] y en la Figura 3, la geometría alternativa propuesta en este trabajo. En la Figura 4 se detallan las dimensiones de ambos sistemas.

En el caso del tubo con pared interna lisa, los resultados que aquí se exponen son los presentados en [5]. En el sistema con aletas radiales, se considera como geometría de interés a la región conformada por la pared interna y la zona interna de circulación el fluido. Se ha comprobado experimentalmente en el tubo liso que no existen gradientes importantes entre el lado externo e interno de la pared. Hemos supuesto que dicha condición se mantendría con la incorporación de aletas de 3 mm de espesor por lo que la pared del tubo no se tuvo en cuenta.

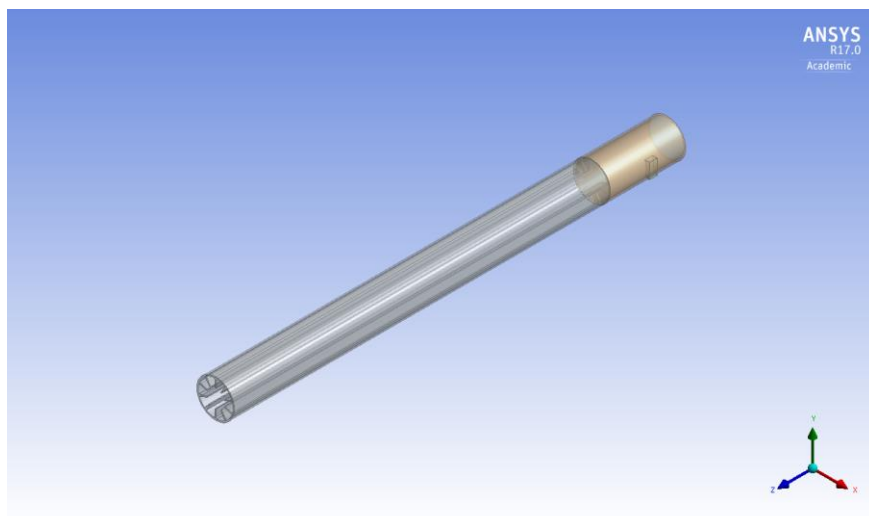


Figura 2. Configuración de aletas longitudinales empleadas en experiencias de Zhang y colab.[3].

