



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA
Unidad Cuajimalpa

Comunidad académica comprometida
con el desarrollo humano de la sociedad.

Diciembre 1º, 2017.
14/17

DICTAMEN QUE PRESENTA LA COMISIÓN DE INVESTIGACIÓN DE LA DIVISIÓN DE CIENCIAS DE LA COMUNICACIÓN Y DISEÑO

ANTECEDENTES

- I. El Consejo Divisional en su sesión 07.17 celebrada el 7 de abril de 2017, mediante el acuerdo DCCD.CD.02.07.17, integró la Comisión de Investigación como sigue:
 - Jefe del Departamento de Ciencias de la Comunicación
Dr. Jesús Octavio Elizondo Martínez
 - Encargada del Departamento de Teoría y Procesos del Diseño
Mtra. Lucila Mercado Colín
 - Jefe del Departamento de Tecnologías de la Información
Dr. Alfredo Piero Mateos Papis
 - Representante Titular del Personal Académico, Depto. de Ciencias de la Comunicación
Dr. Felipe A. Victoriano Serrano
 - Representante Titular del Personal Académico, Depto. de Tecnologías de la Información
Dr. Luis E. Leyva del Foyo
 - Representante Titular del Personal Académico, Depto. de Teoría y Procesos del Diseño
Dr. Luis A. Rodríguez Morales
- II. Mediante oficio recibido por la Oficina Técnica de Consejo Divisional de Ciencias de la Comunicación y Diseño, le fue turnado para su análisis y discusión el reporte final de resultados del proyecto de investigación denominado "**Desarrollo de modelos semi-empíricos para el diseño de intercambiadores compactos auto-limpiadores**" presentado por el Dr. Christopher Heard Wade, aprobado en la Sesión Ordinaria 09.15 celebrada el 30 de junio de 2015, mediante el acuerdo *DCCD.CD.04.09.15*.
- III. La Comisión de Investigación sesionó el día 1º de diciembre de 2017, fecha en la que concluyó su trabajo de análisis y evaluación del reporte final.
- IV. Se analizaron los siguientes elementos:

RELEVANCIA PARA LA DIVISIÓN
CONGRUENCIA GLOBAL
METAS-RECURSOS
EVALUACIÓN GENERAL

Unidad Cuajimalpa

DCCD | División de Ciencias de la Comunicación y Diseño
Torre III, 5to. piso. Avenida Vasco de Quiroga 4871,
Colonia Santa Fe Cuajimalpa. Delegación Cuajimalpa de Morelos,
Tel. +52 (55) 5814-6553. C.P. 05300, México, D.F.
<http://dccd.cua.uam.mx>



División
Ciencias de la
Comunicación y
Diseño



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA
Unidad Cuajimalpa

*Comunidad académica comprometida
con el desarrollo humano de la sociedad.*

Con base en los antecedentes y consideraciones anteriores, la Comisión de Investigación emite el siguiente:

DICTAMEN

ÚNICO.- Tras evaluar el reporte final de resultados del proyecto de investigación denominado **"Desarrollo de modelos semi-empíricos para el diseño de intercambiadores compactos auto-limpiadores"** presentado por el Dr. Christopher Heard Wade, la comisión de investigación recomienda al Consejo Divisional de Ciencias de la Comunicación y Diseño aceptarlo.

La evaluación de los resultados de investigación se llevó a cabo de acuerdo con los *"Lineamientos para la creación de grupos de investigación y la presentación, seguimiento y evaluación de proyectos de investigación"* aprobados en la Sesión 06.16 del Consejo Divisional de Ciencias de la Comunicación y Diseño, celebrada el 6 de junio de 2016, mediante al acuerdo DCCD.CD.15.06.16.

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

Dr. Jesús Octavio Elizondo Martínez
Jefe del Depto. de Ciencias de la Comunicación

Mtra. Lucila Mercado Colín
Encargada del Depto. de Teoría y
Procesos del Diseño

Dr. Alfredo Piero Mateos Papis
Jefe del Depto. de Tecnologías de la
Información

Dr. Felipe A. Victoriano Serrano
Representante Titular del Personal
Académico de Ciencias de la
Comunicación

Dr. Luis E. Leyva del Foyo
Representante Titular del Personal
Académico de Tecnologías de la
Información

Dr. Luis A. Rodríguez Morales
Representante Titular del Personal
Académico de Teoría y Procesos
del Diseño



División
Ciencias de la
Comunicación y
Diseño

Unidad Cuajimalpa

DCCD | División de Ciencias de la Comunicación y Diseño
Torre III, 5to. piso. Avenida Vasco de Quiroga 4871,
Colonia Santa Fe Cuajimalpa. Delegación Cuajimalpa de Morelos,
Tel. +52 (55) 5814-6553. C.P. 05300, México, D.F.
<http://dccd.cua.uam.mx>

Programa de Investigación Interdisciplinaria

**Informe final del proyecto:
Desarrollo de modelos semi-empíricos para el diseño de
intercambiadores compactos auto-limpiadores.**



Presentado por los responsables del proyecto:



Dr. Christopher Heard Wade
División de División de
Ciencias de la Comunicación y Diseño



Dr. José Javier Valencia López
División de División de
Ciencias Naturales e Ingeniería

Participantes del Proyecto

Oscar García Aranda (Programa de Doctorado)
Valaur E. Márquez Baños (Programa de Doctorado)
Fernando A. López Mata (Programa de Maestría)
Daniel Camacho Ibarra (Licenciatura en Ingeniería Biológica)

1 Actividades realizadas

1.1 Equipo experimental

1.1.1 Adecuación de las instalaciones experimentales.

Los principales adquisiciones de equipo experimental fueron relacionados con mantener y adecuar la instalación experimental: sistema de termografía, calentadores eléctricos con envoltorio de silicio, medidores de flujo de calor y un oxímetro.



Figura 1 Calibración de un transductor de presión.

Se realizó la calibración de un transductor de presión diferencial (Figura 1). El arreglo consistió en una perilla de goma conectada a una base con manómetro DEWIT con rango de 0-60 onzas por pulgada cuadrada con resolución de 2 onzas por pulgada cuadrada | (0.00879 kg/cm²) y éste conectado a un extremo del transductor de presión diferencial. El transductor fue energizado con un señal

portador lo cual fue desmodulado a un señal de voltaje conectado a un adquisitor de datos. Obteniéndose la tabla y gráfica de la figura 2.

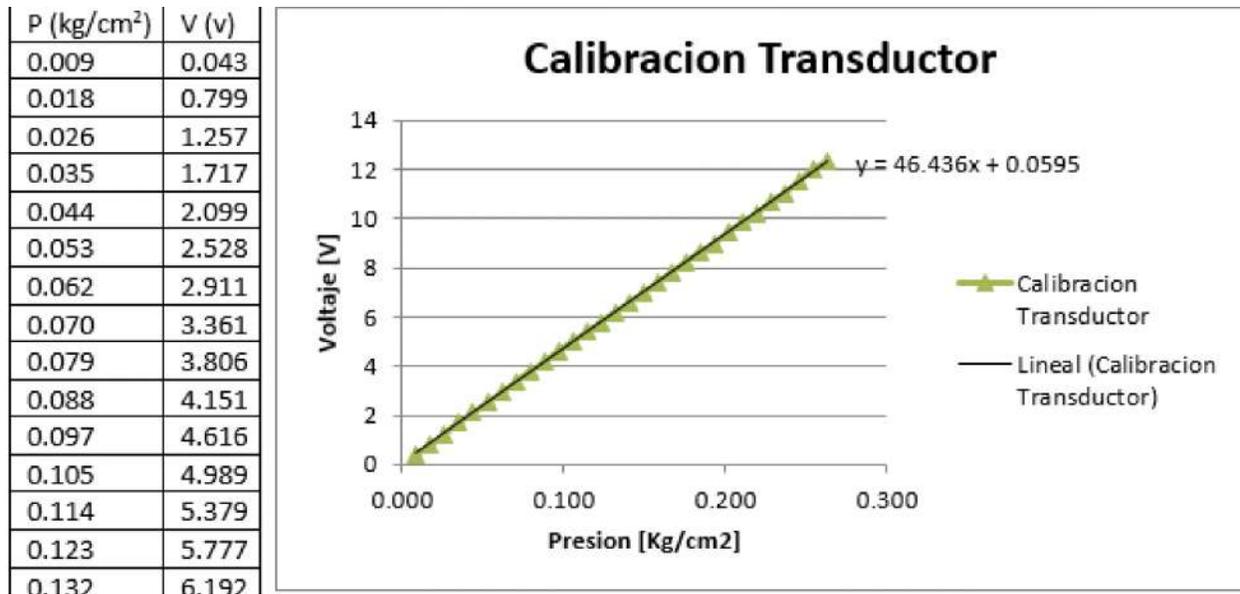


Figura 2 Resultados de la calibración de un transductor de presión.

Se montó un calentador Electrothermal tipo cerámico con un diámetro de 14mm y una longitud de 240mm que a un voltaje de 220V daba una potencia de calentamiento de aproximada de 400W según datos de fabricante; en posición concéntrica con respecto a la columna de acrílico (Figura 3).

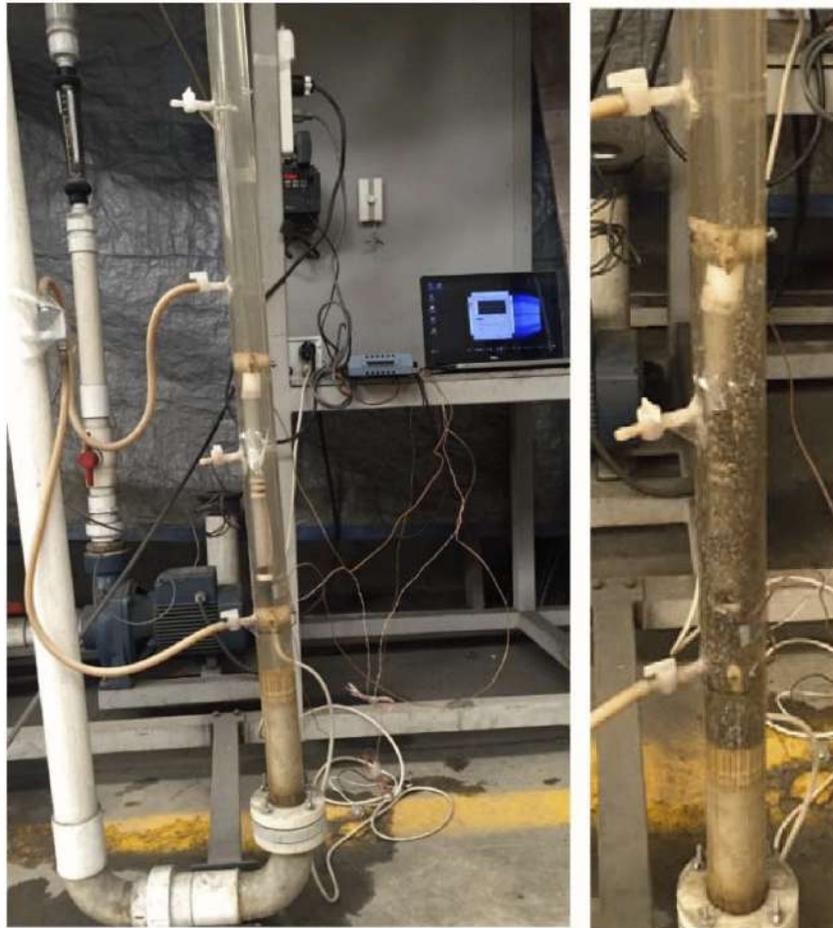


Figura 3 Calentador de tubo concéntrico instalado.

Se instalaron baffles modificados para permitir el uso del calentador concéntrico con los baffles para estudios de transferencia de calor con y sin lecho fluidizado en el régimen de flujo helicoidal (Figura).

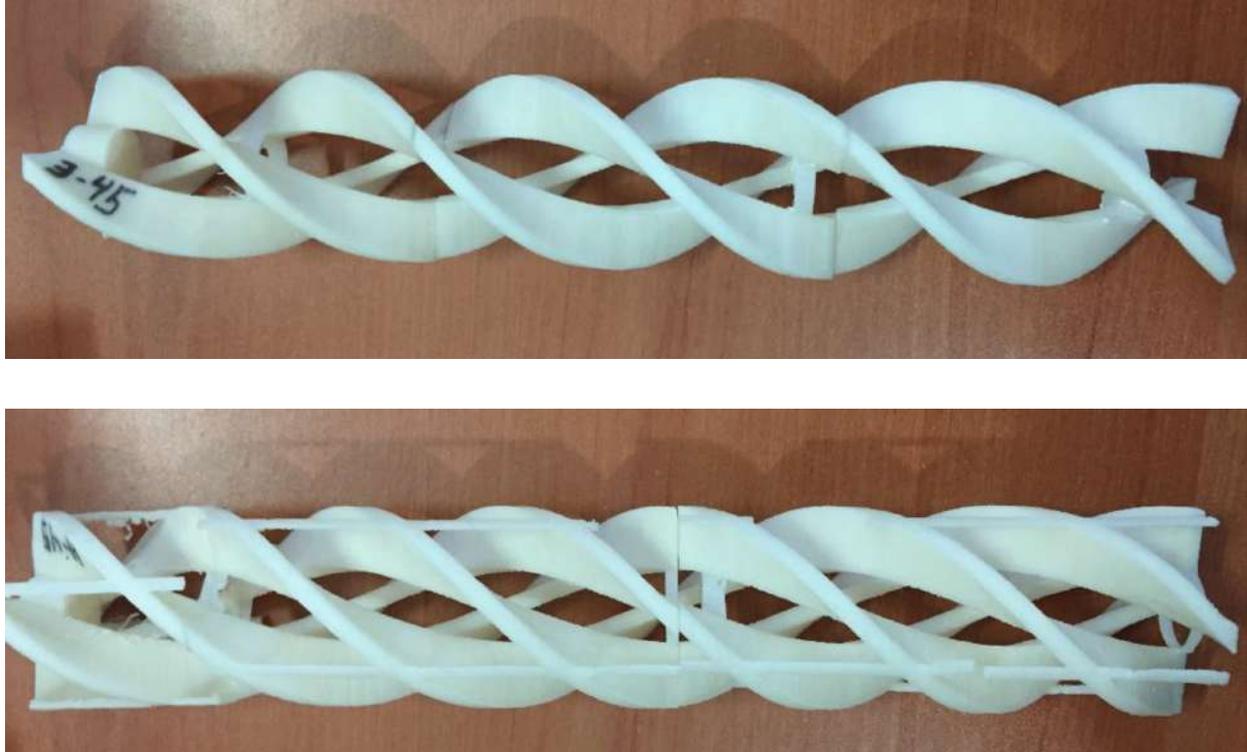


Figura 4 Baffles para uso con el calentador de tubo concéntrico.

Instrumentó el equipo con 2 sensores de temperatura Omega Engineering (termopares tipo T cobre-constantan) uno a la entrada de agua antes de entrar en contacto con el calentador e inmediatamente después de este, se contó con un sensor de flujo de calor-termopar tipo T, de RDF Corporation el cual se ubicó en la superficie del calentador y un transductor de presión diferencial Validyne Engineering conectado en la parte inferior de calentador y a la salida de este aproximadamente en la misma zona de los termopares. Todos los anteriores dispositivos fueron conectados al sistema de adquisición de datos Omega Engineering.

Se realizaron modificaciones, adecuaciones y calibraciones detalladas del impresora 3D tipo delta para logra impresiones de precisión ocupando todo del área de la placa base de impresión. La figura 5 muestra una impresión de prueba que ocupa los extremos del área de impresión.

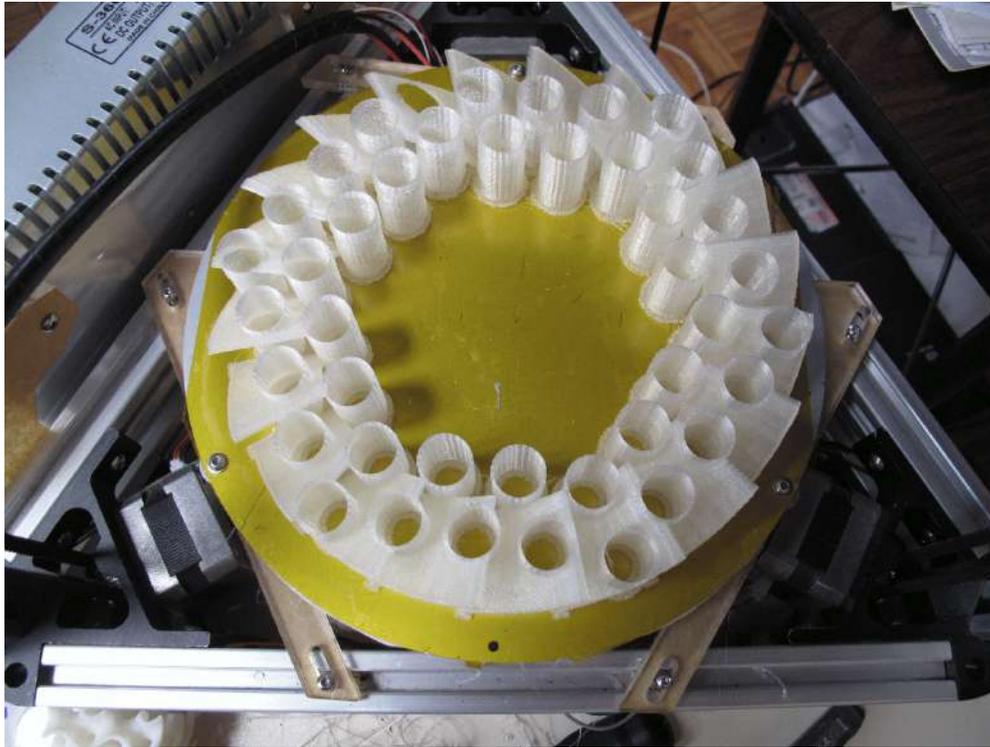


Figura 5 Impresión de prueba usando los extremos del área de impresión.

1.1.2 Desarrollos

Se realizaron estudios de transferencia de calor y caídas de presión con el calentador de tubo concéntrico, con y sin lecho fluidizado y con y sin baffles helicoidales. Se reporta dichos desarrollos en los informes de avance en el proyecto doctoral del M. I. Oscar García Aranda anexos y el manuscrito de artículo para publicación anexo.

2 Resumen de resultados

2.1 Experimentales

Se han integrado los sistemas experimentales e instrumentación.

El programa experimental ha resultado en estudios de la transferencia de calor

con una geometría de calentador de tubo concéntrico con fluidización líquido/sólido tanto en flujo vertical como en flujo helicoidal.

2.2 Modelado

El modelado se ha realizado de forma individual para:

Determinación de coeficientes de transferencia de calor considerando diferentes deflectores, en este tema se han obtenido resultados en un proyecto terminal que se ha concluido

Determinación de las condiciones hidrodinámicas para la fluidización de partículas con diferentes geometrías y ángulos de inclinación, el tema es parte de un proyecto de maestría y se han presentado los resultados en un congreso internacional, el proyecto está en proceso.

3 Publicaciones

3.1 Publicaciones:

En proceso de elaboración: manuscrito anexo.

An experimental study on the effect of liquid-solid fluidized vertical bed and helical baffles in a concentric heat exchanger. García Oscar, Heard Christopher, Valencia Jose, Solorio Francisco.

3.2 Presentaciones en congresos:

Fernando A. López Mata, J. Javier Valencia López, Christopher Heard; Simulación en 2D de la Hidrodinámica de una Columna de Lechos Fluidizados con Variación del Ángulo de Inclinación; Congreso Iberoamericano de Computación Aplicada a la Industria de Procesos CAIP; México, septiembre del 2017. (Se anexa constancia de participación y extenso del trabajo publicado en las memorias del evento).

4 Formación de Recursos humanos

Doctorado; Óscar García Aranda; “Desarrollo de intercambiadores de calor compactos con lecho fluidizado solido-líquido por el lado de la coraza”; (en proceso).

Maestría; Fernando Alberto López Mata; “Simulación de la hidrodinámica de

lechos fluidizados considerando variación en el ángulo de inclinación de la columna”; (en proceso).

Licenciatura, Proyecto terminal; Daniel Camacho Ibarra; “Determinación Numérica y Comparación de Coeficientes de Transferencia de Calor bajo la influencia de Factores geométricos en Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos”; septiembre 2016 (concluido, se anexa proyecto terminal).

5 Conclusiones

El proyecto obtuvo resultados experimentales significativas integrando las disciplinas de diseño y de ingeniería y ha originado publicaciones y presentaciones que amparan dichos resultados.

An experimental study on the effect of liquid-solid fluidized vertical bed and helical baffles in a concentric heat exchanger.

García Oscar ^a, Heard Christopher ^b, Valencia Jose ^c, Solorio Francisco ^d

^a Posgrado en Ciencias Naturales e Ingeniería, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Ciudad de México, México.

^b Departamento de Teoría y Procesos de Diseño, DCNI, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Ciudad de México, México.

^c Departamento de Procesos y Tecnología, DCNI, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Ciudad de México, México.

^d División de Ingeniería Eléctrica y Mecánica, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, México.

Abstract

Seven different metal particles are fluidized, choosing only one of them according to the characteristics they present. Nine different helical baffles were tested with 3, 4 and 5 propellers at 45, 60 and 75 degrees of inclination, three of them being the best to be tested with the selected particle in the heat exchange. Only one of them better in conjunction to maximize energy exchange.

1. Introduction

Fluidized bed was perhaps first used in the old practice of washing gold so as to suspend the particles of sand and separate them from the denser ones that sediment. Fluidization with liquid is the operation by which small solid particles are transformed through contact into a state similar to that the fluid. This effect is sought for a better exchange of energy (heat transfer) from one fluid to another or from a solid wall to a liquid. [1]

Turbulence affects the thermal boundary layer and reduces resistance to heat transfer. The heat transfer coefficient increases as the liquid velocity increases. The violent movement of the particles also has a positive effect on the fouling factor of the heat transfer surface. [2]

There are vertically oriented equipment in which the external fluid on the side of the tubes is added particles of various forms and materials, in order to create turbulence, which improves heat transfer by stirring the particles within the fluid in which they are immersed and suspended. [3]

2. Experiment setup model and measurement system

One of the first steps in the mechanical design of the fluidized bed is the selection of the geometry of the distributor plate where the bed rests and through which the fluid is introduced to the bottom of the bed. A simple perforated plate may be employed considering that the holes should be smaller than the diameter of the particle to be employed and that the structure or material be capable of supporting the weight thereof and

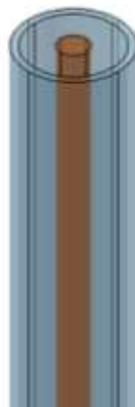
the hydrostatic charge. By doing these considerations we used distributors in 5 different points for the stabilization of the flow and the 3 different models can be seen in Figure 1.



Figure 1. Flow distributors employed in the test bench.

The assembly of the concentric vertical heat exchanger has a ceramic type heater with a diameter of 14 [mm] and a length of 240 [mm] which at a voltage of 220 [V] offers a heating power of approximately 400 [W] according to the manufacturer's data, Figure 2 (a).

It has two temperature sensors (thermocouples type T copper-constantan) one at the entrance of water before coming into contact with the heater and immediately after this, there is a thermocouple flow sensor-type "T" the which is located on the surface of the heater and a differential pressure transducer connected at the bottom of the heater and the outlet of this in the same area as that of the thermocouples. All of the above devices are connected to a data acquisition system. In addition, the peripheral equipment has a water recirculation tank, 3 HP centrifugal pump, rotameter and speed variator as shown in figure 2 (b).



a)



b)

Figure 2. a) Concentric tube heat exchanger. b) Measurement system.

3. Methods

3.1 Fluidization

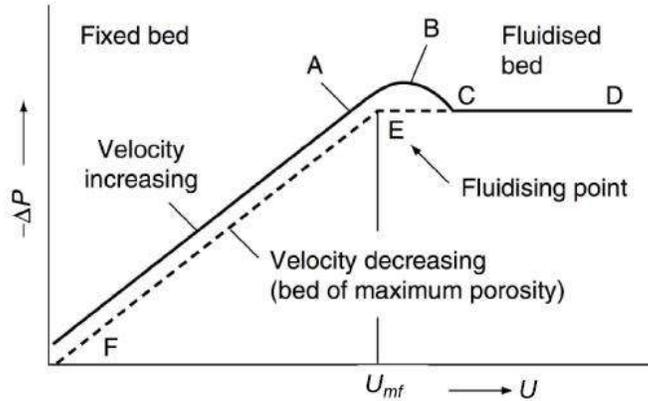


Figure 3. Pressure drop as a function of surface velocity [4]

The minimum velocity at which a fluidized bed of particles is a crucial parameter necessary for the design of any fluidization operation. The details of the minimum velocity depend on a number of factors, including the shape, size, density, and polydispersity of the particles. Density, for example, directly alters the net gravitational force acting on the particle, hence the minimum resistance force, or velocity, necessary to lift a particle. The shape not only alters the relationship between the drag force and the speed, but also the packing properties of the fixed bed and associated voids and the velocity of the fluid therethrough.

Measurements of pressure drop across the particle bed can be used to identify the minimum fluidization velocity. As shown in Figure 3, the pressure drop increases with flow rate until the bed expands and the voidage increases (point A). It is taken into account that the velocity and pressure drop relationship is not necessarily linear as shown, depending on the range of Re (Reynolds) covered.

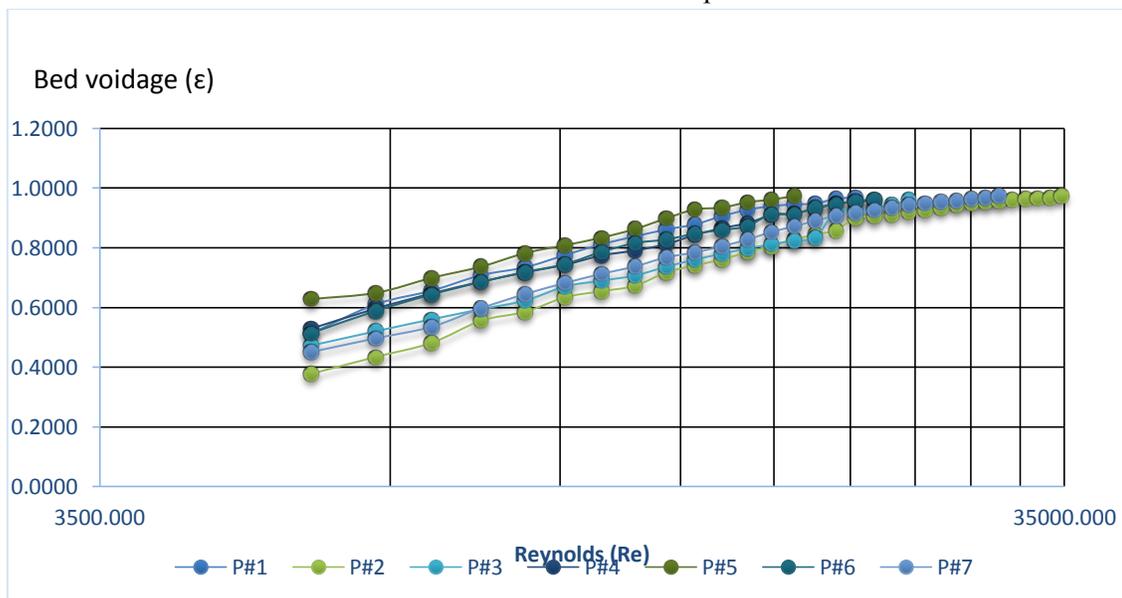
By further increasing the speed, the pressure drop reaches a maximum value. Between points A and B, drag friction causes the particles to reorganize, which can alter porosity. After reordering, the pressure decreases and point B is above point C as a result. As U (velocity) increases beyond the point C, the pressure drop is maintained approximately constant to a certain point D where the velocity is not significantly greater than at point C. If the process is reversed in a constant manner by the reduction of velocity U , the point E will be found instead of point B due to the different porosity resulting from the rearrangement of the particles, and the EF line is the process of reforming the fixed bed of particles. This conceptual diagram serves as the basis for the experimental determination of U_{mf} . to identify the point E, the velocity of the fluid increases until the pressure passes through a maximum and then stops changing; this method defines the CD line. The amount

of the flow is then reduced to obtain the EF line. The minimum fluidization velocity is the speed at which these two lines intersect. Increases in velocity must be small to solve for point E.

During the fluidization for the following particles the amount of 70 cm³ was kept constant and obtaining the following table and graph.

	P#1	P#2	P#3	P#4	P#5	P#6	P#7
							
	Sphere	Sphere	Saturn	Diagonal cylinder	Straight cylinder	Needle	Sphere
Density ρ (gr/cm ³)	10.031	9.570	8.25	8.24	7.325	8.26	6.90
Mass (gr)	443	450	329	352	350	334	315
Bed voidage ϵ	0.284	0.242	0.236	0.184	0.222	0.358	0.264
Sphericity Ψ	1.0	1.0	0.808	0.923	0.873	0.891	1.0
Min. Vel. of F. U_{mf} (m/s)	0.353	0.602	0.463	0.381	0.332	0.384	0.528
Height of the bed (mm)	930	1170	670	690	1180	705	1115

Table 1. Characteristic values of the particles used



Graph1. Development of voidage during fluidization for different particles.

3.2 Helical baffles

Such flows, where a particle represents a helical path due to an axial flow component and a rotating component, are referred to as the helical flows. Therefore, for a pressure driven flow, the increase in axial flow velocity is attributed exclusively to the rheological effects combined with the orthogonal stresses (the flow in the azimuthal direction lies in a plane which is orthogonal to the axial direction). [5]

Literature consulted indicates that, despite their practical importance, very few studies have been reported on the fluidized bed in inclined tubes (behavior similar to helical baffles).

To obtain the components of the velocities within each of the proposed geometries (Figure 4) we first consider a flow in a permanent and fully developed state and proceed to calculate them by using the software COMSOL Multiphysics with input conditions obtained by experimentation in the bank of tests, and obtaining the components of the tangential velocity (V_{θ}) and the axial velocity (V_z), resulting in table 2.



Figure 4. Helical baffles with 3,4 y 5 spirals to 45, 60 y 75 degrees of inclination.

Baffles	45°	60°	75°
3	$V_{\theta} = 0.340$ (m/s) $V_z = 0.540$ (m/s)	$V_{\theta} = 0.200$ (m/s) $V_z = 0.519$ (m/s)	$V_{\theta} = 0.200$ (m/s) $V_z = 0.519$ (m/s)
4	$V_{\theta} = 0.380$ (m/s) $V_z = 0.550$ (m/s)	$V_{\theta} = 0.230$ (m/s) $V_z = 0.540$ (m/s)	$V_{\theta} = 0.105$ (m/s) $V_z = 0.545$ (m/s)
5	$V_{\theta} = 0.350$ (m/s) $V_z = 0.570$ (m/s)	$V_{\theta} = 0.239$ (m/s) $V_z = 0.560$ (m/s)	$V_{\theta} = 0.110$ (m/s) $V_z = 0.565$ (m/s)

Table 2. Maximum axial and tangential speed in tested configurations.

The process of expansion of the fluidized bed depends to a large extent on the angle of inclination. Consequently, the critical drag speed varies with the angle of inclination of the column and presents a maximum at approximately 45 °. The length of the column was found to have a minor effect on the phenomena involved. [6]

According to the values reported in Table 1, particle number 5 was chosen to be the best for fluidization in the vertical column without baffles. So we proceeded to realize the visualizations of those but now with the baffles having a different number of starts, as well as degrees of inclination in their propellers, obtaining thus the images that are presented next.



Figure 5. Baffle with 3 starts (from left to right) at 45 °, 60 ° and 75 °.

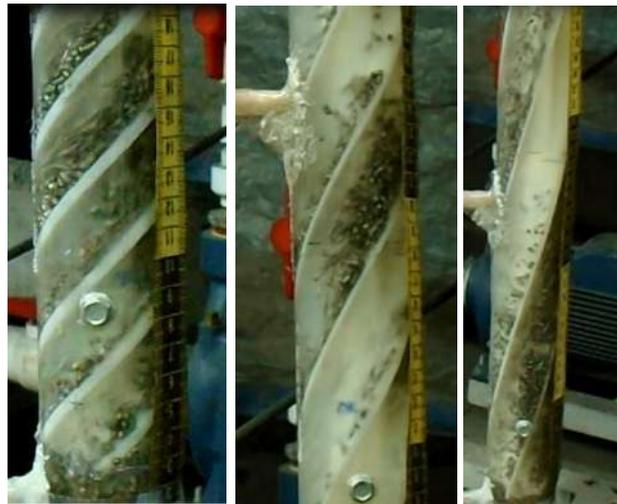


Figure 6. Baffle with 4 starts (from left to right) at 45 °, 60 ° and 75 °.



Figure 7. Baffle with 4 starts (from left to right) at 45 °, 60 ° and 75 °.

4. Heating

In the first of the experiment, water without particles is passed to a volumetric flow equal to that of fluidization in order to make the comparison between both experiments and thus to obtain the data under the same operating conditions. Volumetric flow, concentric tube velocity, Reynolds number, temperature at the heater surface, water temperature, pressure drop between the inlet and outlet, heat flow and convection coefficient are recorded by the law of Newton cooling. With this arrangement for both processes a 20-minute period was considered to reach steady state condition to take the readings, Figure 8.



Figure 8. Fluidization with heating.

	W/O Baffle	W/O Baffle &	Baffle 3-45°	Baffle 4-45°	Baffle 5-60°
--	------------	--------------	--------------	--------------	--------------

	& Particles	With Particles	W/O Particles	With Particles	W/O Particles	With Particles	W/O Particles	With Particles
v[m/s]	0.369	0.369	0.340	0.340	0.380	0.380	0.239	0.239
m[kg/s]	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499
Re	10952.30	10952.30	5553.74	5553.74	5872.3	5872.3	3556.28	3556.28
T ₁ [°C]	87.96	73.68	73.85	62.60	70.71	64.8	64.50	56.80
T ₂ [°C]	17.30	17.70	20.57	22.01	21.66	22.01	18.30	19.0
T ₃ [°C]	18.55	18.93	21.36	22.96	23.08	23.94	19.42	20.23
ΔP[kg/cm ²]	0.022	0.043	0.028	0.046	0.039	0.060	0.044	0.061
Q [W/m ²]	35986.8	35986.8	35986.8	35986.8	35986.8	35986.8	35986.8	35986.8
h[W/m ² °C]	509.29	638.36	675.50	886.68	733.75	841.10	779.02	952.13
A[m ²],HTA	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106

Table 3. Values obtained during fluidization with heating.

5. Discussion

There are numerous experimental studies of fluidization that support both their resistance to fouling on the heat exchange surfaces and the considerable increase in heat transfer coefficient. [7]

However, recent literature indicates that higher heat transfer coefficients can be achieved in the wall of vertical tubes immersed in the bed than with fluidized beds inside tubes in the case of liquid-solid fluidization. [8]

The suspension of the bed can be achieved in a better way with the interaction between inclined plates; the system allows thus a wide range of suspension. On the other hand, it aids in the retention of particles within the vessel and it also attenuates fluctuations during fluidization. [9]

Dense suspensions are possible during fluidization at speeds greater than the terminal velocity of the particles. With the installation of the inclined plates, however, they alter the dynamic characteristics of the fluidized bed, in particular, impacting on the expansion behavior of the suspension. [10]

It is possible to retain the bed by reducing the vertical velocity of the fluidizing fluid at the outlet of the bed chamber thereby using the baffle or baffles. [11]

Such flows, where a particle represents a helical path due to an axial flow component and a rotating member, are referred to as the helical flows. Therefore, for a pressure driven flow, the increase in axial flow velocity is attributed exclusively to the rheological effects combined with the orthogonal stresses (the flow in the azimuthal direction lies in a plane which is orthogonal to the axial direction). [12]

6. Conclusions

By fluidizing the seven different particles in the vertical column without baffles and without heating the seven different particles, it was found that the particle # 5 was suspended in a more homogeneous way in relation to the others and also counted on the smallest minimum velocity value fluidization, so then it is chosen to be fluidized in the same vertical column with helical baffles of 3, 4, and 5 propellers at 45 °, 60 ° and 75 ° of inclination, thus determining which is the best configuration in hydrodynamic tests.

According to the values of velocities obtained within the different geometries by means of CFD (Comsol), it was possible to verify by means of visualization that the best configurations of the 9 different ones that were tested, are those of 3-45 °, 4-45 ° and 5-60 ° with the most homogeneous fluidization compared to the others. The best velocities are presented in the 5-45 ° configuration, but at the moment of the visualizations, it is observed that, by restricting the cross section area through which the fluidization originates, this is not homogeneous and the particles started to be stagnant as observed.

During heating for the three geometries mentioned above and with the selected particle, it was obtained that the configuration that offers the best behavior was the baffle 3-45°, although its convection coefficient (with particles) is smaller in relation to 5-60°, this does not present stagnation of the particles through the helix, effect that if present the geometries 4-45° and 5-60°.

The fluidization by itself is observed to increase the convection coefficient by 25.3% with respect to traditional concentric tubes and the only helical effect 32.6%, 44.1% and 52.9% (respectively 3-45 °, 4-45 ° and 5 -60°). In conjunction, these two techniques of enhanced in heat transfer give us convection coefficients (following the same order) 74.1%, 65.15 and 86.9% higher than conventional ones.

References

- 1) Jamialahmadi M, Müller-Steinhagen, Hydrodynamics and heat transfer of liquid fluidized bed systems, Chem. Eng. Comm. Vol. 179, pp. 35-79, 2000.
- 2) Haid, M., Correlations for the prediction of heat transfer to liquid-solid fluidized beds, Chemical Engineering and Processing Vol. 36, (2), 143-147, 1997.
- 3) Jamialahmadi M, Malayeri M. R., Müller-Steinhagen H., Prediction of heat transfer to liquid-solid fluidized beds, Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 73, pp. 444-455, 1995.
- 4) Experimental and Theoretical Determination of Minimum Velocity of Fluidization, Unit Operations Laboratory Department of Chemical Engineering, University of Florida. March 13 2015.

- 5) Bandopadhyay A, Goswami P., Chakraborty S. Effect of streaming current on helical flows of powerlaw fluids. *Physics of Fluids* 26, 122003, 2014.
- 6) Yakubov B., Tanny J, Maron D.M., Brauner N. The dynamics and structure of a liquid–solid fluidized bed in inclined pipes. *Chemical Engineering Journal* 128 105-114 (2007).
- 7) Rautenbach R, Kollbach J., New developments in fluidized bed heat transfer for preventing fouling, *Swiss Chem.*, Vol. 8, (5), 47-55, 1986.
- 8) Kenichi Hashizume, Akira Shirai, Koichi Fukai y Akihiro Fukagawa, Heat Transfer on Tube Bundles Embedded Vertically in Liquid-Fluidized Beds, *Heat Transfer—Asian Research*, 38 (8), 520-535, 2009.
- 9) K. P. Galvin, G. Nguyentranlam, Influence of parallel inclined plates in a liquid fluidized bed system, *Chemical Engineering Science*, 57, 1231 – 1234, 2002.
- 10) E. Doroodchi, K.P. Galvin, D.F. Fletcher, The influence of inclined plates on expansion behaviour of solid suspensions in a liquid fluidised bed—a computational fluid dynamics study, *Powder Technology*, 156, 1-7, 2005.
- 11) Giang Nguyentranlam, Kevin P. Galvin, Applications of the Reflux Classifier in solid–liquid operations, *Int. J. Miner. Process.*, 73, 83– 89, 2004.
- 12) Bandopadhyay A, Goswami P., Chakraborty S. Effect of streaming current on helical flows of powerlaw fluids. *Physics of Fluids* 26, 122003, 2014.



La División Académica de Ingeniería

otorga el presente

Reconocimiento

a

José Javier Valencia López

por la impartición de la conferencia

“SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE UNA COLUMNA DE LECHO FLUIDIZADO”

Ciudad de México, 25 de septiembre de 2017

Dr. David Muñoz Negrón
Director del Departamento Académico de
Ingeniería Industrial y Operaciones

Dr. Luis A. Moncayo
Coordinador Académico



ITAM



La División Académica de Ingeniería del
Instituto Tecnológico Autónomo de México

otorga el presente

Reconocimiento

a

CHRISTOPHER HEARD

por haber contribuido con el artículo:

"SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE UNA COLUMNA DE LECHO FLUIDIZADO"

Ciudad de México, 26 de septiembre de 2017

Dr. David Muñoz Negrón
Director del Departamento Académico
de Ingeniería Industrial y Operaciones

Dr. Luis A. Moncayo
Coordinador Académico



ITAM



La División Académica de Ingeniería del
Instituto Tecnológico Autónomo de México

otorga el presente

Reconocimiento

a

J JAVIER VALENCIA

por haber contribuido con el artículo:

"SIMULACIÓN MEDIANTE CFD DE UNA COLUMNA DE LECHO FLUIDIZADO"

Ciudad de México, 26 de septiembre de 2017

Dr. David Muñoz Negrón
Director del Departamento Académico
de Ingeniería Industrial y Operaciones

Dr. Luis A. Moncayo
Coordinador Académico

Computación Aplicada a la Industria de Procesos

ITAM

INSTITUTO TECNOLÓGICO AUTÓNOMO DE MÉXICO

Luis A. Moncayo–Martínez • David Fernando Muñoz Negrón
Adán Ramírez López • Sergio Romero Hernández
Editores

Departamento de Ingeniería Industrial y Operaciones
ITAM

Septiembre 2017

Computación Aplicada a la Industria de Procesos

Tipo de Documento:
**Actas del Congreso
CAIP'2017**

No REGISTRO DE DERECHO DE AUTOR
03-2017-082910533300-01

Departamento de Ingeniería Industrial y Operaciones
ITAM

Septiembre 2017

122.Aplicación de la metodología de superficie de respuesta para la optimización del proceso Fenton como tratamiento de aguas residuales provenientes de la industria de café soluble	515
123.Diseño de un motor regenerativo stirling tipo alfa.	516
124.Conditioning of unstable systems for model order reduction computation of large-scale systems	524
125.Herramienta de simulación de servicios de salud para la enseñanza de la toma de decisiones en ingeniería industrial	534
126.Tuning equations for PID controllers based on first-order- plus-dead time process parameters and minimization of IAE and controller signal variance	543
129.Adsorción de cromo Cr(VI) usando carbón activado de origen bituminoso. metodología de superficie de respuesta como herramienta de optimización	554
130.Control predictivo generalizado restringido para seguimiento de trayectoria en un vehículo multi rotor	555
136.Simulación de la evolución termoestructural del calentamiento de una probeta dilatométrica por efecto Joule	565
137.Simulación numérica del calentamiento de un horno tipo empujador para palanquillas considerando desplazamiento continuo	573
138.Análisis de bifurcación a través de la plataforma de Aspen Plus®: hidrólisis de óxido de propileno	582
140.Análisis de datos en sistemas de información geográfica para zonas de riesgo en la Ciudad de México	583
142.Predicción de propiedades termodinámicas asistida por computadora	590
144.Simulación en 2D de la hidrodinámica de una columna de lechos fluidizados con variación en el ángulo de inclinación	591
145.Simulación de la fermentación en distintos tiempos en un biorreactor de tanque agitado	601
146.Composición al equilibrio en la producción de H ₂ por reformado de etanol y vapor de agua	606
147.Análisis de la movilidad vehicular en el departamento de la guajira usando simulación. caso: Riohacha y Maicao.	616
148.Performance shaping factors and human error probability in power systems control centers	618
154.Multiple attribute decision making applied to performance evaluation of transmission system operators	628
157.Condiciones socioeconómicas de una comunidad indígena en el departamento de la Guajira-Colombia. una oportunidad desde la ingeniería social.	638
159.Control óptimo en resonancia magnética nuclear.	644
161.Análisis económico del ciclo de reemplazo en una granja de cerdos con base en simulación de estado transitorio	650
163.Modelo matemático intrapartícula para determinar la cinética de absorción de hidrógeno en LaNi ₅	655
164.diseño de un prototipo de videojuego 3D para el desarrollo de habilidades mentales	662

Simulación en 2D de la Hidrodinámica de una Columna de Lechos Fluidizados con Variación en el Ángulo de Inclinación

Fernando A. López Mata a; J. Javier Valencia López ; Christopher Heard

(1) Posgrado en Ciencias Naturales e Ingeniería, División de Ciencias Naturales e Ingeniería, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Ciudad de México

(2) Departamento de Procesos y Tecnología, División de Ciencias Naturales e Ingeniería, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Ciudad de México

(3) Departamento de Teoría y Procesos de Diseño, División de Ciencias de la Comunicación y Diseño, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Ciudad de México

E-mail: ib.lomf@gmail.com, jvalencia@correo.cua.uam.mx

Resumen

El objetivo del presente trabajo es el planteamiento de un modelo matemático y su solución numérica en un software comercial de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), ANSYS FLUENT v 16.2, para la determinación de la hidrodinámica de una columna de lecho fluidizado considerando diferentes ángulos de inclinación. Se analiza la fracción volumétrica de los sólidos en el interior de la columna y caídas de presión con la finalidad de obtener las condiciones óptimas para lograr una fluidización del lecho sobre toda la columna. Se simularon cuatro casos de estudio de los cuales los dos primeros están basados en un prototipo experimental, con la finalidad de comparar la expansión del lecho a lo largo de la columna.