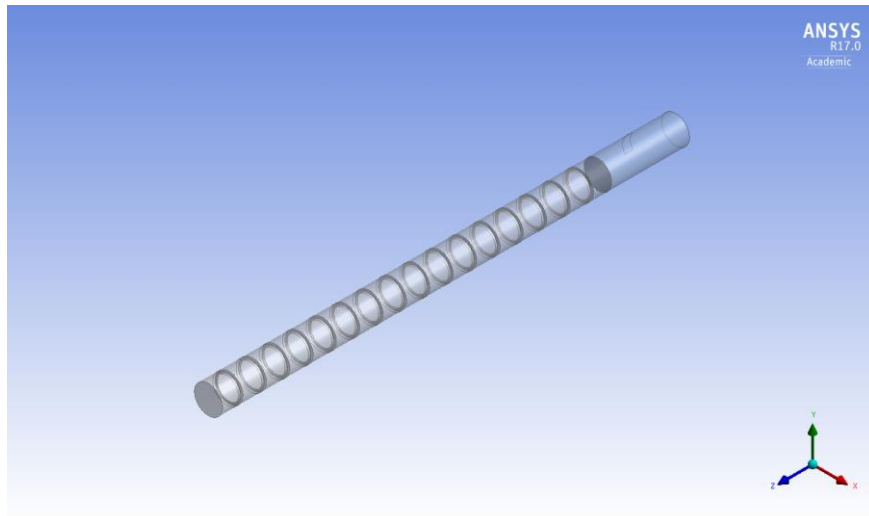


Figura 3. Geometrías con aletas radiales empleadas en las simulaciones CFD

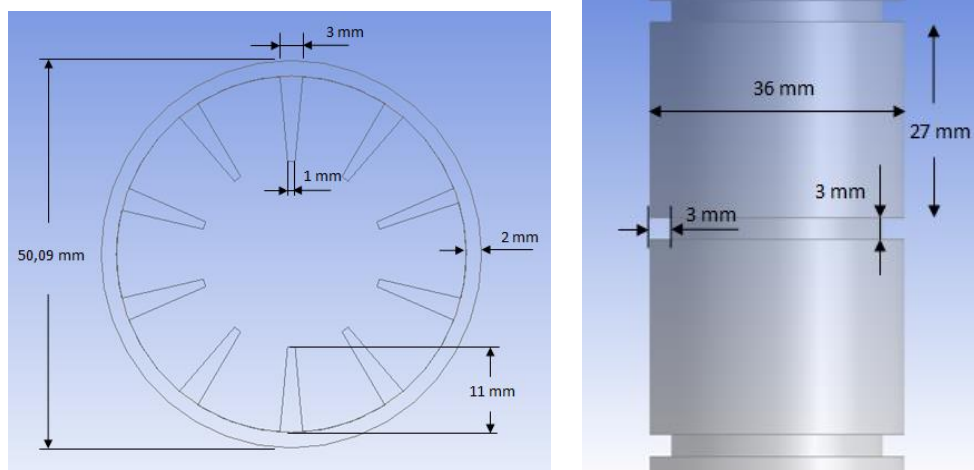


Figura 4. A la izquierda, vista superior del tubo con aletas longitudinales. A la derecha, vista lateral del tubo con aletas radiales

Chalermssinsuwan y colab. [15] emplearon un esquema similar al propuesto en este trabajo para el sistema con aletas radiales. Los autores desarrollaron un modelo CFD para un sistema fluidizado circulante diluido a temperatura ambiente.

3.1 Descripción de las simulaciones realizadas

Todas las simulaciones se llevaron a cabo en estado transitorio, adoptándose un paso de tiempo de 0,0001 segundos, con 40 iteraciones por paso, lo que se aseguró la convergencia adecuada durante las simulaciones. Se seleccionó el método de resolución *Pressure based*. La discretización espacial de los términos convectivos presentes en las ecuaciones de resolución se realizó mediante un esquema de segundo orden.

Las simulaciones se llevaron a cabo con el software Ansys Fluent 17 usando el CLUSTER TUPAC, situado en Centro de Simulación Computacional para Aplicaciones Tecnológicas (CSC) dependiente del CONICET y del MINCYT.

3.2 Condiciones de Borde

Base del tubo: Velocity inlet

Energía: ingresan aire a temperatura ambiente

Cantidad de movimiento: ingresa aire a velocidad $U = 0.045$ m/s

Ingreso lateral: Mass flow inlet

Energía: ingresa SiC a temperatura ambiente

Cantidad de movimiento: Ingresa aire en cantidad despreciable y 0.025 kg/s de SiC con fracción volumétrica es $\varepsilon_s = 0,6$.

Paredes del tubo: Wall

Energía: La pared se encuentra a 500 K.

Cantidad de movimiento: la condición de no deslizamiento (*no slip*) fue impuesta.

Parte superior del tubo: Pressure outlet

Se fijó un valor nulo de la presión manométrica. En caso de presentarse retroflujo, la dirección del mismo es perpendicular a la superficie del plano. Solo es admisible el retroflujo de aire a la temperatura de referencia del *software* (288,17 K).

3.3 Condiciones iniciales

Las simulaciones se iniciaron con un lecho fijo de partículas de SiC con una altura $L = 0.1$ m, porosidad $\varepsilon_g = 0,4$ (valor típico para tal condición). Los valores de temperatura del sistema coinciden inicialmente con los de la emulsión que ingresa lateralmente y con el aire de fluidización.

3.4 Mallas empleadas

Se utilizaron elementos hexaédricos en la región de circulación de la emulsión y transferencia de calor. En la zona baja, donde los sólidos y el aire son alimentados al sistema, se emplearon tetraedros. El total de elementos resulto ser de 414.918 (Figura 5).