2D Simulation of Hydrodynamics of a Column of Fluidized Beds with Variation inclined Angle

Abstract

The objective of the present work is the approach of a mathematical model and its numerical solution in commercial software of Computational Fluid Dynamics (CFD), ANSYS FLUENT v 16.2, for the determination of the hydrodynamics of a fluidized bed column considering different angles of inclination. The volumetric fraction of the solids inside the column and pressure drops are analyzed in order to obtain optimum conditions to achieve fluidization of the bed over the entire column. Four case studies were simulated, of which the first two are based on an experimental prototype, in order to compare the expansion of the bed along the column.

Keywords: mathematical model, Computational Fluid Dynamics, fluidized bed colum

INTRODUCCIÓN

La fluidización es un proceso por el cual una corriente ascendente de fluido (líquido, gas o ambos) se utiliza para suspender partículas sólidas (Mc Cabe & Smith, 2002). El flujo de fluidos a través de lechos de partículas sólidas es un proceso que cuenta con un gran número de aplicaciones dentro de la ingeniería, la primera de importancia a nivel industrial tiene lugar en el año de 1940, con los procesos de craqueo catalítico y desde entonces se ha empleado en muchas otras áreas en el sector ingenieril e industrial (Barreira, 2007), tales como: Filtración, Síntesis de reacciones, Intercambiadores de calor de lecho fluidizado, Lixiviación, Extracción de solventes, etc.

A lo largo de la historia la fluidización ha incluido los esfuerzos de múltiples investigadores, de tal forma que son muchos los estudios que se han publicado sobre el tema, sin embargo, la obtención de resultados satisfactorios no ha sido una tarea fácil, en algunos casos ha resultado complicado establecer teorías y correlaciones uniformes, además de que muchos estudios se han realizado en instalaciones a pequeña escala y no siempre es posible extrapolar de forma experimental el comportamiento a gran escala, para solventar esta dificultad en lo últimos años se han empleado modelos matemáticos y su simulación numérica, para de esta forma describir los procesos de fluidización y tener herramientas de optimización y escalamiento de este proceso (Barreira, 2007). Para predecir el movimiento de un sistema fluido-partículas demanda resolver simultáneamente las ecuaciones de continuidad y las ecuaciones de cantidad de movimiento (momentum) para cada fase (discreta y continua) (Patiño, et al., 2010).

Las fluidizaciones en sistemas inclinados son poco conocidas y han recibido poca atención de investigación a pesar de que realmente en la práctica muchos sistemas de este tipo no están orientados verticalmente. De hecho, el sistema vertical puede considerarse como un caso particular de fluidización en el que la fuerza de flotación y la fuerza gravitatoria son directamente opuestas. Aunque con el ángulo de inclinación en las columnas se ha comprobado que se pueden lograr diferentes grados de mezcla, esto es pertinente en los procesos de fluidización industrial tales como el craqueo catalítico o lixiviación, que a menudo se requieren el uso de tuberías anguladas (O'Dea, et al., 1990).

METODOLOGÍA

Se plantea el problema en función de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento que constituyen la base de estudio del fenómeno hidrodinámico donde se describen las variaciones de velocidad, fracción volumétrica del sólido y del fluido con respecto al tiempo y posición en el sistema (Cornelissen, et al., 2007). Se utiliza un modelo de Euler-Euler para resolver el flujo de la fase continua y dispersa. Ambas fases se modelan por un conjunto separado de ecuaciones de Navier-Stokes.

El modelo matemático que describe el comportamiento de la hidrodinámica de lechos fluidizados se toma como el que proponen (Cornelissen, et al., 2007). Los valores de operación del simulador se consideran a partir de los resultados publicados por (Davarnejad, et al., 2014).

El problema planteado se resuelve tomando en cuenta una geometría en 2D que representa a una columna de diámetro de 0.05 m, altura de la columna de 1.4 m más una altura de lecho de 0.05 m (ver Fig. 1), la cual contiene agua como fase continua y partículas de acero o plomo como fase dispersa según sea el caso.

Se simulan cuatro casos de estudio con la finalidad de comparar el comportamiento hidrodinámico de una columna de lechos fluidizados con diferente tipo de partículas.

Las simulaciones se realizan con diferentes flujos de entrada al sistema según las características de las partículas (4, 7, 10, 15, 18 y 30 Gal/min), condiciones de no deslizamiento para las paredes de la columna y presión de salida como condiciones de frontera. Se construye una malla cuadrangular de 60 x 550 (base x altura) con 61771 nodos a resolver. Se considera un criterio de convergencia de 1×10^{-3} y un paso del tiempo de 5×10^{-3} durante un tiempo de simulación de 10 s (Davarnejad, et al., 2014).

En el primer caso de estudio se toman como partículas sólidas de fase dispersa un material de acero al carbono con un diámetro de partícula (d_p) de 3.21 mm, con una densidad (ρ) de 6900 Kg/m³ tomando como flujos de entrada 4, 7, 10, 15 y 18 gal/min.

En el segundo caso de estudio se toman como partículas sólidas de la fase dispersa un material de plomo con un diámetro de partícula (d_p) de 2.49 mm, con una densidad (ρ) de 12370 Kg/m³ tomando como flujos de entrada 4, 7, 10, 15 y 18 gal/min

En el tercer caso de estudio se toman como partículas sólidas de fase dispersa un material de acero al carbono con un diámetro de partícula (d_p) de 3.21 mm, con una densidad (ρ) de 6900 Kg/m³, tomando como Flujo de entrada de 15 Gal/min.

En el cuarto caso de estudio se toman como partículas sólidas de la fase dispersa un material de plomo con un diámetro de partícula (d_p) de 2.49 mm, con una densidad (ρ) de 12370 Kg/m³. Tomando como Flujo de entrada de 30 Gal/min.

Para todos los casos de estudio se consideran las propiedades constantes durante el proceso

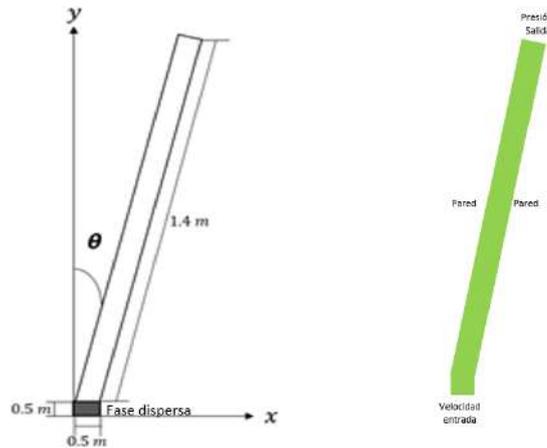


Fig. 1: Geometría y modelo en 2D con condiciones de frontera, malla cuadrangular con 61771 nodos

El Modelo

A continuación se presentan las ecuaciones que describen el comportamiento hidrodinámico de una columna de lechos fluidizados, descrito por (Cornelissen, et al., 2007).

Ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = 0 \quad (1)$$

Ecuación de cantidad de movimiento

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l \vec{v}_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \vec{v}_l^2) = -\alpha_l \nabla p + \nabla \cdot \overline{\tau}_l + \alpha_l \rho_l \vec{g} + K_{sl}(\vec{v}_s - \vec{v}_l) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s \vec{v}_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{v}_s^2) = -\alpha_s \nabla p + \nabla p_s + \nabla \cdot \overline{\tau}_s + \alpha_s \rho_s \vec{g} + K_{ls}(\vec{v}_l - \vec{v}_s) \quad (3)$$

$$\overline{\tau}_q = \alpha_q \mu_q (\nabla \cdot \vec{v}_q + \nabla \cdot \vec{v}_q^T) + \alpha_q \left(\lambda_q - \frac{2}{3} \mu_q \right) \nabla \cdot \vec{v}_q \overline{I} \quad (4)$$

Donde:

Símbolo	Descripción
Letras Alfabéticas	
p	Presión
K	Coefficiente de Intercambio de Fase
t	Tiempo
g	Gravedad
v	Velocidad
Letras griegas	
α	Fracción Volumétrica
ρ	Densidad
τ	Tensor de Esfuerzos
μ	Viscosidad
I	Tensor de Esfuerzos (Adimensional)
Subíndices	
l	Fase Líquida
s	Fase Sólida
q	Según sea el caso de la Fase sólida o Fase Líquida

Resultados

En la Fig. 2 se observa el comportamiento de la fluidización de manera experimental para el primer caso de estudio. En cada una de las imágenes presentadas se muestra el comportamiento a distintos flujos de operación del sistema (4, 7, 10, 15 y 18 gal/min), así como las etapas que se presentan en el comportamiento de una columna de lecho fluidizado descrito por (Kunni & Levenspiel, 1993).

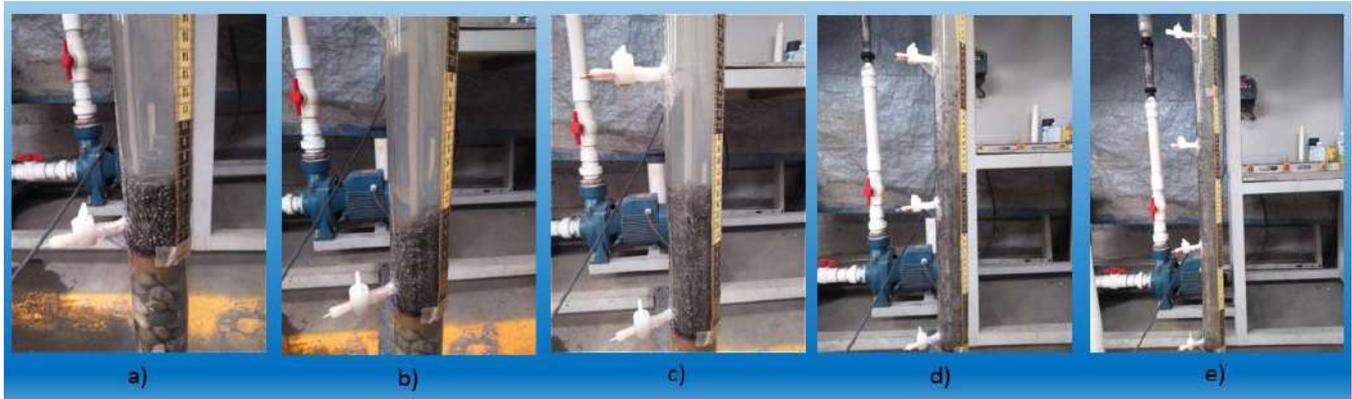


Fig. 2: Modelo experimental; partículas sólidas de material de acero al carbono con un $d_p = 3.21$ mm, $\rho = 6900$ Kg/m³. Este estudio describe el comportamiento de la fluidización a diferentes flujos de entrada al sistema: a) 4 gal/min, b) 7 gal/min, c) 10 gal/min, d) 15 gal/min y e) 18 gal/min.

En la Fig. 3 se muestra la simulación de la evolución de la fracción volumétrica de los sólidos, con la que se puede describir la distribución de las partículas a lo largo de la columna para el primer caso de estudio. En cada una de las imágenes presentadas en la figura se muestra el comportamiento a distintos flujos de operación del sistema (4, 7, 10, 15 y 18 gal/min)

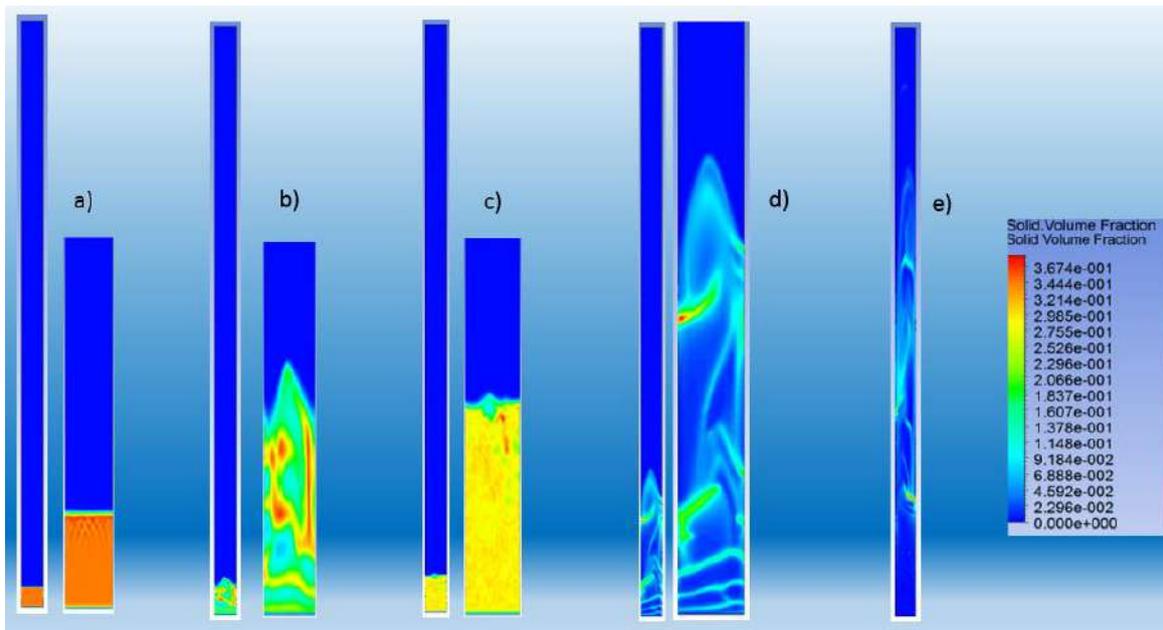


Fig. 3: Simulación: partículas sólidas de material de acero al carbono con un $d_p = 3.21$ mm, (ρ) = 6900 Kg/m³. Este estudio describe el comportamiento de la fluidización a diferentes flujos de entrada al sistema: a) 4 gal/min, b) 7 gal/min, c) 10 gal/min, d) 15 gal/min y e) 18 gal/min.

Comparando los modelos de las Figuras 2 y 3 se puede observar que en ambos casos se muestra el mismo comportamiento de la fase dispersa en la columna, con lo que se podría validar el modelo matemático y simulación para la distribución de la fase dispersa. Para un flujo de 4 gal/min las partículas se encuentran en una etapa estacionaria, mientras se va incrementando el flujo las partículas comienzan a dispersarse a lo largo de la columna. En la Figura 2 e) y Figura 3 e) se puede observar que las partículas están completamente fluidizadas y que a flujos mayores de 18 gal/min se tiene un sistema con arrastre de partículas donde ya no es considerado como un lecho fluidizado.

En la Fig. 4 se observa el comportamiento de la fluidización de manera experimental para el segundo caso de estudio. En cada una de las imágenes presentadas, se muestra el comportamiento a distintos flujos de operación del sistema (4, 7, 10, 15 y 18 gal/min), así como las etapas que se presentan en el comportamiento de una columna de lecho fluidizado descrito por (Kunni & Levenspiel, 1993).



Fig. 4 Figura 1 Modelo experimental; partículas sólidas de material de Plomo con un $d_p = 2.49$ mm, (ρ) = 12370 Kg/m³. Este estudio describe el comportamiento de la fluidización a diferentes flujos de entrada al sistema: a) 4 gal/min, b) 7 gal/min, c) 10 gal/min, d) 15 gal/min y e) 18 gal/min.

En la Fig. 5 se muestra la simulación de la evolución de la fracción volumétrica de los sólidos, con la que se puede describir la distribución de las partículas a lo largo de la columna para el segundo caso de estudio. En cada una de las imágenes presentadas se muestra el comportamiento a distintos flujos de operación del sistema (4, 7, 10, 15, 18 gal/min).

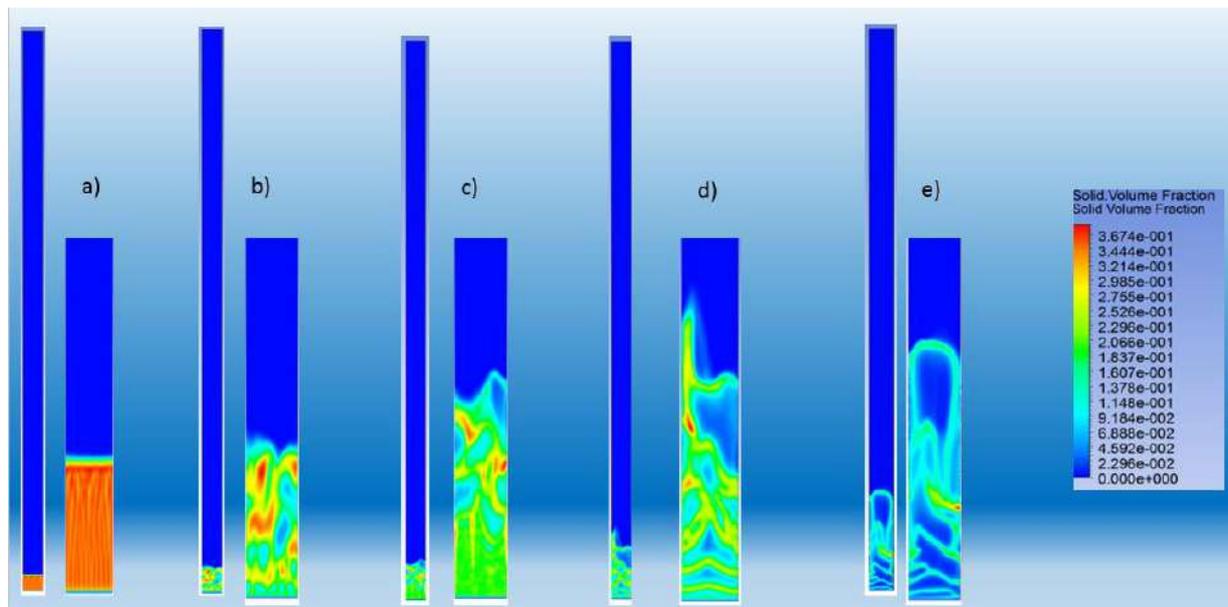


Fig. 5 Simulación; partículas sólidas de material de plomo con un $d_p = 2.49$ mm, (ρ) = 12370 Kg/m³. Este estudio describe el comportamiento de la fluidización a diferentes flujos de entrada al sistema: a) 4 gal/min, b) 7 gal/min, c) 10 gal/min, d) 15 gal/min y e) 18 gal/min.

Comparando los modelos de las Figuras 4 y 5 se puede observar que en ambos casos se muestra el mismo comportamiento de la fase dispersa en la columna, con lo cual el modelo matemático puede describir y predecir la hidrodinámica de una columna de lechos fluidizados, así mismo se puede observar la evolución de la distribución de la fase dispersa a lo largo de la columna. En la Figura 4 e) y Figura 5 e) se puede observar que las partículas no están completamente fluidizadas como ocurre en la Figura 3 e) ya que en este caso la densidad de las partículas es mayor y a un flujo de 18 gal/min aún no se tiene un sistema con arrastre de partículas.

Al comparar los modelos hidrodinámicos de los dos casos de estudio, se pueden mostrar similitudes en la evolución de la fase dispersa a lo largo de la columna mostrando las etapas que se presentan en el comportamiento de una columna de lecho fluidizado descrito por (Kunni & Levenspiel, 1993). Para ambos casos se puede observar que se tiene una etapa de: Lecho fijo. Altura lecho constante, flujo se filtra entre partículas (ver Figuras 2, 3, 4, 5, inciso a), Lecho prefluidizado. Vibración partículas, velocidad mínima fluidización (ver Figuras 2, 3, 4, 5, inciso b). Lecho fluidización particulada. Expansión suave entre las partículas (ver Figuras 2, 3, 4, 5, inciso c). Lecho fluidización aregativa. Fluido circula sobre toda la columna (ver Figuras 2, 3, 4, 5, inciso d)).

Por otro lado, aunque los dos modelos describen la hidrodinámica de la columna, las alturas de las distribuciones de las etapas anteriormente descritas no son las mismas, ya que las partículas analizadas tienen una densidad y un diámetro de partícula diferente. Para el segundo caso de estudio se tienen partículas con una densidad de casi el doble de unidades del otro caso, por lo que las alturas de las distribuciones de la fase dispersa a lo largo de la columna son menores.

En la Figura 6 se muestra la distribución de la velocidad, para los dos casos de estudio, a lo largo de la columna operando el sistema con un flujo de 18 gal/min. En la cual se puede observar que para la columna que contiene partículas de acero al carbón (Ver Figura 6a)) la fase dispersa se encuentra totalmente fluidizada. Por otro lado, la columna que tiene partículas de Plomo (ver Figura 6 b)) la fase dispersa se encuentra en la etapa de la expansión del lecho. Para poder obtener una fase dispersa totalmente fluidizada es necesario agregar más flujo de entrada al sistema.

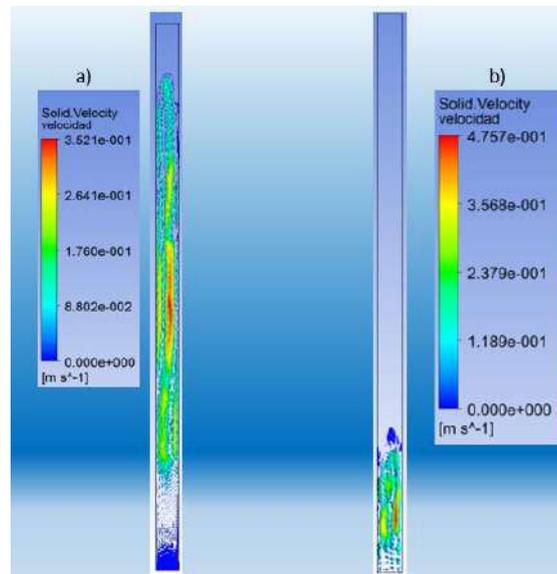


Fig. 6 Distribución de velocidades en la columna de lecho fluidizados: a) Sistema con partículas de acero al carbón; b) sistema con partículas de plomo

Partiendo de los resultados obtenidos con las simulaciones de los dos primeros casos de estudio se simularon los sistemas dos sistemas restantes, los cuales contienen un grado de inclinación en la columna.

Para el tercer caso de estudio. En la Fig. 7 se muestra la evolución de la fracción volumétrica de los sólidos resuelto en un tiempo de 20 segundos en función del ángulo de inclinación de la columna, el resultado de la solución numérica del problema planteado, en la Figura 7 a) se observa que las partículas están distribuidas a lo largo de la toda la columna considerando un lecho totalmente fluidizado, sin embargo en la Figura 7 c) se observa que la distribución de las partículas a lo largo de la columna tienden a desplazarse sobre la pared inferior. Con una disminución en el grado de inclinación, en la Figura 7 b) las partículas tienden a ascender de manera más uniforme asemejándose a una columna en posición vertical.

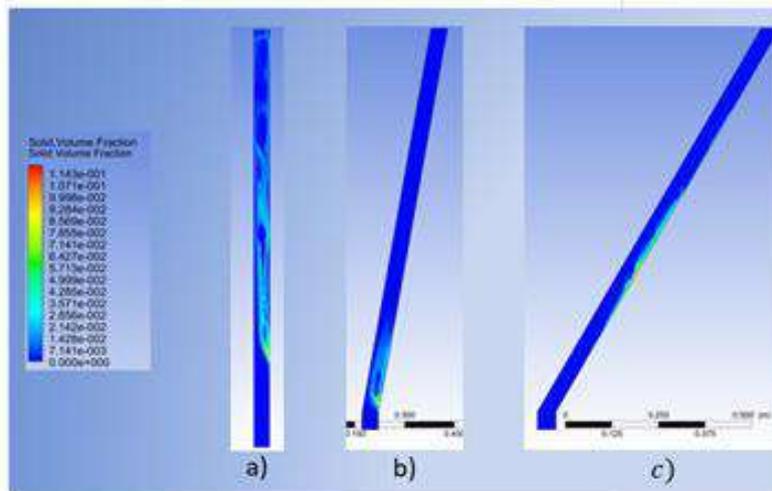


Fig. 7 Tercer Caso de estudio. Flujo de entrada de 15 Gal/min. Evolución de la fracción volumétrica de sólidos con ángulo de inclinación a) 0°, b) 10°, c) 40°

Para el segundo caso de estudio, en la Fig. 8 se muestra la evolución de la fracción volumétrica de los sólidos resuelto en un tiempo de 20 segundos en función del ángulo de inclinación de la columna el resultado de la solución numérica del problema planteado con un flujo de entrada de 30 Gal/min, ya que en simulaciones anteriores se comprobó que se requería más velocidad de entrada debido a la densidad de las partículas, en la Figura 8 a) se observa que las partículas están distribuidas a lo largo de la toda la columna considerando un lecho totalmente fluidizado, sin embargo en la Figura 8 c) se observa que la distribución de las partículas a lo largo de la columna tienden a desplazarse sobre la pared inferior. Con una disminución en el grado de inclinación, en la Figura 8 b) las partículas tienden a ascender de manera más uniforme asemejándose a una columna en posición vertical.

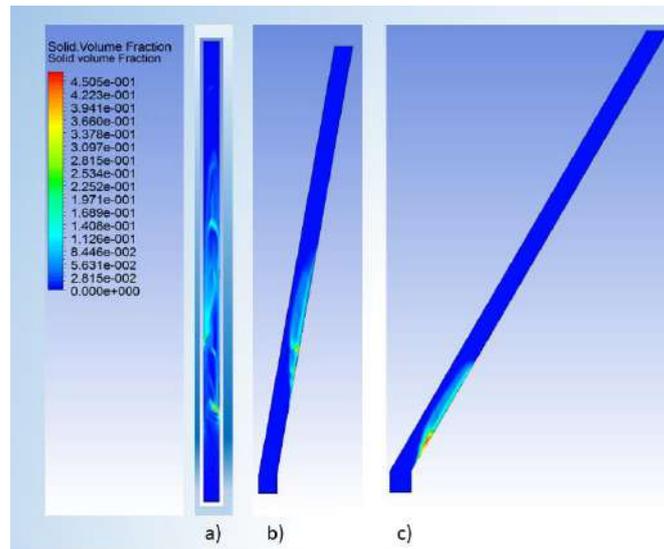


Fig. 8 Cuarto Caso de estudio. Flujo de entrada de 30 Gal/min. Evolución de la fracción volumétrica de sólidos con ángulo de inclinación a) 0°s, b) 10°, c) 40°

En la Fig. 9 se muestra la distribución de la velocidad, para los dos casos de estudio, a lo largo de la columna operando el sistema con un flujo de 15 gal/min y 30 gal/min (Ver Figura 9a) y Figura 9b)) respectivamente. En las cuales se puede observar que para ambos casos la fase dispersa se encuentra totalmente fluidizada, aunque con diferentes grados de distribución de las partículas, debido a la diferencia de diámetros y densidades de cada partícula.

Así mismo se puede observar en la Fig. 4 que las partículas sólidas exhiben un material con movimiento circulante dentro de la columna. Así mismo podría implicarse que la circulación de las partículas sólidas tiene lugar debido a la mezcla de efectos de todas las fuerzas que actúan sobre las partículas sólidas

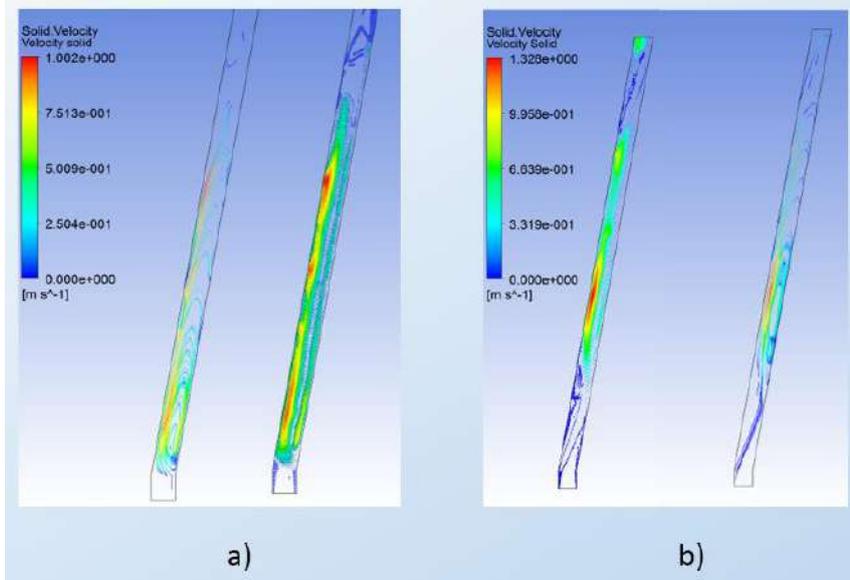


Fig. 9 Velocidad de la fase dispersa en las columnas con un ángulo de inclinación de 10°. a) Primer caso de estudio flujo de entrada de 15 Gal/min, b) Segundo caso de estudio flujo de entrada de 30 Gal/min

En la Fig. 10 se puede observar la distribución de velocidad de la fase dispersa en líneas de corriente, con la finalidad estudiar la hidrodinámica que se tiene en la columna según sea la variación del ángulo de inclinación de la columna. En la Figura 10 a) se puede observar que la distribución de las partículas es más uniforme a lo largo de la columna asemejándose a una columna totalmente vertical, sin embargo en la Figura 10 b) se puede observar que la distribución de la fase dispersa no es uniforme a lo largo de la columna. Por lo que se puede comprobar que al disminuir el ángulo de inclinación no es posible obtener una fluidización adecuada. Como se mencionó anteriormente la circulación de las partículas sólidas tiene lugar debido a la mezcla de efectos de todas las fuerzas que actúan sobre cada una de partículas sólidas y se podría confirmar que el ángulo de inclinación propicia diferentes grados de mezcla de un sistema con partículas sólidas en un lecho fluidizado inclinado.

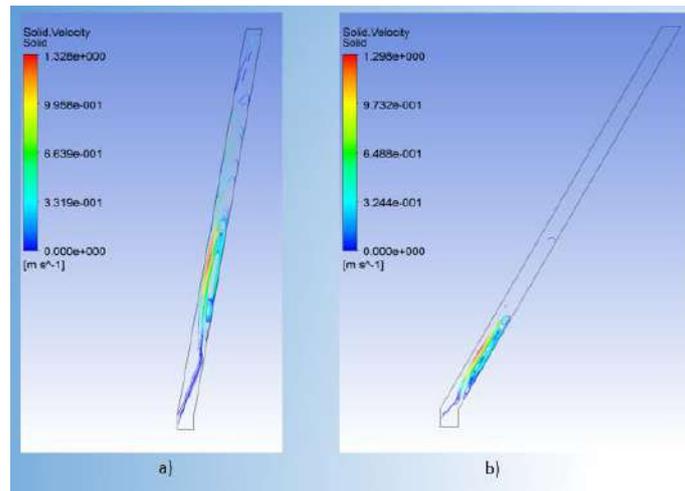


Fig. 10 Velocidad de la Fase dispersa del Segundo caso de estudio, partículas de plomo con diferente ángulo de inclinación: a) 10° y b) 40°

Conclusiones

Se cuenta con un modelo en 2D que describe la hidrodinámica de una columna de lechos fluidizados, con dicho modelo es posible cambiar el tipo de partícula, altura de la fase dispersa. Para que con la resolución del modelo sea posible obtener las mejores condiciones de operación de la columna experimental con la que se cuenta.

En un sistema de fluidización es importante conocer las propiedades de la fase continua y de la fase dispersa, ya que para éstas tienen un gran impacto en la hidrodinámica del sistema que se quiera analizar. En este trabajo se demostró la importancia que se tiene en la densidad y tamaño de las partículas que se deseen analizar para lograr una fluidización.

Por otro lado con el grado de inclinación se pudo observar que la fluidización se produce parcialmente a lo largo de la sección transversal de la columna debido a la asimetría flujo del líquido, ya que el lecho de partículas ejercen mayor resistencia al flujo, lo que resulta en un menor flujo local. Las partículas con una mayor densidad ejercen mayor resistencia al flujo ocasionando un menor flujo de entrada local. Respecto a los criterios de inicio de la fluidización, la velocidad de fluidización en la dirección naturalmente vertical debe ser igual a la velocidad de fluidización mínima, donde la que la fuerza de arrastre ejerciendo sobre las partículas sólidas está en un equilibrio con las fuerzas de gravedad y flotabilidad. Con este criterio, es comprensible que para columnas con un ángulo de inclinación sólo algunas porciones del lecho de partículas son en las que la velocidad vertical del líquido es igual o superior a la velocidad mínima de fluidización considerando ambos componentes de la velocidad de partícula.

Por último se comprobó que al variar ángulo de inclinación de la columna el efecto de circulación de la fase dispersa es diferente un estudio se podría emplearse para determinar las grado de mezcla de partículas sólidas dentro de una columna de lecho fluidizado.

Referencias

Barreira, V. M. *Estudio Hidrodinámico de un lecho fluidizado*, Madrid: Tesis de Maestría, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos (2007).

Cornelissen, J. T., Taghipoura F., Escudíea R., Naoko E., Greacea J., *CFD modeling of a liquid-solid fluidized bed*. Chemical Engineering Science, pp. 6334-6348 (2007)

Davarnejad, R., Eshghipor, R., Abdi, J. & Dehkordi, F. B.. *CFD modeling of a Binary Liquid-Solid Fluidized bed*. Middle-East Journal of Scientific Research, 19(10), pp. 1272-1279. (2014)

Kunni, D. & Levenspiel, O.. *Fluidization Engineering*. Second ed. s.l.:Butterworth-Heinemann, (1993)

Mc Cabe & Smith, J. C., *Operaciones unitarias en Ingeniería Química*. México: Mc Graw Hill. (2002)

O'Dea, D. P., Chong, Y. O. & Rudolph, V. *The effect of inclination on fluidized beds*. Powder Technology, Volumen 63, pp. 169-178 (1990)

Patiño, G., Rocha, J. A. & Flores, L. *Flujo de gas y partículas en un lecho fluidizado empleando dinámica de fluidos computacional. Aplicación al craqueo catalítico*. Tecnología, Ciencia, Educación, 25(1), pp. 44-52. (2010)

Determinación Computacional del Coeficiente de Transferencia de Calor en Calentadores Eléctricos de Flujo Continuo, mediante Dinámica de Fluidos Computacional

Valaur E. Márquez-Baños⁽¹⁾, José. J. Valencia-López⁽²⁾, Oscar García-Aranda⁽¹⁾ y Christopher Heard⁽³⁾

(1) Posgrado en Ciencias Naturales e Ingeniería, Univ. Autónoma Metropolitana Cuajimalpa, México.

(2) Departamento de Procesos y Tecnología, Univ. Autónoma Metropolitana Cuajimalpa, México.

(e-mail: jvalencia@correo.cua.uam.mx)

(3) Departamento de Teoría y Procesos de Diseño, Univ. Autónoma Metropolitana Cuajimalpa., Av. Vasco de Quiroga 4871, Cuajimalpa de Morelos, Santa Fe Cuajimalpa, 05348 Ciudad de México, México.

Recibido Dic. 10, 2015; Aceptado Ene. 27, 2016; Versión final Mar. 28, 2016, Publicado Oct. 2016

Resumen

Se realizó la estimación del coeficiente de transferencia de calor mediante herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para cuatro configuraciones de calentadores eléctricos de 5,08 cm de diámetro: a) tubo simple, b) baffles verticales, c) baffle helicoidal, y d) baffle helicoidal, con variación de torsión. El modelo computacional se planteó empleando el modelo κ - ϵ para representar los fenómenos de turbulencia acoplado con la ecuación del balance de calor. Los coeficientes de transferencia de calor obtenidos mostraron similitud entre las configuraciones a, c y d. La configuración b presentó un aumento significativo debido a la turbulencia generada dentro de la sección interna en los baffles, y mostró también una elevada caída de presión.

Palabras clave: calentador eléctrico; coeficiente de transferencia de calor; dinámica de fluidos computacional; elemento finito

Computational Determination of Heat Transfer Coefficient in Continuous Flow Electrical Heaters, using Computational Fluid Dynamics

Abstract

The estimation of the heat transfer coefficient using tools of Computational Fluid Dynamics (CFD) for four configurations of electric heaters of 5.08 cm in diameter has been done: a) single pipe, b) vertical baffles, c) helical baffle, d) helical baffle with torsion variation. The computational model is established using the κ - ϵ model to represent the phenomena of turbulence coupled with the heat balance equation. The heat transfer coefficients obtained by this method showed similarity between configurations a, c and d. The configuration b presented a significant increase due to the turbulence generated within the internal section in the enclosures, and showed a high pressure drop.

Keywords: electric heaters; heat transfer coefficient; computational fluid dynamics; finite element

INTRODUCCIÓN

La optimización de los procesos de transferencia de calor reviste una gran importancia para el ahorro de energía y la reducción de la contaminación (Omer, 2008; Friedler, 2010). Dentro de los equipos de transferencia de calor de uso común se encuentran los calentadores eléctricos, los cuales pueden ser de uso doméstico, siendo usados para elevar la temperatura del agua a condiciones más cómodas para su uso (Reichl y Pleschinger, 2013), o evitar su congelamiento en tuberías durante el invierno (Jin, 2005). El uso industrial de este tipo de calentadores es variado, desde el calentamiento de gases y solventes, hasta el calentamiento de corrientes de líquidos de proceso (Su, 2011).

Tan solo en Estados Unidos (EU), los calentadores eléctricos de agua ocupan el segundo lugar en consumo de energía en los hogares y representan el 17% del consumo de energía residencial, llegando a significar hasta \$200 a \$600 al año por casa (EIA, 2015). En 2009 fueron vendidos un total de 8 millones de calentadores de agua para hogares tan solo en EU, siendo los calentadores de agua con almacenamiento el tipo más común a la venta, dominando el 96% del mercado. Los calentadores de agua continuos, que sirven para toda el agua en el hogar o para un lugar en específico, representan el 4% restante de las ventas, pero están aumentando de popularidad (Ryan et al., 2010). A pesar de esta importancia comercial, los calentadores eléctricos han sido poco estudiados para una mejor comprensión y su optimización, siendo prácticamente nula la cantidad de trabajos académicos que prestan atención a este tipo de sistemas.

Un método desarrollado para la mejora de los procesos de transferencia de calor es la inclusión de baffles en la zona de intercambio y más recientemente el uso de baffles helicoidales (Taher et al., 2012; Rodríguez-Toral y Heard, 2012; Wen et al., 2015). El uso de baffles helicoidales fue desarrollado por primera vez en Checoslovaquia para intercambiadores de calor de tubos y coraza. Estos intercambiadores de calor, llamados también "helixchangers" (Nasr y Shafeghat, 2008), han sido capaces de minimizar los principales defectos de intercambiadores de calor de coraza y tubos con deflectores verticales y han mostrado un rendimiento muy eficaz sobre todo para los casos en los que se controla el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza; teniendo una menor caída de presión y ensuciamiento (Lei et al., 2008; Movassag et al., 2013). También han mostrado ser eficaces bajo condiciones de vibración (Weaver y Fitzpatrick, 1988; Goyder, 2002). En la literatura científica aparecen numerosos trabajos donde se evalúan diversas mejoras a estos equipos. La mayoría de estos trabajos se enfoca en la optimización hacia un solo objetivo, por lo general el aumento del coeficiente de transferencia de calor (Dong et al., 2014; Wang et al., 2014; Dong et al., 2015) o la disminución de la potencia de bombeo (Lei et al., 2008; Ozden y Tari, 2010) mediante cambios en la configuración interna del equipo, por lo que la inclusión de baffles en calentadores eléctricos de flujo continuos es una alternativa para aumentar la eficacia de estos calentadores, buscando mejoras en el coeficiente de transferencia de calor.

El cálculo del coeficiente de calor generalmente requiere de experimentación y un posterior análisis de los datos para obtener dicho valor (Alvis et al., 2010). Sin embargo, una estrategia para evaluar este tipo de sistemas consiste en la simulación basada en herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés), la cual puede proporcionar información del campo de flujo y la distribución de temperaturas a un costo mucho más bajo en comparación con una investigación experimental integral, debido al alto costo del equipo.

El avance en los equipos de cómputo actuales hace que sea posible la simulación numérica de un intercambiador de calor en su totalidad (Bhutta et al., 2012). Apoyándose en ello, diversos autores han realizado estimaciones del coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores con baffles verticales y sistemas con baffles helicoidales a través de simulaciones (Zhang, et al., 2009; You et al., 2012; Xiao et al., 2013; Chen et al., 2013; Yang, et al., 2014). No obstante, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en calentadores eléctricos aún no ha sido abordado, por ello el presente trabajo tiene como objetivo calcular el coeficiente de transferencia de calor en calentadores eléctricos de flujo continuo mediante herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional, con la finalidad de establecer una relación entre los aspectos geométricos (presencia de baffles) y de operación (flujo) sobre la transferencia de calor e hidrodinámica de los sistemas.