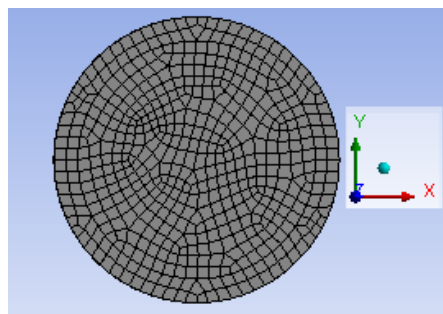


Figura 5. Vista superior de malla empleadas.

4. Resultados

En la Figura 6, se muestra el comportamiento de una burbuja en el sistema con aletas. Además de incrementar al área de transferencia, las aletas cumplen la función de desviar hacia el centro las burbujas que ascienden sobre la pared disminuyendo de esta forma la resistencia a la transferencia de calor que las mismas ejercerían si no fueran removidas. La figura 6, también permite observar zonas de alta concentración de sólidos sobre las aletas, mientras que por debajo de las mismas la ocurre lo contrario, evidenciando la retención de gas.

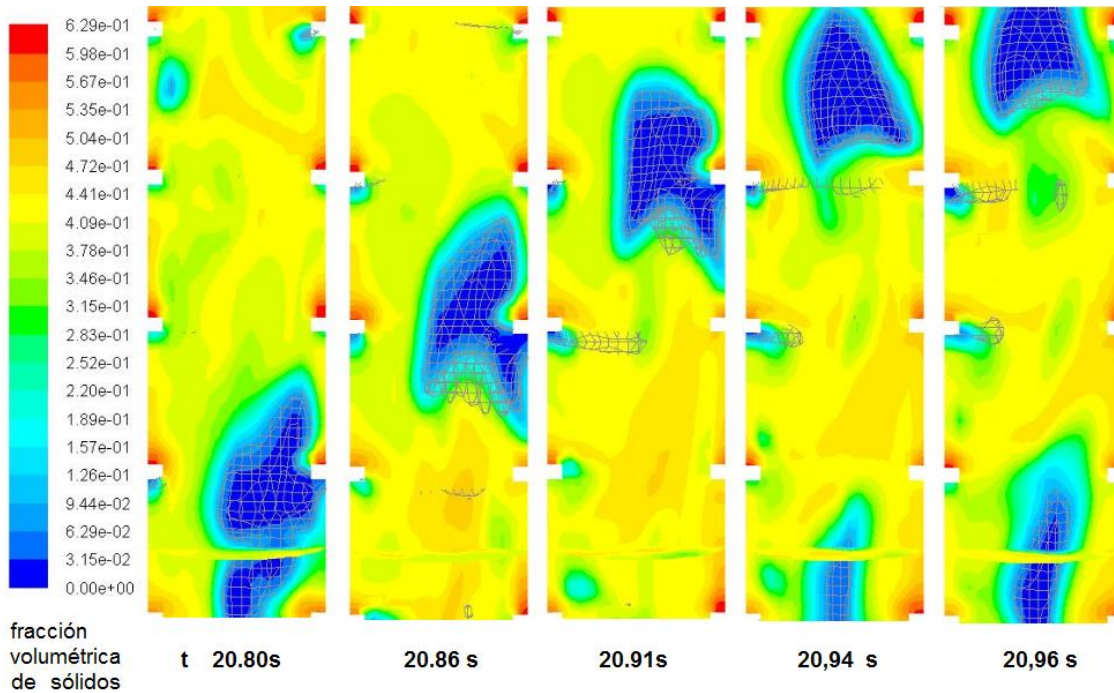


Figura 6. Fracción volumétrica de sólidos en el plano xz en el centro del tubo. Seguimiento de una burbuja.

Los valores instantáneos de las variables expuestas en la ecuación (22) fueron evaluados en un anillo adyacente a la pared, perpendicular al flujo de sólidos ubicado en la posición z coincidente con el centro de la zona caliente ($z = 25$ cm). En la Figura 7 se presentan los valores instantáneos de la componente z de velocidad de las partículas, en la Figura 8, los valores de fracción volumétrica de sólidos y en la figura 9 los valores instantáneos del coeficiente de transferencia de calor pared suspensión.