MATERIALES Y MÉTODOS

En el presente trabajo se estudiaron cuatro configuraciones de calentadores eléctricos. Los sistemas analizados cuentan con una resistencia interna como medio de calentamiento, en la Figura 1 se muestran las configuraciones propuestas en el presente trabajo, a) tubo simple, b) baffles verticales, c) baffle helicoidal, d) baffle helicoidal con variación de torsión. Cada uno presenta una hidrodinámica particular, promoviendo una transferencia de calor y requerimientos de bombeo distintos.

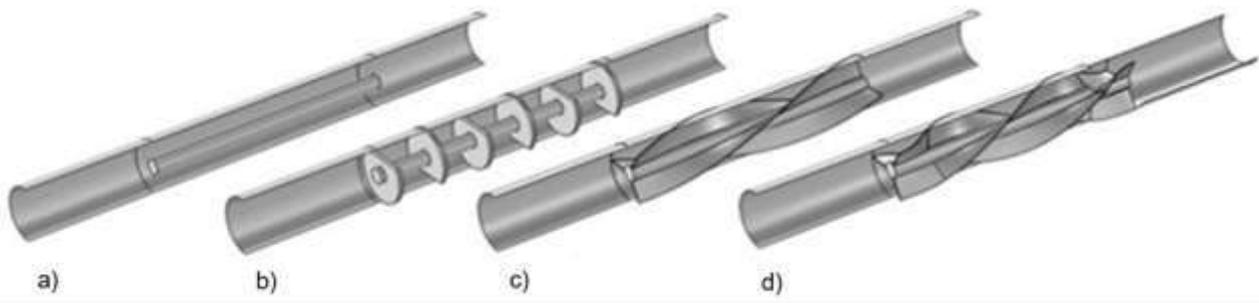


Fig. 1: Configuraciones de calentadores eléctricos: a) tubo simple, b) baffles verticales, c) baffle helicoidal, d) baffle helicoidal con variación de torsión.

Estos calentadores eléctricos poseen 5,08 cm de diámetro. La configuración a) es únicamente el ducto con la resistencia, la configuración b) posee 6 baffles verticales a lo largo de la resistencia, el sistema c) tiene como baffle una cinta helicoidal de 3 vías con torsión constante a un giro completo a lo largo de la resistencia y finalmente el sistema d) tiene un baffle helicoidal con variación de torsión, con lo cual se pretende reducir los efectos no deseados de vorticidad excesiva a la salida del intercambiador. El área de intercambio que posee cada sistema se presenta en la Tabla 1.

Tabla 1: Área de intercambio de cada configuración de calentador

Geometría del calentador	Área de intercambio (m ²)
a) tubo simple	0,01090
b) baffles verticales	0,03193
c) baffle helicoidal	0,03837
d) baffle helicoidal con variación de torsión.	0,03901

El modelo

El desarrollo de este modelo computacional para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor, se basó en los siguientes supuestos: (1) El fluido de trabajo es continuo, incompresible, isotrópico y newtoniano; (2) El efecto de la gravedad es despreciable; (3) Se ignora el calentamiento viscoso o radiación térmica; (4) El flujo está completamente desarrollado y ha alcanzado un estado estacionario; (5) Los calentadores eléctricos se encuentran operando en régimen turbulento a flujos de 3,78, 11,36, 26,5 y 53 l/min.; (6) Las paredes del calentador se encuentran perfectamente aisladas; (7) La potencia de la resistencia es constante; y (8) No se presenta cambio de fase en el fluido de trabajo.

Para representar el movimiento del fluido en régimen turbulento, se aplicó el modelo κ-ε estándar (Launder y Spalding, 1974; Andersson et al., 2012), descrito en las Ecuaciones (1) a (6).

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot \left[-\rho \mathbf{l} + (\mu + \mu_T)(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \rho \kappa \mathbf{l} \right] \tag{1}$$

$$\nabla \cdot (\mathbf{u}) = 0 \tag{2}$$

$$\rho \frac{\partial \kappa}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\kappa = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\kappa} \right) \nabla \kappa \right] + P_\kappa - \rho \varepsilon \tag{3}$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{\kappa} P_\kappa - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \tag{4}$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \tag{5}$$

$$P_\kappa = \mu_T \left[\nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \right] - \frac{2}{3} \rho \kappa \nabla \cdot \mathbf{u} \tag{6}$$

Donde: \mathbf{u} es el vector velocidad, ρ es la densidad, t es el tiempo, μ es la viscosidad del fluido, μ_T es la viscosidad turbulenta, κ es la energía cinética de turbulencia, ε es disipación turbulenta, y σ_ε , σ_k , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, C_μ , son constantes del modelo κ - ε .

Con condiciones de frontera:

En la entrada:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= -U_0 \mathbf{n} \\ U_{ref} &= U_0 \\ \kappa &= \frac{2}{3} \left(\frac{U_{ref}}{l_T} \right)^2, \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{\kappa^{3/2}}{L_T} \end{aligned} \tag{7}$$

Donde: U_0 es la velocidad de entrada y L_T e l_T son la escala de longitud y la intensidad de turbulencia.

En la salida:

$$\begin{aligned} \left[-\rho \mathbf{l} + (\mu + \mu_T) (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \rho \kappa \mathbf{l} \right] \mathbf{n} &= -\rho_0 \mathbf{n} \\ \nabla \kappa \cdot \mathbf{n} = 0, \nabla \varepsilon \cdot \mathbf{n} &= 0 \end{aligned} \tag{8}$$

Donde: ρ_0 es la presión de salida

En las paredes:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} &= 0 \\ \nabla \kappa \cdot \mathbf{n} = 0, \varepsilon &= \rho \frac{C_\mu \kappa^2}{k_v \delta_w^+ \mu} \end{aligned} \tag{9}$$

Donde: k_v es la constante de von Kármán y δ_w^+ es la distancia de pared.

El modelo κ - ε estándar aplicado en este trabajo, es ampliamente utilizado en aplicaciones industriales y problemas de transferencia de calor debido a su economía y exactitud, requiriendo menor memoria y tiempo de cómputo durante las simulaciones en comparación con otros modelos descritos en la literatura (Andersson et al., 2012). Este modelo ha sido empleado con éxito en equipos de transferencia de calor para describir flujos mal distribuidos (Zhang y Li, 2003; Wen y Li, 2004; Wasewar et al., 2007; Kim et al., 2009), así como para predecir caídas de presión y estudiar coeficientes térmicos (Kumar et al., 2006; Kim et al., 2008; Ismail y Velraj, 2009; Lisboa et al., 2010; Shi et al., 2010; Yang et al., 2014;).

El balance de calor (Bird et al., 2006) está dado por la Ecuación (10):

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot ((k + k_T) \cdot \nabla T) + Q \tag{10}$$

Donde: T es la temperatura, k es la conductividad térmica, C_p es la capacidad calorífica, Q es el término fuente de calor y k_T es la conductividad de turbulencia, la cual se calcula mediante la correlación de Kays-Crawford (Kays, 1994) para el número de Prandtl turbulento (Pr_T):

$$Pr_T = \frac{C_p \mu_T}{k_T} = \left[\frac{1}{2 Pr_{T\infty}} + \frac{0.3}{\sqrt{Pr_{T\infty}}} \frac{C_p \mu_T}{k} - \left(0.3 \frac{C_p \mu_T}{k} \right)^2 \left(1 - \exp \left(\frac{-k}{(0.3 C_p \mu_T \sqrt{Pr_{T\infty}})} \right) \right) \right]^{-1} \tag{11}$$

Donde: $Pr_{T\infty}$, es el número de Prandtl turbulento en el infinito, con un valor de 0.85.

Las condiciones de frontera para Ecuación (10) son:

En la entrada:

$$T = T_0 \tag{12}$$

Donde: T_0 es la temperatura de entrada del fluido, 20°C.

En la salida:

$$-\mathbf{n} \cdot (-k\nabla T) = 0 \quad (13)$$

En las paredes:

$$-\mathbf{n} \cdot (-k\nabla T) = 0 \quad (14)$$

Como fuente de calor se implantó $Q = 24$ kW sobre la zona de la resistencia central, valor de potencia común en los calentadores comerciales que operan a tasas de flujo como las analizadas en este trabajo (Elecro, 2016). Como fluido de análisis se ha tomado al agua y los baffles del intercambiador se consideran de aluminio. Las propiedades de ambos con dependencia de la temperatura son tomadas de la base de datos de COMSOL (COMSOL Inc., 2016).

El coeficiente transferencia de calor (h) es calculado como:

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_\infty)} \quad (15)$$

Donde: Q es el calor suministrado al fluido, A el área de intercambio, T_w la temperatura de pared de la resistencia y los baffles, T_∞ es temperatura promedio en el seno del fluido.

Solución

Estas ecuaciones son resueltas de manera acoplada en toda la geometría de los intercambiadores, empleando el método de elementos finitos disponible en COMSOL Multiphysics 5.1. Para cada sistema se construyeron mallas formadas de elementos tetraédricos. El número de elementos en las mallas para cada geometría analizada se presenta en la Tabla 2. La independencia de la malla fue obtenida analizando el caso con el flujo de 53 l/min, hasta obtener cambios menores al 1,5% en los valores de la caída de presión y flujo de calor, respecto a una malla con menor número de elementos.

Tabla 2: Tamaños de malla usados en las simulaciones de cada calentador de calor.

Geometría del calentador	Número de elementos
a) tubo simple	92325
b) baffles verticales	101276
c) baffle helicoidal	160671
d) baffle helicoidal con variación de torsión.	235294

En las ecuaciones de movimiento fue empleada una discretización tipo P1+P1 y de segundo orden para la temperatura, como método de solución fue empleado un resolvidor directo tipo PARDISO (PARallel DIRECT SOLver), para la solución del sistema en estado estacionario de modo segregado con una tolerancia relativa de 0.001 (Petra et al., 2014).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados se muestran en forma separada para los Perfiles de temperatura, la Hidrodinámica, las Caídas de presión y los Coeficientes de transferencia de calor

Perfiles de temperatura

En la Figura 2 se presentan las temperaturas de salida de cada uno de los calentadores analizados, en esta imagen se puede apreciar que la temperatura alcanzada en los diferentes calentadores en estado estacionario es similar, siendo ligeramente menor en el calentador de tubo simple. En cambio en la Figura 3, los perfiles de temperatura en estado estacionario para las configuraciones analizadas para un flujo de operación de 53 l/min, muestran que las temperaturas alcanzadas en la pared de la zona de calentamiento son distintas en cada configuración, siendo evidente un elevado calentamiento de la resistencia, cuando no presenta baffles que ayuden a la distribución de calor.

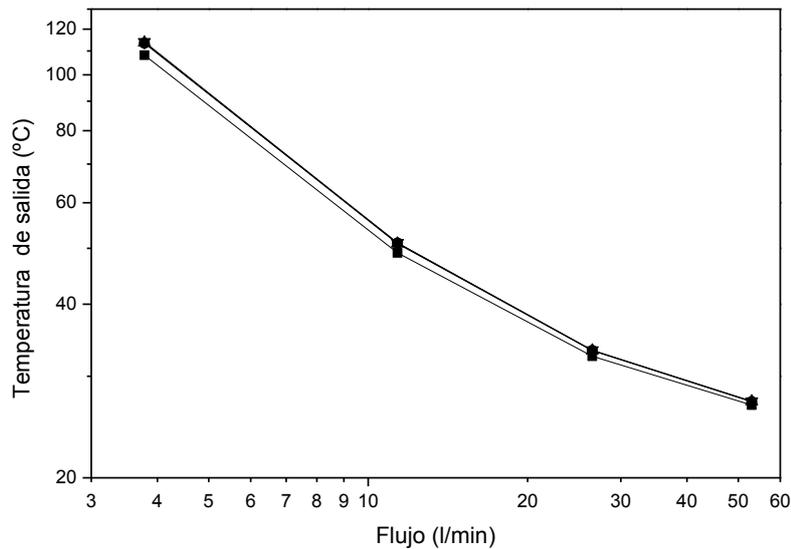


Fig. 2: Temperatura a la salida de los calentadores: tubo simple (■), baffles verticales (●), bafile helicoidal (▲), bafile helicoidal con variación de torsión (▼).

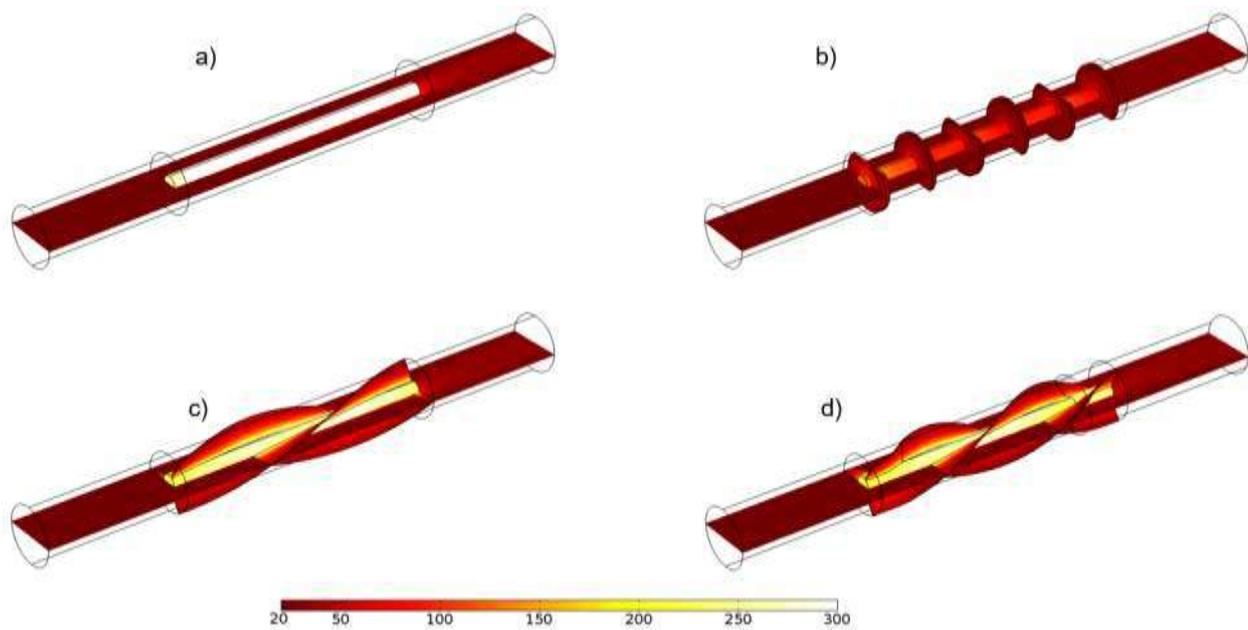


Fig. 3: Perfiles de temperatura (°C) para los calentadores analizados: a) tubo simple, b) baffles verticales, c) bafile helicoidal, d) bafile helicoidal con variación de torsión.

Hidrodinámica

En la Figura 4 se muestran los patrones de flujo para los sistemas analizados para un flujo de operación de 53 l/min. En esta figura se puede observar que para el caso del calentador de tubo simple, el fluido se acelera ligeramente en la sección anular entre la resistencia y la pared del tubo, permaneciendo un flujo en dirección normal a la entrada. Para el caso de los calentadores dotados con baffles helicoidales, es posible notar que el fluido presenta una mayor aceleración, sin que existan cambios bruscos de velocidad, reduciendo la posibilidad de formación de remolinos y turbulencia (Movassag et al., 2013; Dong et al., 2015). Para el caso del calentador con el bafile helicoidal con variación de torsión, el flujo es presenta una velocidad más homogénea en comparación al resto de los calentadores analizados. Por otro lado, en el del calentador con baffles verticales el flujo presenta grandes recirculaciones en cada sección de los baffles, con cambios de velocidad bruscos que ocasionan aceleraciones y desaceleraciones de velocidad de flujo en cada cambio de sección, creando una turbulencia elevada en estas regiones, tal como lo muestra la Figura 5b.

La presencia de estos remolinos y la elevada turbulencia en calentador con baffles verticales, puede ocasionar inestabilidad de flujo, provocando problemas de vibración (Goyder, 2002). Este problema se ve disminuido

mediante el uso de los baffles helicoidales, al presentarse una energía cinética de turbulencia 3 órdenes de magnitud menor en estos sistemas y un flujo más ordenado, como se distingue en el resto de las imágenes de la Figura 5.

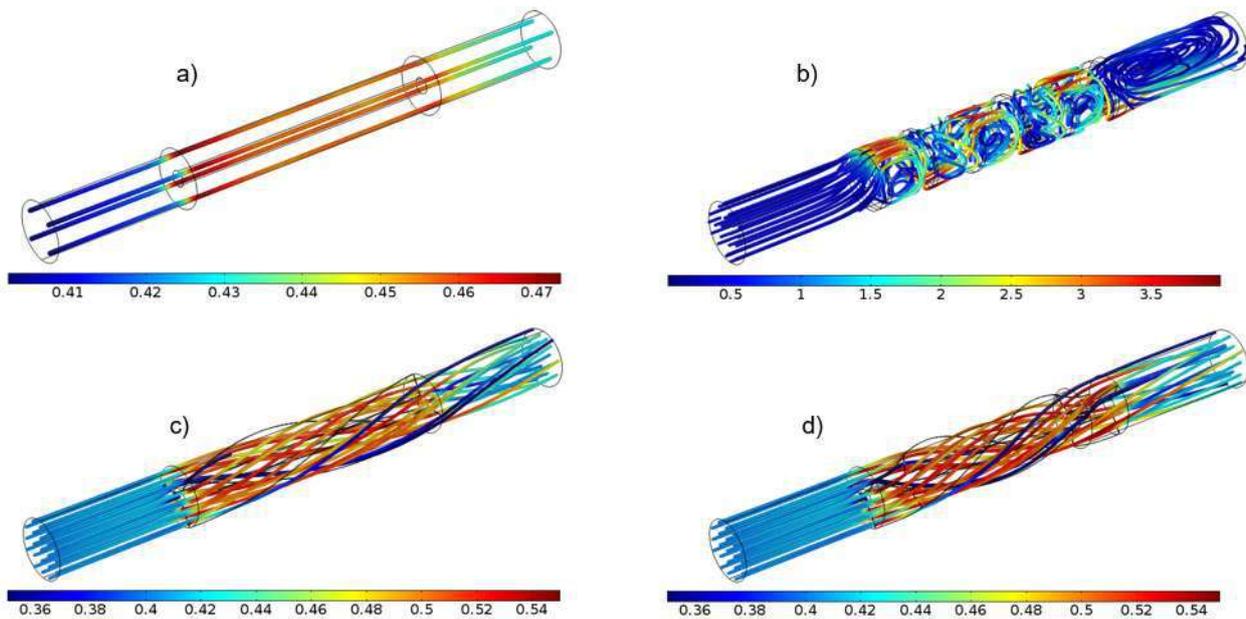


Fig. 4: Líneas de corriente con tono de velocidad (m/s) para los calentadores analizados: a) tubo simple, b) baffles verticales, c) baffle helicoidal, d) baffle helicoidal con variación de torsión.

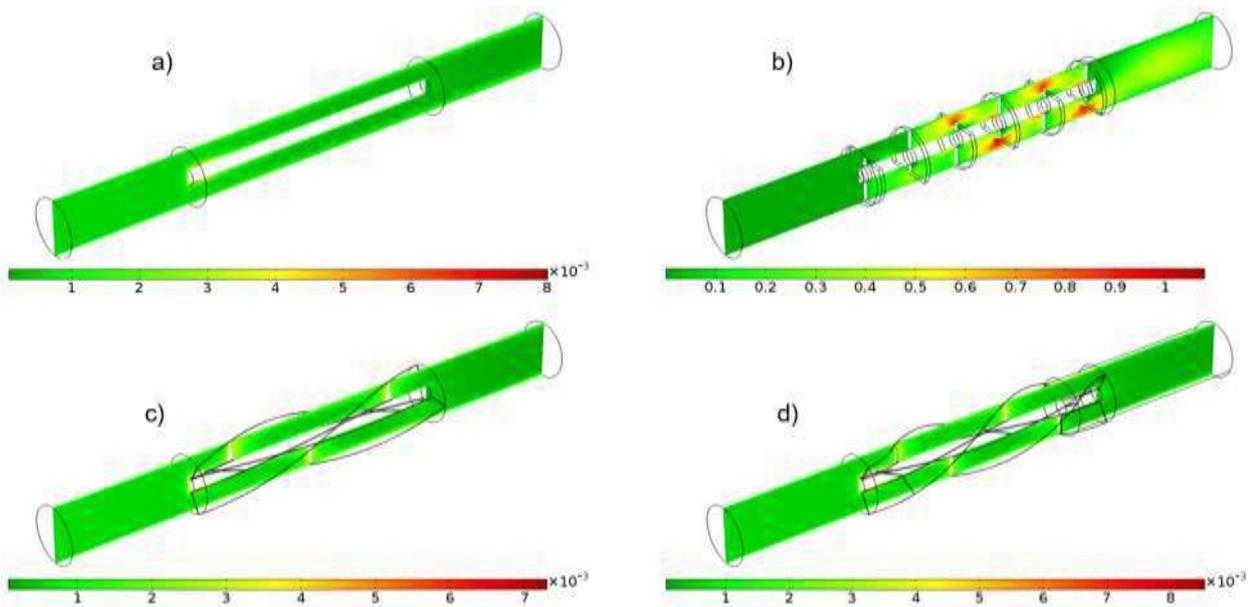


Fig. 5: Perfiles de energía cinética de turbulencia (m^2/s^2) para los calentadores analizados: a) tubo simple, b) baffles verticales, c) baffle helicoidal, d) baffle helicoidal con variación de torsión.