Transferencia de calor en lechos fluidizados circulantes densos. Modelado de la transferencia de calor pared-suspensión en tubos de acero lisos y con aletas internas

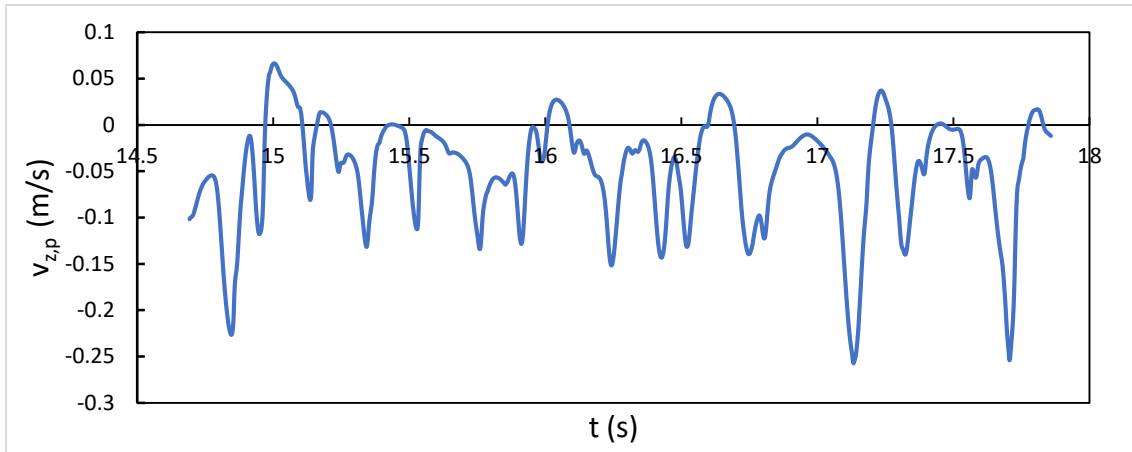


Figura 7. Componente z de velocidad de las partículas en la zona adyacente a la pared