Las líneas de corriente del calentador con baffles helicoidales de la Figura 4c muestran giros y baja uniformidad en la velocidad a la salida del calentador, lo cual es reducido con el uso de una hélice con torsión variable (Fig. 4d). Esto se distingue de una mejor manera en la Figura 6, en forma de perfiles de vorticidad, indicándonos que en la configuración con baffles helicoidales con variación de torsión, el flujo tiende a ser normal al área transversal del ducto, lo cual genera un perfil de velocidad adecuado para la conexión a otros equipos, evitando así recirculación cerca de la alimentación.

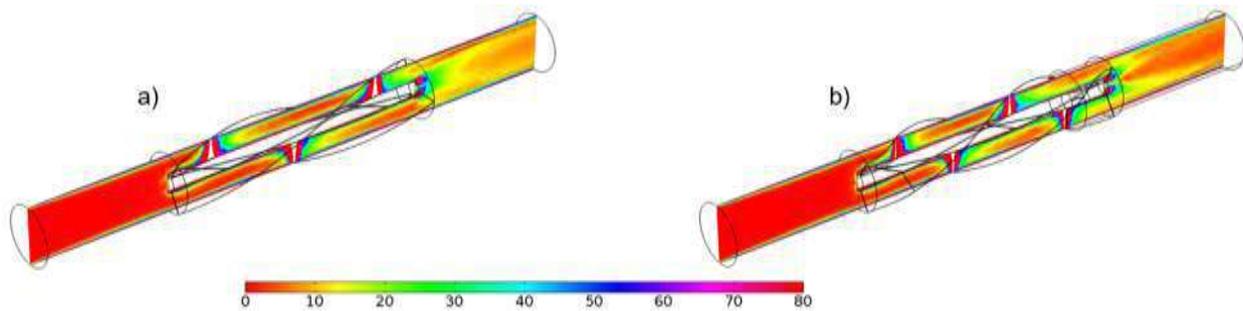


Fig. 6: Perfiles de vorticidad (s^{-1}) para los calentadores analizados: a) bafle helicoidal, b) bafle helicoidal con variación de torsión.

Caídas de presión

La caída de presión es de gran importancia en el diseño de los equipos de transferencia de calor, porque los costes de bombeo son altamente dependientes de la caída de presión (Taher et al., 2012) y por lo tanto, una menor caída de presión podría reducir los costos de operación. En la Figura 7 se muestra la caída de presión que presenta cada sistema al incrementar el flujo.

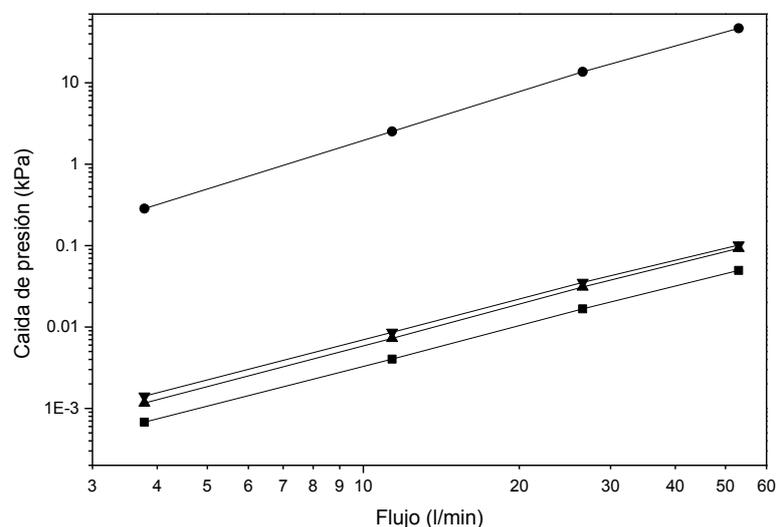


Fig. 7: Caída de presión (kPa) para los calentadores analizados: tubo simple (■), baffles verticales (●), bafle helicoidal (▲), bafle helicoidal con variación de torsión (▼).

En ella se puede apreciar que en el calentador de baffles verticales, se obtiene una caída de presión excesiva, siendo de uno a dos órdenes de magnitud mayor en comparación con los otros calentadores. Una de las principales causas de las altas caídas de presión con baffles verticales, son los cambios bruscos de velocidad entre el flujo en la ventana (donde se da un giro de 180°) y la cámara entre baffles, generando recirculaciones y turbulencia. Dicho flujo turbulento y con remolinos es una fuente importante de caída de presión y requiere de energía de bombeo (Rodríguez-Toral y Heard, 2012). En la Figura 8b se presenta el perfil de presión para este calentador, en donde se distingue que en cada paso por los baffles se genera una caída de presión significativa.

Por otro lado, el uso de los baffles helicoidales genera una caída de presión menor, debido a la aceleración uniforme del fluido sobre las vías de los baffles, produciendo un incremento gradual en la caída de presión, tal como se distingue en la Figura 8. En cuanto al calentador de tubo simple, su caída de presión es la menor de todos los sistemas debido a la ausencia de aditamentos internos que incrementen la necesidad de bombeo.

Los resultados obtenidos para la caída de presión del calentador de baffles verticales, muestran concordancia con los valores reportados experimentalmente por diversos autores para sistemas similares (Zhang et al., 2009; Wang et al., 2011; Xiao et al., 2013; Zhang et al., 2013). La mayoría de ellos en un intervalo de 2 a 60 kPa, a un régimen de flujo como el del presente trabajo. En cuanto a las caídas de presión de los calentadores con baffles helicoidales, no existen datos disponibles para sistemas de 3 vías. Sin embargo, los valores obtenidos son de una magnitud comparable con los reportados por Yang et al. (2014), para un intercambiador con un bafle helicoidal de un solo giro.

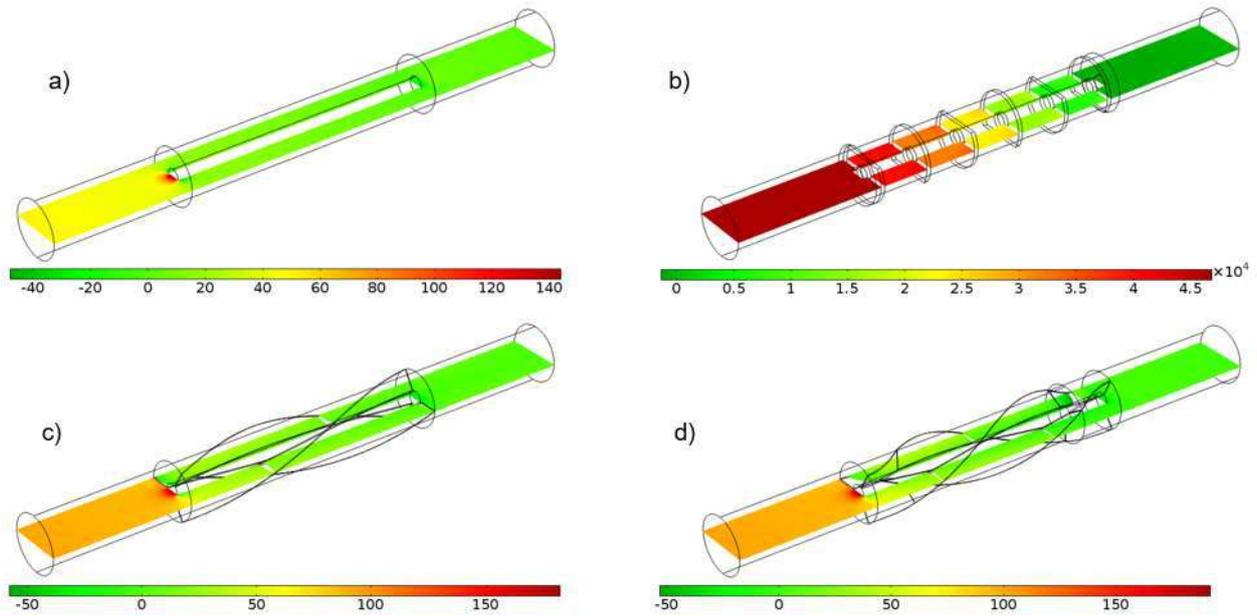


Fig. 8: Perfiles de presión (Pa) para los calentadores analizados: a) tubo simple, b) baffles verticales, c) baffle helicoidal, d) baffle helicoidal con variación de torsión.

Coeficientes de transferencia de calor

En la Figura 6 se muestran los valores calculados para el coeficiente de transferencia de calor (h) a las condiciones de operación analizadas. En ella se puede notar que el valor de h es muy similar para las configuraciones de baffle helicoidal y tubo simple, notándose una ventaja sobre estos en el caso del baffle con variación de torsión. No obstante, para el calentador con baffles verticales el coeficiente es casi 10 veces mayor. Esto puede ser atribuido a la alta turbulencia generada en cada una de las secciones entre los baffles, tal como se mostró en la Figura 5 como perfiles de energía cinética de turbulencia.

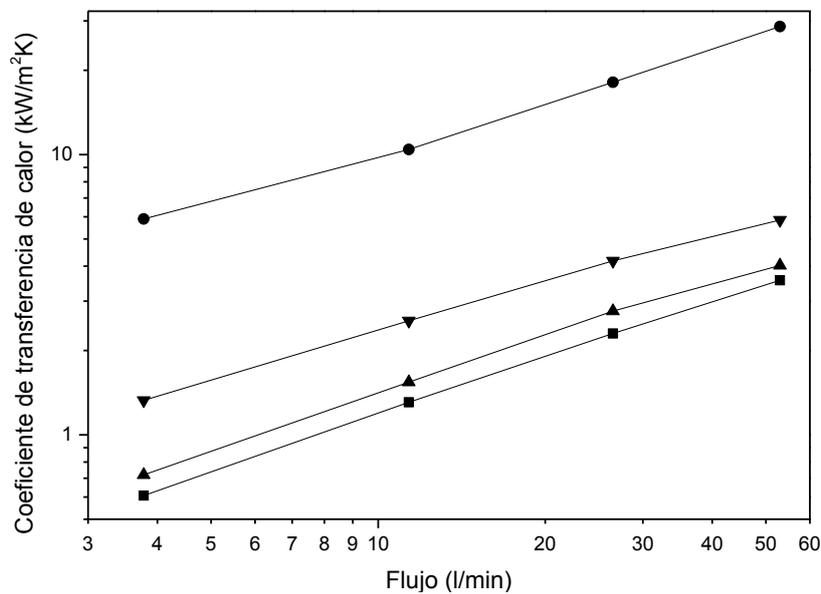


Fig. 9: Coeficiente de transferencia de calor en función del flujo volumétrico: tubo simple (■), baffles verticales (●), baffle helicoidal (▲), baffle helicoidal con variación de torsión (▼).

La exagerada caída de presión que presenta el sistema con baffles helicoidales, ocasiona que este sistema no sean tan atractivo a pesar de poseer un coeficiente de transferencia de calor mucho mayor, en comparación a los otros calentadores, basándonos en este criterio el calentador con el baffle helicoidal con variación de torsión es la mejor configuración de las analizadas en el presente trabajo.

En la literatura ha sido reportado por varios autores que los sistemas con baffles helicoidales tienden a poseer coeficientes de transferencia de calor menores a los de baffles verticales (Zhang et al., 2009; Movassag et al., 2013; Zhang et al., 2013), con la ventaja de que su caída presión es menor y la transferencia de calor puede ser controlada con mayor facilidad, sin la generación de turbulencia excesiva o vibraciones en el equipo (Goyder, 2002). Los valores obtenidos mediante este modelo muestran congruencia con los calculados por Zhang et al. (2009), Taher et al. (2012) y Jian et al. (2015), para intercambiadores de helicoidales, mientras que para el caso del calentador de baffles verticales, Ozden et al. (2010) reportan valores similares para intercambiadores de tubos y coraza con este tipo de baffles.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se realizó el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para 4 configuraciones de calentadores con una resistencia interna basado en herramientas de dinámica de fluidos computacional. El cálculo del coeficiente de transferencia de calor mostró una dependencia lineal respecto al flujo volumétrico en la alimentación para las configuraciones con baffles tipo hélice y sin baffles. Para el caso de la configuración con baffles verticales los coeficientes de transferencia de calor muestran ser mayores debido al incremento en la turbulencia, mostrando que las condiciones hidrodinámicas y fenómenos de turbulencia son de gran impacto sobre los coeficientes de transferencia de calor. El uso de baffles helicoidales puede lograr resultados satisfactorios con menores caídas de presión debido a la reducción sustancial en los cambios de velocidad. Esta situación permite mantener una velocidad superficial mayor y más uniforme sobre en el fluido, sin caídas de presión excesivas. Esta investigación muestra la ventaja del uso de herramientas computacionales en la mejora que este tipo de sistemas eléctricos, pudiendo ser empleada para el análisis y optimización de calentadores industriales con un bajo costo de implementación.

REFERENCIAS

- Alvis, A., I. Caicedo y P. Peña, Determinación del Coeficiente de Transferencia de Calor a Través de una Aplicación de Computadoras, doi: 10.1612/inf.tecnol.4367it.09, Inf. Tecnol. (en línea), 21(5), 13-20, (2010)
- Andersson, B., R. Andersson, L. Håkansson, M. Mortensen, R. Sudiyo, y B. V. Wachem, Computational Fluid Dynamics for Engineers, 100-101, New York, Cambridge University Press, (2012)
- Bhutta, M. M. A., N. Hayat, M. H. Bashir, A. R. Khan, K. N. Ahmad, y S. Khan, CFD applications in various heat exchangers design: A review, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001, Appl. Therm. Eng., 32, 1-12, (2012)
- Bird, R. B., W. E Stewart, y E. N. Lightfoot, Transport Phenomena, 2ª edición, 423-437, John Wiley & Sons, (2006).
- COMSOL Inc, Chapter 6: Materials, COMSOL Multiphysics User's Guide, (2016)
- Chen, Y.-P., Y.-J. Sheng, C. Dong, y J.-J. Wu, Numerical simulation on flow field in circumferential overlap trisection helical baffle heat exchanger, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.07.031, Appl. Therm. Eng., 50, 1035-1043, (2013)
- Dong, C., Y.-P. Chen y J.-F. Wu, Influence of baffle configurations on flow and heat transfer characteristics of trisection helical baffle heat exchangers, doi: 10.1016/j.enconman.2014.08.005, Energy Convers. Manage., 88, 251-258, (2014)
- Dong, C., Y.-P. Chen y J.-F. Wu, Flow and heat transfer performances of helical baffle heat exchangers with different baffle configurations, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.070, Appl. Therm. Eng., 80, 328-338, (2015)
- EIA (U.S. Energy Information Administration), Annual Energy Outlook 2015 (AEO2015, en línea: <http://www.eia.gov/oi/af/aeo>, acceso 10 de enero 2015). Washington, DC, (2015)
- Electro, EVO Swimming Pool Heater (en la web: <http://www.electro.co.uk/in-line-swimming-pool-heater>, acceso 10 de enero 2015), UK, (2016)
- Friedler, F., Process integration, modelling and optimisation for energy saving and pollution reduction, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.030, Appl. Therm. Eng., 30(16), 2270-2280, (2010)
- Goyder, H. G. D., Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers, doi: 10.1205/026387602753581971, Chem. Eng. Res. Des., 80(3), 226-232, (2002)
- Ismail, L. S., y R. Velraj, Studies on Fanning Friction (f) and Colburn (j) Factors of Offset and Wavy Fins

- Compact Plate Fin Heat Exchanger—A CFD Approach, doi: 10.1080/10407780903507957, Numer. Heat Transfer, Part A, 56(12), 987-1005, (2009)
- Jin, Z. X., Anti-freezing and defreezing electric heating tube for solar water heater, CN2673022 Y, CN 200320107666, 19 de Enero (2005)
- Kays, W. M. Turbulent Prandtl Number—Where Are We?, doi: 10.1115/1.2911398, J. Heat Transfer, 116(2), 284-295, (1994)
- Kim, D. E., M. H. Kim, J. E. Cha, y S. O. Kim, Numerical investigation on thermal–hydraulic performance of new printed circuit heat exchanger model, doi: 10.1016/j.nucengdes.2008.08.002, Nucl. Eng. Des., 238, 3269-3276, (2008)
- Kim, M. I., Y. Lee, B. W. Kim, D. H. Lee y W. S. Song, CFD modeling of shell-and-tube heat exchanger header for uniform distribution among tubes, doi: 10.1007/s11814-009-0060-7, Korean J. Chem. Eng., 26(2), 359-363, (2009)
- Kumar, V., S. Saini, M. Sharma y K. D. P. Nigam, Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, doi: 10.1016/j.ces.2006.01.039, Chem. Eng. Sci., 61, 4403-4416, (2006)
- Lauder, B. E. y D. B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2, Comput. Methods in Appl. Mech. Eng., 3(2), (1974)
- Lei, Y.-G., Y.-L. He, P. Chu y R. Li, Design and optimization of heat exchangers with helical baffles, doi: 10.1016/j.ces.2008.05.044, Chem. Eng. Sci., 63, 4386-4395, (2008)
- Lisboa, P. F., J. Fernandes, P. C. Simões, J. P. B. Mota y E. Saadjan, Computational-fluid-dynamics study of a Kenics static mixer as a heat exchanger for supercritical carbon dioxide, doi: 10.1016/j.supflu.2010.08.005, The Journal of Supercritical Fluids, 55, 107-115, (2010)
- Movassag, S. Z., F. N. Taher, K. Razmi, y R. T. Azar, Tube bundle replacement for segmental and helical shell and tube heat exchangers: Performance comparison and fouling investigation on the shell side, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.10.025, Appl. Therm. Eng., 51, 1162-1169, (2013)
- Nasr, M. R. J., y A. Shafeghat, Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.10.021, Appl. Therm. Eng., 28, 1324–1332, (2008)
- Omer, A. M. Energy, environment and sustainable development, doi: 10.1016/j.rser.2007.05.001, Renew. Sust. Energ. Rev., 12(9), 2265–2300, (2008)
- Ozden, E., e I. Tari, Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger, doi: 10.1016/j.enconman.2009.12.003, Energy Convers. Manage., 51, 1004-1014, (2010)
- Petra, C. G., O. Schenk, M. Lubin y K. Gäertner, An Augmented Incomplete Factorization Approach for Computing the Schur Complement in Stochastic Optimization, doi: 10.1137/130908737, SIAM J. Sci. Comput., 36(2), C139-C162, (2014)
- Reichl, M. y A. Pleschinger, Dynamic flow heater, US20130202279 A1, US 13/634,191, 8 de agosto (2013).
- Rodríguez-Toral, M. Á., y C. Heard, Aplicación de "baffles"1 helicoidales y tubos de bajo "aletado"2 al enfriamiento de gases. Tecnología, Ciencia, Educación (en línea), 27 (0186-6036), (2012)
- Ryan, D., R. Long, D. Lauf, M. Ledbetter y A. Reeves, ENERGY STAR Water Heater Market Profile, Silver Spring, MD: D&R International, (2010)
- Shi, Y.-L., J.-J. Ji y C.-L. Zhang, Semiporous Media Approach for Numerical Simulation of Flow through Large-Scale Sparse Tubular Heat Exchangers, doi: 10.1080/10789669.2010.10390924, HVAC&R Research, 16(5), 617-628, (2010)
- Su, H., Large power carbon fiber electric heating tube for industrial use, CN101389163 B, CN 200810158363, 02 de noviembre (2011)
- Taher, F. N., S. Z. Movassag, K. Razmi y R. T. Azar, Baffle space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchangers, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.042, Appl. Therm. Eng., 44, 143-149. (2012).

- Wang, S., J. Wen, H. Yang, Y. Xue y H. Tuo, Experimental investigation on heat transfer enhancement of a heat exchanger with helical baffles through blockage of triangle leakage zones, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.017, *Appl. Therm. Eng.*, 67, 122-130, (2014)
- Wang, Y., Z. Liu, S. Huang, W. Liu y W. Li, Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles, doi: 10.1007/s00231-010-0590-x, *Heat Mass Transfer.*, 47(7), 833-839, (2011)
- Weaver, D. S., y J. A. Fitzpatrick, A review of cross-flow induced vibrations in heat exchanger tube arrays, doi: 10.1016/S0889-9746(88)90137-5, *J. Fluid. Struct.*, 2(1), 73-93, (1988)
- Wasewar, K. L., S. Hargunani, P. Atluri y N. Kumar, CFD Simulation of Flow Distribution in the Header of Plate-Fin Heat Exchangers, doi: 10.1002/ceat.200700180, *Chem. Eng. Technol.*, 30(10), 1340-1346, (2007)
- Wen, J., y Y. Li, Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger, doi: 10.1016/j.cryogenics.2004.04.009, *Cryogenics*, 44, 823-831, (2004)
- Wen, J., H. Yang, S. Wang, Y. Xue y X. Tong, Experimental investigation on performance comparison for shell-and-tube heat exchangers with different baffles, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.071, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 84, 990-997, (2015)
- Xiao, X., L. Zhang, X. Li, B. Jiang, X. Yang y Y. Xia, Numerical investigation of helical baffles heat exchanger with different Prandtl number fluids, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.001, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 63, 434-444, (2013)
- Yang, J.-F., M. Zeng y Q.-W Wang, Effects of sealing strips on shell-side flow and heat transfer performance of a heat exchanger with helical baffles, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.064, *Appl. Therm. Eng.*, 64, 117-128, (2014)
- Yang, J., L. Ma, J. Bock, A. M. Jacobi, y W. Liu, A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.01.035, *Appl. Therm. Eng.*, 65, 369-383, (2014)
- You, Y., A. Fan, S. Huang, y Liu, W. (2012). Numerical modeling and experimental validation of heat transfer and flow resistance on the shell side of a shell-and-tube heat exchanger with flower baffles. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55, 7561-7569. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.07.058
- Zhang, J.-F., S.-L. Guo, Z.-Z. Li, J.-P. Wang, Y.-L. He, y W.-Q. Tao, Experimental performance comparison of shell-and-tube oil coolers with overlapped helical baffles and segmental baffles, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.04.009, *Appl. Therm. Eng.*, 58(1-2), 336-343, (2013)
- Zhang, J.-F., Y.-L. He y W.-Q. Tao, 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.006, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52, 5371-5380, (2009)
- Zhang, J.-F., B. Li, W.-J. Huang, Y.-G. Lei, Y.-L. He y W.-Q. Tao, Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles, doi: 10.1016/j.ces.2008.12.018, *Chem. Eng. Sci.*, 64(8), 1643-1653, (2009)
- Zhang, Z., y Y. Li, CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers, doi: 10.1016/S0011-2275(03)00179-6, *Cryogenics*, 63, 673-678, (2003)

DETERMINACIÓN NUMÉRICA Y COMPARACIÓN DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR, BAJO LA INFLUENCIA DE FACTORES GEOMÉTRICOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS CONCENTRÍCOS.

Daniel Camacho Ibarra^a, Dr. José Javier Valencia López^b.

^a Licenciatura en Ingeniería Biológica, División de Ciencias Naturales e Ingeniería Universidad Autónoma Metropolitana-Cuajimalpa.

^b Departamento de Procesos y Tecnología, División de Ciencias Naturales e Ingeniería Universidad Autónoma Metropolitana-Cuajimalpa.

Introducción.

Los fenómenos de transferencia de calor están presentes en equipos, sistemas y procesos aplicados a la ingeniería para calentar o enfriar fluidos, desde equipos médicos, reactores, hasta procesados biológicos, químicos, alimentos o mecánicos como radiadores (Rennie, 2004). Estos equipos llamados intercambiadores de calor se basan en la ley cero de la termodinámica (flujo según gradiente de temperatura), el proceso de transferencia que realizan se ve afectado por:

- 1.- Geometría.
- 2.- Área de transferencia.
- 3.- Régimen de fluido.
- 4.- Tipo de fluido.

La transferencia puede darse a través de una superficie o por contacto directo entre fluidos, presentando altos coeficientes conductivos (k). Siendo de importancia el diseño en base al rango de temperatura al que trabajara, tipo de fluidos, cantidad de energía y presión (Hernández, 2010).

La mejora en estos intercambiadores se puede lograr incrementando los coeficientes de transferencia de calor (h) mediante modificaciones geométricas enfocadas en aumentar el área superficial (Imbert et al., 2014) o bien con modificación del régimen de flujo.

Los dispositivos helicoidales aumentan la superficie de intercambio térmico y la velocidad del fluido generando turbulencia, aspectos que influyen directamente en el incremento del coeficiente convectivo h , además que requieren mantenimiento mínimo, reducen la vibración, incrustación y efectos de bypass (Imbert et al., 2014).

Este trabajo modela matemáticamente el efecto geométrico en un intercambiador de tubos concéntricos con deflectores rectos, deflectores helicoidales con diferente ángulo de torsión y por último sin ningún tipo de inserción, basados en las ecuaciones de transporte: continuidad, cantidad de movimiento en régimen turbulento y energía.

El análisis requiere la solución de un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales acopladas, ocasionando que las soluciones en estos sistemas sean mediante el uso de métodos numéricos o bien de programas basados en Dinámica Computacional de Fluidos (CFD) pudiéndose utilizar gran variedad de efectos físicos con el fin de predecir los datos experimentales para los campos de velocidad, temperatura y presión.

Finalmente se resuelven las ecuaciones diferenciales parciales (EDP) con el fin de caracterizar los efectos de los factores geométricos de los intercambiadores de calor sobre el flujo, determinando los coeficientes de transferencia de energía h y una correlación empírica para su obtención.

Intercambiadores de calor.

Existen diversas configuraciones de intercambiadores de calor como se muestra en la ilustración 1 (González, 2007), dentro de los intercambiadores de tubos se encuentran los más usados en la mayoría de aplicaciones industriales debido a su versatilidad con líquidos de diversas densidades (Mendieta, 2008). Estos intercambiadores constan de un tubo de diámetro determinado dentro de un tubo de mayor diámetro, por donde circulan los líquidos a enfriar o calentar según la aplicación. En la sección anular pueden colocarse diversas inserciones como cintas retorcidas, bovinas, deflectores o aletas que permiten modificar el flujo y generar turbulencia para mejorar la transferencia de calor, estos intercambiadores son usados debido a:

- 1.- Bajos costos.
- 2.- Fácil mantenimiento.
- 3.- Usados en longitudes de transferencia grandes.
- 4.- Usados entre 35% y 40% en procesos industriales.

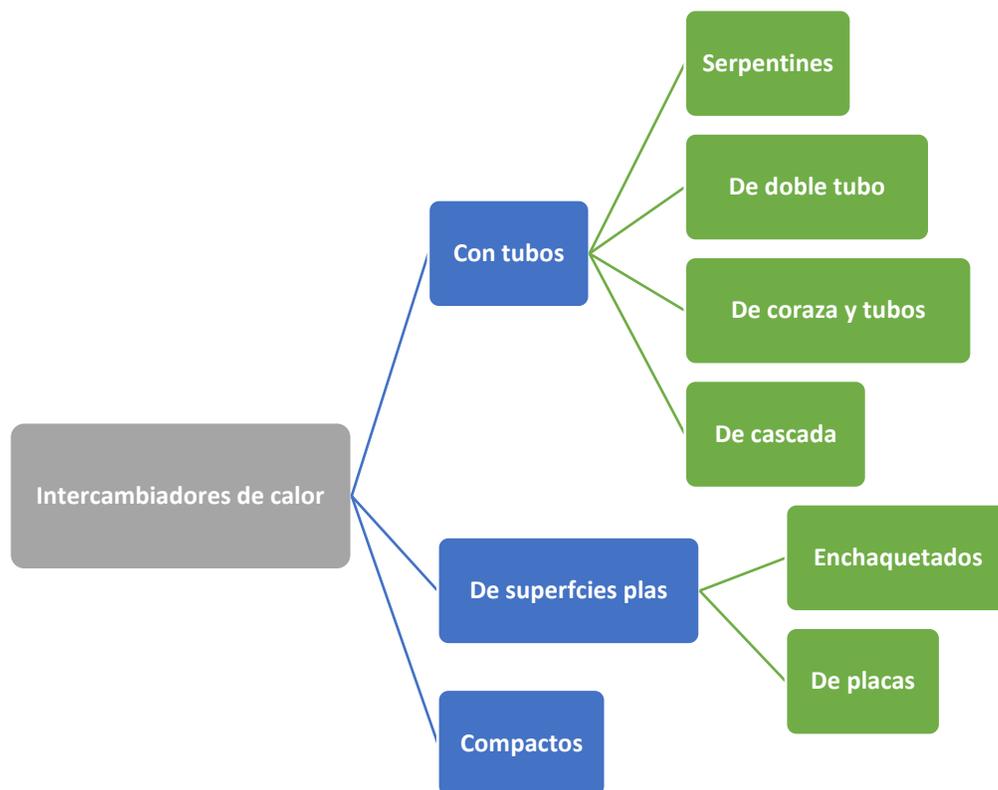


Ilustración 1 Clasificación de intercambiadores de calor.

Los métodos que han sido probados para aumentar la transferencia de calor son:

- 1.- inserciones.- Arreglos adicionales que sirven como obstáculos al flujo.
- 2.- Superficie ampliada
- 3.- modificaciones superficiales
- 4.- Uso de aditivos

Licenciatura en ingeniería biológica

Dentro de las inserciones existen diferentes tipos como se muestran en la siguiente ilustración las inserciones cambian la dirección del flujo, mejorando la turbulencia, en el mercado existen varios tipos como: segmentados, helicoidales, superpuestos, de varillas, etc. Aunque son más utilizados los segmentados o conocidos como deflectores o baffles rectos presentan algunas desventajas como (Sivarajan et. Al, 2013):

- 1.- Caídas de presiones altas, (expansión y contracción repentina en flujo).
- 2.- Eficiencia baja de transferencia debido a zonas de estancamiento.
- 3.- Velocidad de flujo baja pegado a los tubos.
- 4.- Tiempos cortos de funcionamiento debido a la vibración causada por el flujo.
- 5.- Requieren potencia mayor para compensar la caída de presión.

Mientras que los intercambiadores de calor con baffles helicoidales pueden presentar ciertas ventajas a los mismos sistemas como:

- 1.- Las tasas de transferencia de calor mejoran junto con la relación de la caída de calor.
- 2.- Se reducen los efectos de bypass.
- 3.- Reducción en los efectos de incrustación.
- 4.- Reducción de la vibración producida por el flujo.
- 5.- Mantenimiento mínimo.

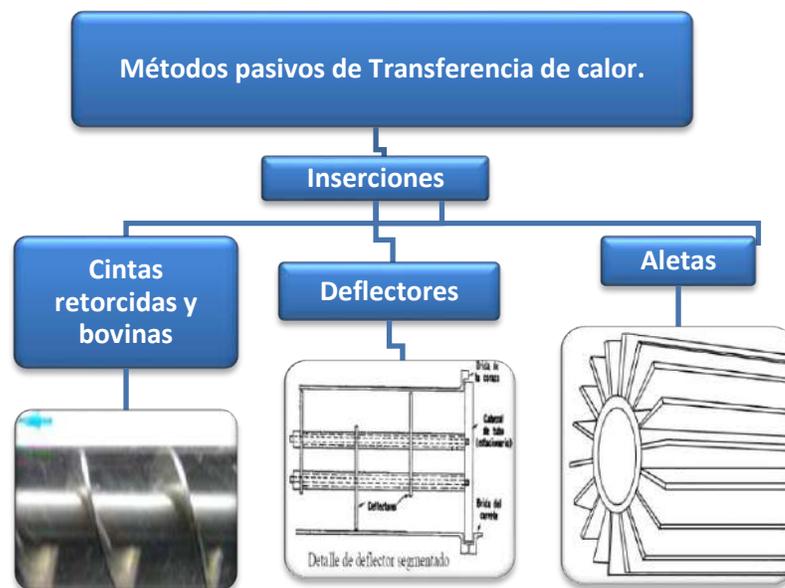


Ilustración 2 Tipos de baffles para transferencia de calor.

Existen diversos estudios que se han realizado de manera experimental en intercambiadores de calor concéntricos con baffles helicoidales, tanto en la sección anular como en la sección interna de los tubos con diámetro menor, se han realizado también correlaciones a partir de los datos experimentales obtenidos para diversos fluidos.

Anand realizó un estudio donde la mejora de la transferencia de calor aumenta debido al movimiento del flujo en remolino que proporcionan los baffles helicoidales, encontró también que el número de Nusselt es mayor con el uso de estos baffles, además la turbulencia presentada genera un mayor mezclado que se ve reflejado en los gradientes de temperatura, pudiendo mejorar el rendimiento en

Licenciatura en ingeniería biológica

general del intercambiador de calor conduciendo así a un alto coeficiente de transferencia de calor (Anan et. Al, 2014).

Las cintas helicoidales pueden personalizarse de diversas maneras, como la rugosidad, ángulo de giro, dimensiones en general. Pueden presentarse en dos arreglos distintos, cuando son dentro del tubo interior o bien en la sección anular induciendo en ambos casos remolinos en el movimiento del agua aumentando el tiempo de depósito en la región de transferencia y así aumentando la transferencia de calor. Llegando a ser 8.9% más efectiva la transferencia con este tipo de arreglos (Maughal et. Al, 2013).

Según Sivarajam y colaboradores se ha encontrado que los arreglos helicoidales permiten mejorar el rendimiento en general, disminuyendo la presión, vibración y el ensuciamiento, con una capacidad de transferencia de calor 21% mayor a un equipo sin esta configuración (Sivarajan et. Al, 2013).

Al mismo tiempo determinaron experimentalmente correlaciones para el número de Nusselt en función de los números adimensionales Re y Pr. En la tabla se muestran algunos trabajos realizados con deflectores helicoidales a distintos números de Reynolds para régimen turbulento todos los casos y diferentes fluidos, de donde se obtuvieron correlaciones que nos permiten obtener un coeficiente global de transferencia h.

Tabla 1 Correlaciones experimentales Nu para bafles helicoidales.

Geometría	Autor	Re (1000)	Mejora en transferencia de calor	Correlación	Fluido
Láminas Helicoidales	Coetzee et al. 2003	25 - 250	70% 206%	$Nu = 0.072Re^{0.8}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.14} * [f_1(y)Re^2 + f_2(y)Re + f_3(y)]$ $Y = (z/2d_i)$ $f = g_1Re^{g_2(y)}$	Agua
Láminas Helicoidales	Çakmak et al. 2012	27 - 88	200%	$Nu = 0.05267Re^{0.898}Pr^{0.549}(de/Dh)^{-1.214}$	Aire
Láminas Helicoidales	Bhuiya et al. 2012	220–510	305%	$Nu = CRe^mPr^{0.33}$ $C = 0.174(\tan a)^2 + 0.109(\tan a) + 0.0212$	Aire
Láminas helicoidales	Odhambo et al, 2011.	6.6 - 22	130%	$Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^{0.4}$	Agua y propilenglicol.

Licenciatura en ingeniería biológica

Estudios en CFD

Aunque existen pocos estudios en el caso de CFD cada vez más se están llevando a cabo estos tomando mayor importancia, ya que pueden representar bastante cercano a la realidad un sistema físico como se ha mencionado anteriormente, logrando determinar los coeficientes de transferencia de calor h y números de Nusselt con un mínimo de error en comparación con los valores obtenidos de forma experimental (tabla 2). La oportunidad que se presenta con el uso de CFD para estudios de transferencia en intercambiadores de calor involucra la optimización o mejora de un sistema logrando reducir los tiempos y costos que representa un estudio experimental:

Pandillas compara la estimación del coeficiente de transferencia h . De un intercambiador de calor con un deflector helicoidal que se realizó experimental y numéricamente utilizando CFD. Encontraron que la configuración de deflectores helicoidales tiene un efecto positivo importante sobre el coeficiente de transferencia de calor (Pandillas et. Al, 2009).

Se han desarrollado correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor para bafles helicoidales en tubos concéntricos, se realizó tanto experimentalmente como el modelado mediante CFD con fluidos gaseosos de combustión, permitiendo la optimización del equipo experimental (Kharat et. Al, 2009).

Otra simulación fue realizada en CFD para la determinación del número de Nusselt y el factor de fricción en un tubo con deflector helicoidal, los resultados indicaron una estrecha relación entre lo predicho numéricamente y el Nu medido experimentalmente al igual que los valores del factor de fricción (Nagarajan & Sivashan, 2009).

Tabla 2 Resumen de algunos trabajos en simulación mediante CFD para corroborar experimentación.

Autores	Estudio	Resultados
Nagarajan y Sivashan 2009.	Simulación de transferencia de un intercambiador con deflector helicoidal.	Los deflectores tienen efecto positivo sobre el coeficiente de transferencia. Nusselt corroborado en un modelo experimental.
Wang et al, 2011.	Bafles helicoidales en intercambiadores de calor.	Un ángulo grande produce transferencia alta, la razón de torsión pequeña mejora rendimiento de transferencia.
Shabanian et al, 2011.	Modelo experimental y CFD en intercambiador con inserción de: mariposa, clásico y helicoidal.	Modelado CFD en términos de turbulencia concuerdan con los valores experimentales de número de Nusselt.
Salman et al, 2013.	Simulación de velocidad y transferencia de calor en un tubo con de cintas retorcidas.	Obtuvieron condiciones óptimas de torsión y ángulo del sistema, aumenta la transferencia de calor (comparación experimental).

Licenciatura en ingeniería biológica

Justificación

Una mejora en la eficiencia de cualquier intercambiador puede repercutir en beneficios energéticos y económicos considerables.

El uso de baffles helicoidales puede mejorar la transferencia de calor aumentando el coeficiente de transferencia h , conduciendo a la reducción del:

- 1.- Tamaño del equipo.
- 2.- Costo del equipo.
- 3.- Diferencia de presión.

El uso de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) ayuda en la solución numérica de las EDP de energía, continuidad y cantidad de movimiento, permitiéndonos:

- 1.- Optimización del diseño.
- 2.- Mejorar condiciones de operación.
- 3.- Disminuir tiempo de experimentación y construcción.
- 4.- Reducir gastos en construcción de sistemas experimentales.

Objetivo general

Estimar coeficientes de transferencia de calor locales y promedio a partir de la solución numérica del modelo matemático, para diferentes geometrías internas en un intercambiador de tubos concéntricos.

Objetivos particulares

- 1.- Plantear un modelo matemático en términos de ecuaciones de transporte que definan el intercambio de calor en intercambiadores de tubos concéntricos.
- 2.- Solución numérica mediante CFD del modelo matemático.
- 3.- Obtención de coeficientes de transferencia de calor (h) mediante resultados numéricos expresados en perfiles de velocidad y temperatura.
- 4.- Generación de correlaciones de Nu para la obtención de coeficientes de calor.
- 5.- Comparación de coeficientes de transferencia de calor con diferentes geometrías internas.

Licenciatura en ingeniería biológica

Modelado y Estudio

Para la determinación del caudal de calor que se transfiere y cumpliendo el balance de energía, partimos de la ley de enfriamiento de Newton mostrada en la ecuación 1.

$$Q = hAs(Tc - Tf) \quad \text{Ec. (1)}$$

Donde h es el coeficiente convectivo, As es el área superficial, Tc es la temperatura del fluido y Tf es la temperatura del fluido. Por lo general los gradientes de temperatura son generados a partir de temperaturas dadas en el caso de estudio como condiciones fijas al inicio (en caso de procesos implementados) y según la cantidad de calor intercambiado al paso por el intercambiador por lo que es difícil manipularlas en la mayoría de los casos. Por lo mencionado anteriormente se puede observar en la ecuación 1 que existen dos formas de mejorar la transferencia de calor:

1.- Aumentando el área superficial, al ser directamente proporcional a la cantidad de calor transferida, aumentar el área de contacto entre el fluido a enfriar o a calentar y su opuesto a través del intercambiador va a permitir un mayor intercambio del mismo.

2.-Incrementando el coeficiente de transferencia de calor h , se puede también tener un incremento de la cantidad de calor transferida ya que también es directamente proporcional a la cantidad de calor transferida. Pero en este caso se requiere tener mayor conocimiento del problema, ya que se toman en cuenta las propiedades físicas como la velocidad, tanto las propias de los fluidos como el la densidad, por lo cual se indica que el coeficiente h es función de:

$$h = f(Cp., L, K, p, \beta, g, \mu, \vec{v}, T) \quad \text{Ec. (2)}$$

Como se puede observar en la ecuación 2 el coeficiente convectivo h está influenciado por dos aspectos físicos tanto velocidad como la temperatura, términos que están acoplados en las ecuaciones de transporte de energía y cantidad de movimiento Ec (3 y 4).

El modelo matemático que caracteriza nuestro estudio se presenta en ecuaciones diferenciales parciales (EDP) para un fluido newtoniano y suponiendo que sus propiedades sean constantes al igual que sea un fluido incompresible

Ecuación de movimiento en coordenadas cilíndricas. Ec. (3)

Componente en r :

$$\rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\delta v_\theta}{\delta \theta} \right) + \rho g_r$$

Componente en θ :

$$\rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r v_\theta}{r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right) + \rho g_\theta$$

Licenciatura en ingeniería biológica

Componente en z:

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) + \rho g_z$$

La ecuación de movimiento que proviene del balance de conservación de movimiento (2da ley de Newton), nos indica que a lo largo de un volumen de control diferencial, la velocidad y presión de flujo varía en función de las fuerzas que actúan sobre él. Esta ecuación nos permite conocer entonces el perfil de velocidad y presión a lo largo de nuestras geometrías de estudio.

Ecuación de energía en coordenadas cilíndricas.

Ec. (4)

$$\begin{aligned} \rho c_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + 2\mu \left\{ \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right\} \\ + \mu \left\{ \left[\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial z} \right]^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} \right) \right]^2 \right\} \end{aligned}$$

La ecuación de la energía proviene del balance diferencial de un volumen de control donde se realiza un balance de energía mediante la 1er ley de la termodinámica donde dice que la rapidez del cambio en el tiempo de la energía de un sistema es la velocidad de transferencia neta entre el sistema y el entorno. Esta ecuación nos va a permitir obtener el perfil de temperaturas.

Ecuación de continuidad.

Ec. (5)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho r v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0$$

La ecuación de energía proviene de un balance diferencial de masa, la ley de conservación de la masa señala que el cambio en el tiempo de la masa es nula si la masa permanece constante, como lo es este caso. Por lo cual al cumplir esta condición nos va a permitir darle consistencia a nuestro sistema y así poder resolver las ecuaciones de velocidad y temperatura.

Además que al analizar la ecuación de energía en las aportaciones convectivas y viscosas de la ecuación nos encontramos con términos de velocidad, por lo que deben resolverse al mismo tiempo estas ecuaciones en cada paso para tener una solución consistente en ambos perfiles.

Estas ecuaciones en derivadas parciales no son lineales y están acopladas en este estudio, debido a la complejidad geométrica y el régimen de flujo usado, se tienen que mantenerse las aportaciones en todas las componentes geométricas del sistema volviendo un sistema de EDP con alto grado de complejidad para resolver.

Licenciatura en ingeniería biológica

Este tipo de estudios no presentan solución analítica por lo cual se deben buscar métodos numéricos o el uso de software CFD que nos permita resolver este tipo de sistemas de ecuaciones.