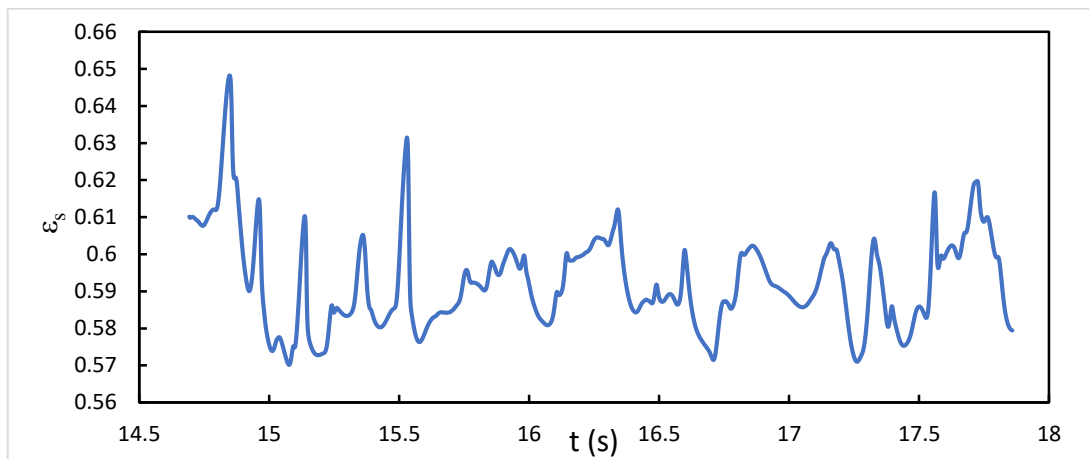


Figura 8. Fracción volumétrica de sólidos en zona adyacente a la pared

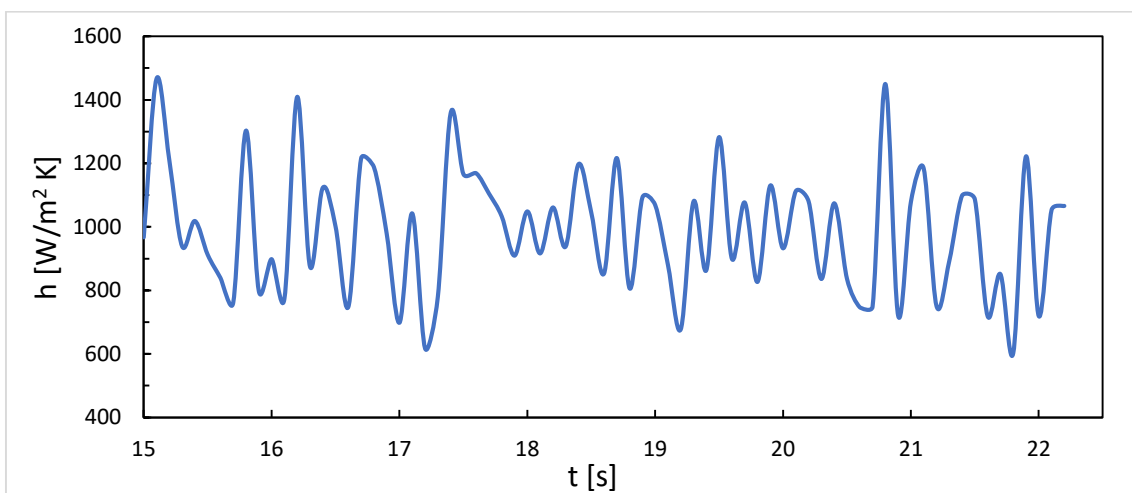


Figura 9. Comportamiento del coeficiente de transferencia de calor en función del tiempo. Valor medio resultante: 987,8 W/m²K

En la Figura 10 se comparan los valores experimentales de h reportados por Zhang y colab. [3] con los obtenidos mediante el modelado CFD. Para el tubo liso, los resultados son los presentados por Reyes y colab. [5] empleando el mismo modelo CFD. En amarillo el valor obtenido de h con la configuración de aletas radiales propuesta en este trabajo.

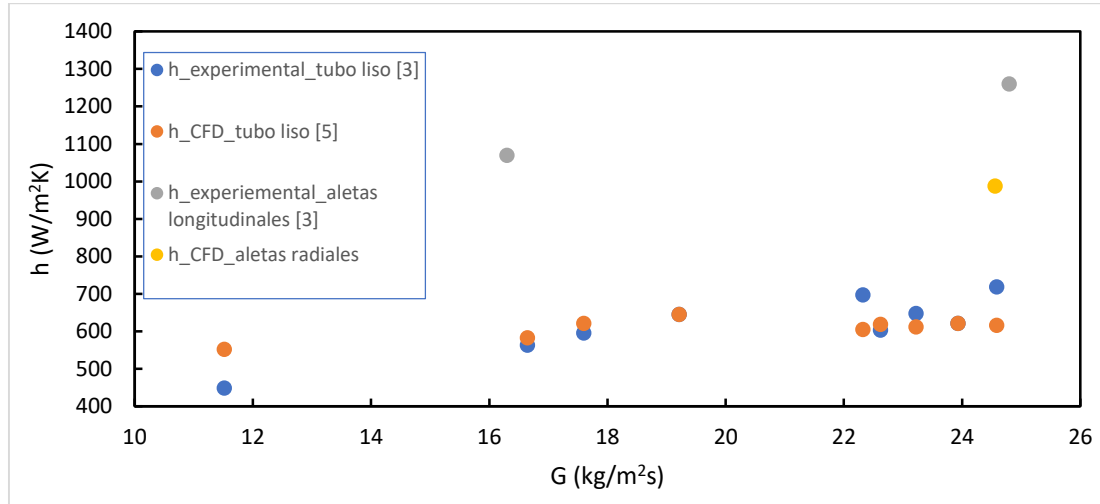


Figura 10. Comparación entre los valores de h reportados por Zhang y colab [3] y los determinados mediante CFD.

5. Conclusiones y perspectivas

El modelo CFD formulado, representa de manera adecuada al proceso de transferencia de calor pared-suspensión densa. Con relación al tubo con pared interna lisa, el sistema propuesto de aletas radiales permite elevar el coeficiente de transferencia de calor. Con las aletas, se incrementa el área de transferencia y se evita que las burbujas asciendan adheridas a la pared.

A modo de perspectiva, se pretende optimizar la transferencia de calor a partir de mejoras en la geometría del sistema de aletas radiales propuesto.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen el asesoramiento técnico brindado por el Licenciado Lucas Cavaliere, personal de apoyo CONICET en el instituto PROBIEN.

7. Referencias

- [1] GIDASPOW D. (1994) Multiphase Flow and Fluidization, Continuum and Kinetic Theory Descriptions. *Academic Press Inc.*
- [2] ZEHNER P.; SCHLUNDER E. U (1970). Thermal conductivity of granular materials at moderate temperatures (in German). *Chemie. Ingr.-Tech.* v.42, p.933-941.
- [3] ZHANG H.; BENOIT H.; PEREZ-LOPÈZ I.; FLAMANT G.; TAN T.; BAEYENS J. High-efficiency solar power towers using particle suspensions as heat carrier in the receiver and in the thermal energy storage. *Renewable Energy*, 111, 438-446.

- [4] FLAMANT G., GAUTHIER D., BENOIT H., SANS J-L, GARCIA R., BOISSIÈRE B., ANSART R., HEMATI M. (2013). Dense suspension of solid particles as a new heat transfer fluid for concentrated solar thermal plants: On-sun proof of concept. *Chem. Eng. Science*, 102, 567–576.
- [5] REYES URRUTIA A., BENOIT H., ZAMBON M., GAUTHIER D., FLAMANT G., MAZZA G. (2016). Simulation of the behavior of a dense SiC particle suspension as an energy transporting vector using computational fluid dynamics (CFD). *Chemical Engineering Research and Design*, 106, 141-154.
- [6] ANSYS, Inc. 2017. *ANSYS-Fluent 17.1, Theory Guide*.
- [7] KUIPERS J.A.M., PRINS W., VAN SWAAIJ W.P.M (1992). Numerical calculation of wall-to-bed heat transfer coefficients in gas-fluidized beds. *AIChE J.*, 38:1079-1091.
- [8] BIYIKLI S., K. TUZLA, CHEN J.C. (1989). A Phenomenological Model for Heat Transfer in Freeboard of Fluidized Beds. *Can. J. Chem. Eng.*, 67, 230.
- [9] SCHMIDT A. RENZ Y U. (2000). Numerical prediction of heat transfer in fluidized beds by kinetic theory of granular flow. *Int. J. Therm. Sci.*, 39:871–885.
- [10] KUIPERS J.A.M., VAN DUIN K.J., VAN BECKUM F.P.H. Y VAN SWAAIJ W.P.M. (1992). A numerical model of gas-fluidized beds. *Chem. Eng. Sci.*, 47 (8):1913–1924, 1992.
- [11] GIDASPOW D.; BEZBURUAH R.; DING J. (1992). Hydrodynamics of Circulating Fluidized Beds, Kinetic Theory Approach. *In Fluidization VII, Proceedings of the 7th Engineering Foundation Conference on Fluidization*, p.75–82.
- [12] SYAMLAL M., ROGERS W., O'BRIEN T.J. (1993). MFX Documentation: Volume 1, *Theory Guide*. National Technical Information Service, Springfield, VA., DOE/METC-9411004, NTIS/DE9400087.
- [13] OGAWA S., UMEMURA A., OSHIMA N. (1980). On the Equation of Fully Fluidized Granular Materials. *J. Appl. Math. Phys.*, 31:483.
- [14] MICKLEY, H. S., FAIRBANKS D. F. (1995). Mechanisms of heat transfer to fluidized beds. *AIChE J.*, 1, 3, pp 374-384.
- [15] CHALERMSINSUWAN B.; SAMRUAMPHIANSKUN T.; PIUMSOMBOON P. (2014). Effect of operating parameters inside circulating fluidized bed reactor riser with ring baffles using CFD simulation and experimental design analysis. *Chemical Engineering Research and Design*, v.92, p.2479–2492.