La dinámica de fluidos computacional utiliza métodos numéricos y algoritmos para análisis y resolución de problemas físicos e incluso multifísicos sobre un flujo. Permiten a través de herramientas computacionales simular las interacciones en superficies complejas, permitiendo alcanzar aproximaciones a los resultados exactos.

Para este trabajo se usó el software COMSOL Multiphysics 5.1, este software es un paquete de análisis y resolución de fenómenos físicos simples y acoplados, basado en elementos finitos que permite desde la programación, pre procesado hasta el pos procesado de los resultados. El estudio se puede dividir en una serie de pasos:

1.- COMSOL Multiphysics tiene un constructor y un importador de geometrías o modelos que se crearon en software de diseño para realizar el estudio.

Las geometrías que se usaron para el modelado se encuentran en la ilustración 3, donde podemos observar las 4 versiones diferentes de nuestro intercambiador, cabe señalar que para los tres casos las medidas son exactamente las mismas, lo que difiere es el tipo de baffle, incluyendo al intercambiador que no presenta ningún tipo de arreglo anular, con el fin de comparar todos los casos.

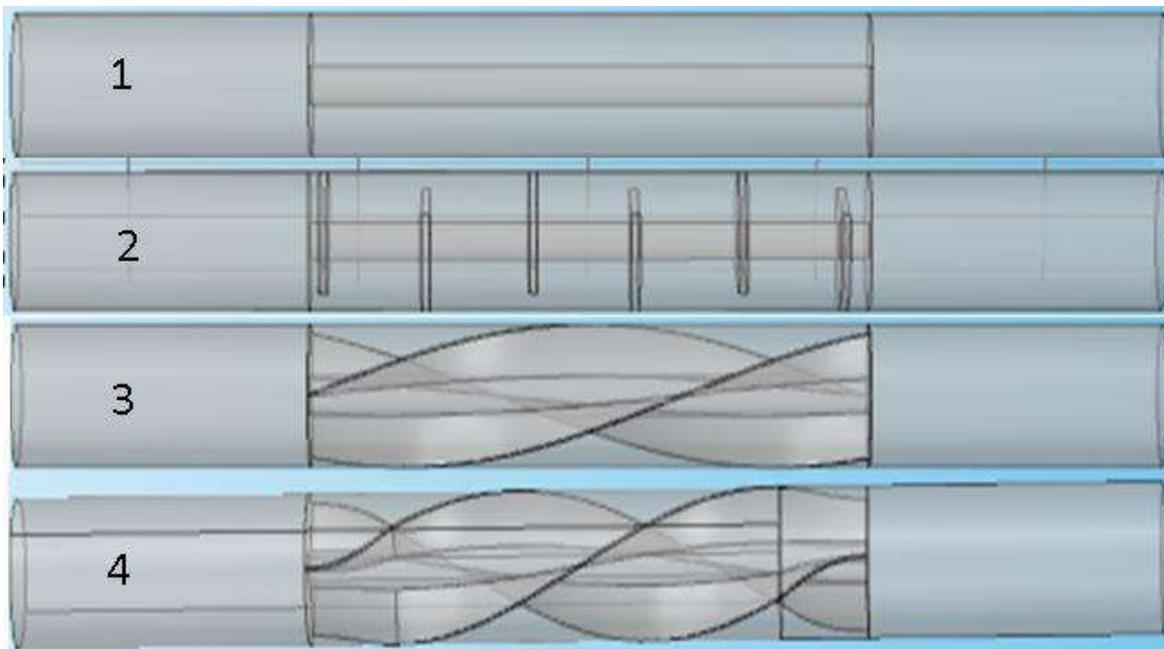


Ilustración 3 Modelos de estudio del intercambiador 1.tubos concéntricos, 2.Deflectores rectos, 3.Helice, 4.Helice con mayor ángulo de torsión.

2.- Una vez habiendo ingresado los parámetros del modelo se seleccionan los módulos de transferencia de calor y flujo, donde se agregaron las EDP de calor, continuidad y momento para realizar numéricamente el estudio y más adelante determinar los coeficientes convectivos locales y promedio de las diferentes inserciones en el intercambiador.

Dentro de las consideraciones hay que recalcar:

Licenciatura en ingeniería biológica

Flujo de entrada Cte. = Velocidad inicial cte., en este caso se usaron diferentes velocidades de flujo, con lo cual podemos abarcar un régimen de Reynolds entre 5000 y 600000, mismo que nos indica que se está trabajando dentro de un régimen turbulento.

Resistencia al centro aluminio. Para facilidad del estudio se está asumiendo una generación de calor al centro del intercambiador en lugar de un fluido a mayor temperatura, por lo cual se tiene un calor constante $Q: 19,500 \text{ W}$ para todos los casos y las propiedades en la resistencia fueron las del aluminio.

La Temperatura del agua que fluye en la parte anular es de 20°C .

Fluido Incompresible, estado estacionario, Fluido Newtoniano, Pared Adiabática, Sin deslizamiento de fluido en la pared, Sin efectos de fricción.

3.- Se realizó la división de los 4 cuerpos o bien malleo (ilustración 4), mediante la división de este en un sistema conformado por cuerpos más pequeños interconectados por puntos, estos forman superficies de control que pueden considerarse independientes y que son afectados por las condiciones iniciales y de frontera planteadas en el paso 2 como si se tratara del estudio del cuerpo completo, resolviéndose simultáneamente

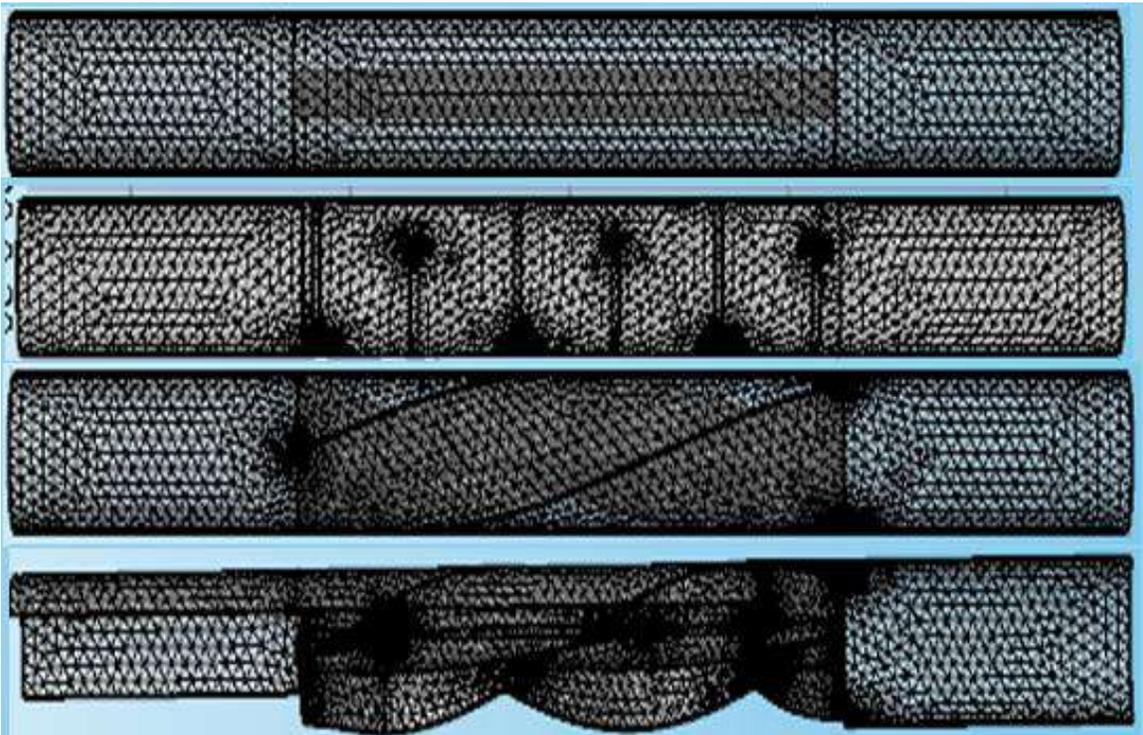


Ilustración 4 Malleo de geometrías para estudio en COMSOL.

El método de elementos finitos que usa COMSOL Multiphysics permite obtener una solución numérica aproximada, Los cálculos se realizan sobre la malla generada donde los puntos que se ven (nodos) sirven como base para la discretización de las ecuaciones pasando de un dominio continuo a un conjunto de elementos finitos, las variables de velocidad, temperatura, presión y las que se requieran son incógnitas en cada nodo y se llaman grados de libertad. Este conjunto de ecuaciones discretizadas se puede escribir en un sistema de ecuaciones algebraicas en cada nodo, de forma que

Licenciatura en ingeniería biológica

se vuelve una matriz algebraica que se resuelve de forma iterativa mediante funciones de rigidez, masa y amortiguamiento hasta que el residuo es suficientemente pequeño.

4.- Una vez que se trabajó en el pre procesado y se calcularon mediante el software de CFD nuestras variables de interés con ayuda del tipo de malla seleccionado, se da dio paso pos procesado.

Resultados y Discusión

Una vez obtenidas las soluciones numéricas podemos construir diversos gráficos y tablas para la facilidad de la lectura de la información conocido como pos procesamiento, como ejemplo se usan gráficos que perfilan la temperatura, los vectores de velocidad y finalmente la presión para una velocidad de flujo de 0.4 m/s, se obtuvieron a partir de las tablas generadas mediante el análisis de los resultados numéricos del CFD.

En primer lugar se presenta el gráfico 3D de los vectores de movimiento (o velocidad) para el intercambiador sin deflectores (ilustración 5), se puede observar que la velocidad no sufre un cambio considerable siendo el aumento dentro del intercambiador en menos del 10% teniendo aproximadamente una velocidad a la salida de 0.47 m/s.

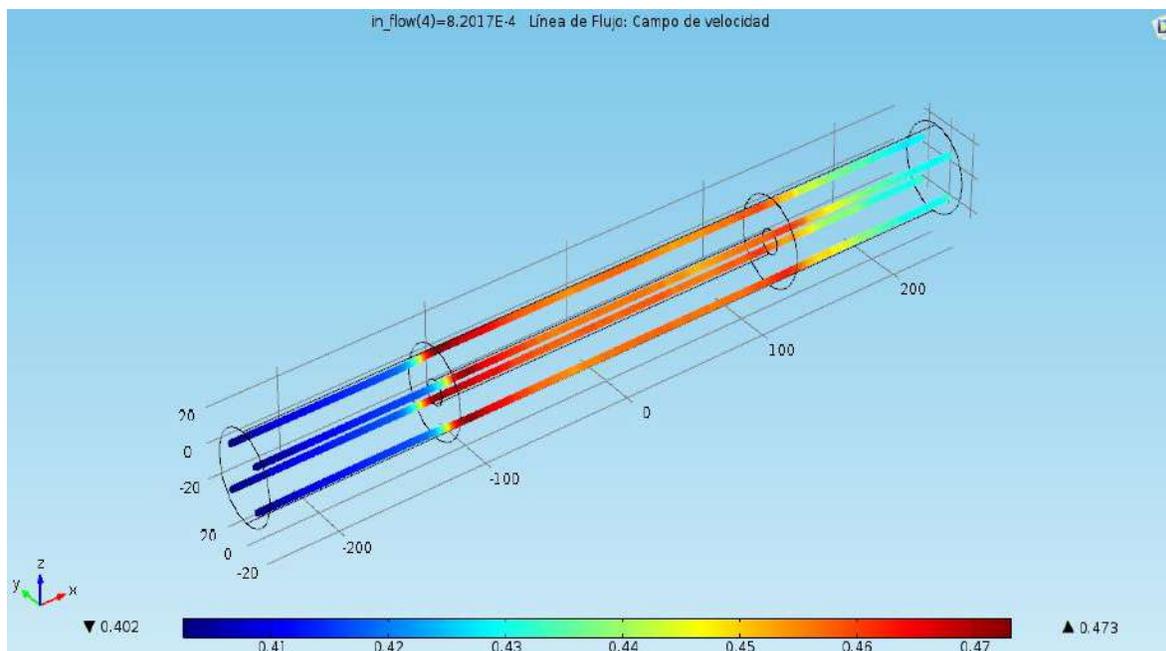


Ilustración 5 Vectores de velocidad para intercambiador de tubos concéntricos.

En el caso de los baffles rectos (ilustración 6), podemos observar que el cambio en la velocidad es muy variable debido a la turbulencia generada, existen zonas de estancamiento en cada sección como se aprecia en el gráfico, aumentando la velocidad únicamente en el espacio de los baffles donde está la salida al siguiente segmento, mismo que ocasiona que la distribución no sea uniforme de velocidad, teniendo un promedio a la salida de 1.16 m/s que se va a ver disminuido conforme se haga uniforme la velocidad del flujo a lo ancho del ánulo.

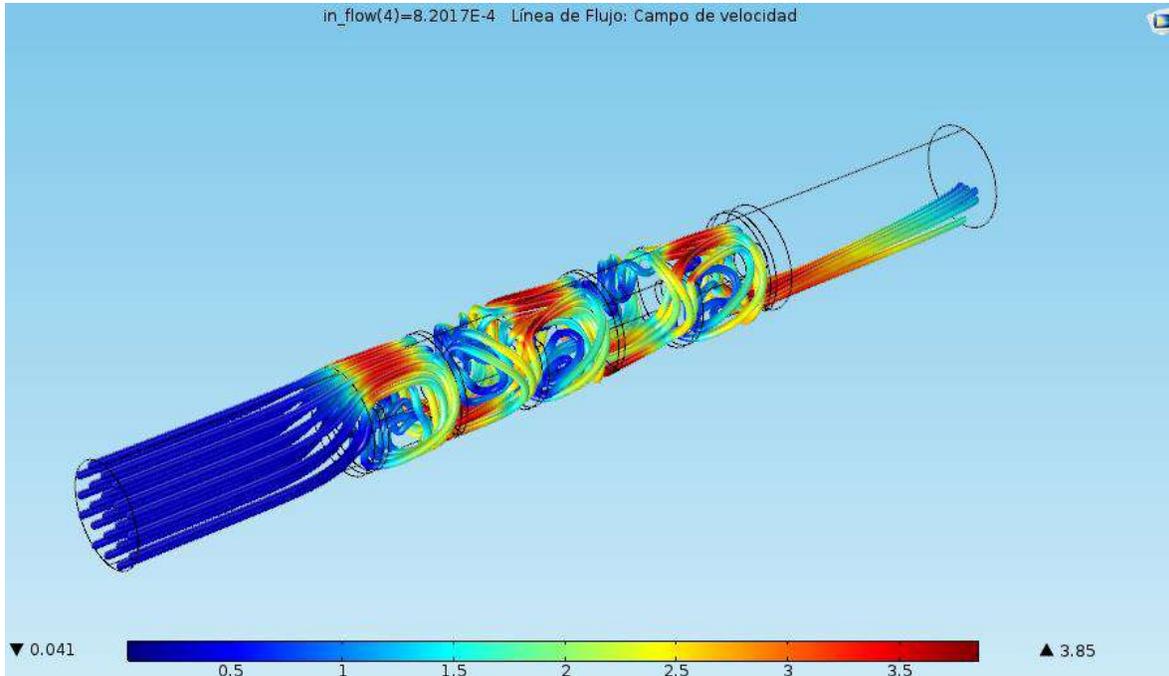


Ilustración 6 Vectores de velocidad para intercambiador con deflectores rectos.

En el primer caso de baffles en hélice con menos ángulo de torsión (ilustración 7) podemos observar que la velocidad está distribuida de manera mucho más uniforme a diferencia del intercambiador con baffles rectos, teniendo a la salida un promedio de 0.44 al parecer menor que en el caso de baffles rectos y mayor al que no presenta ningún tipo de deflectores, esto permite tener un régimen de flujo con turbulencia mayor a este último y velocidad relativamente constante dentro del intercambiador.

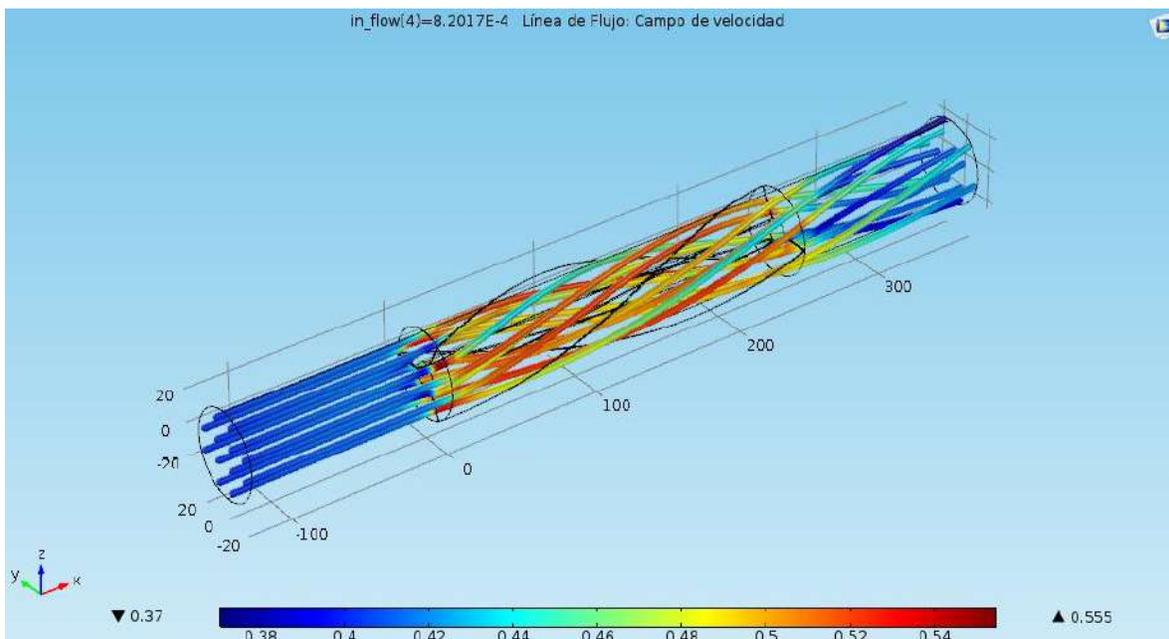


Ilustración 7 Vectores de velocidad para intercambiador de hélice 1.

Licenciatura en ingeniería biológica

En el caso de la hélice con un mayor grado de torsión (ilustración 8) la velocidad promedio ronda los 0.6 m/s que es mayor al primer caso, podemos observar que en los casos para intercambiador sin inserción, hélice 1 y la hélice 2, la velocidad se mantiene relativamente constante en la sección anular, además en el caso de ambas hélices permite un incremento en la velocidad, mismo que favorece el aumento del número de Reynolds y a su vez el coeficiente de transferencia. En cuanto a los baffles rectos podemos inferir que si aumenta la turbulencia generada debido al ángulo de las aletas y modifica también el régimen de flujo pero presenta muchas zonas muertas con lo que se ve disminuido el intercambio.

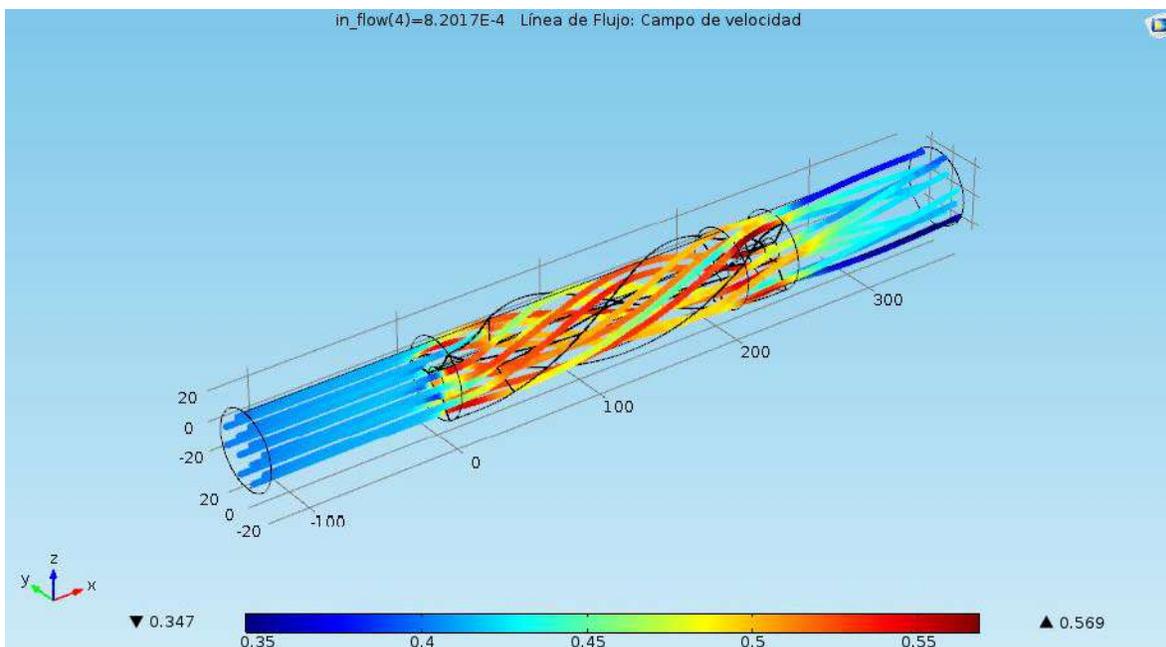


Ilustración 8 Vectores de velocidad para intercambiador de hélice 2.

Podemos observar que los perfiles de velocidad nos permiten obtener una mayor transferencia en cualquier tipo de los intercambiadores con inserciones, pero esto conlleva diferentes gastos de presión según la geometría, mismos que implicaría mayor gasto de energía.

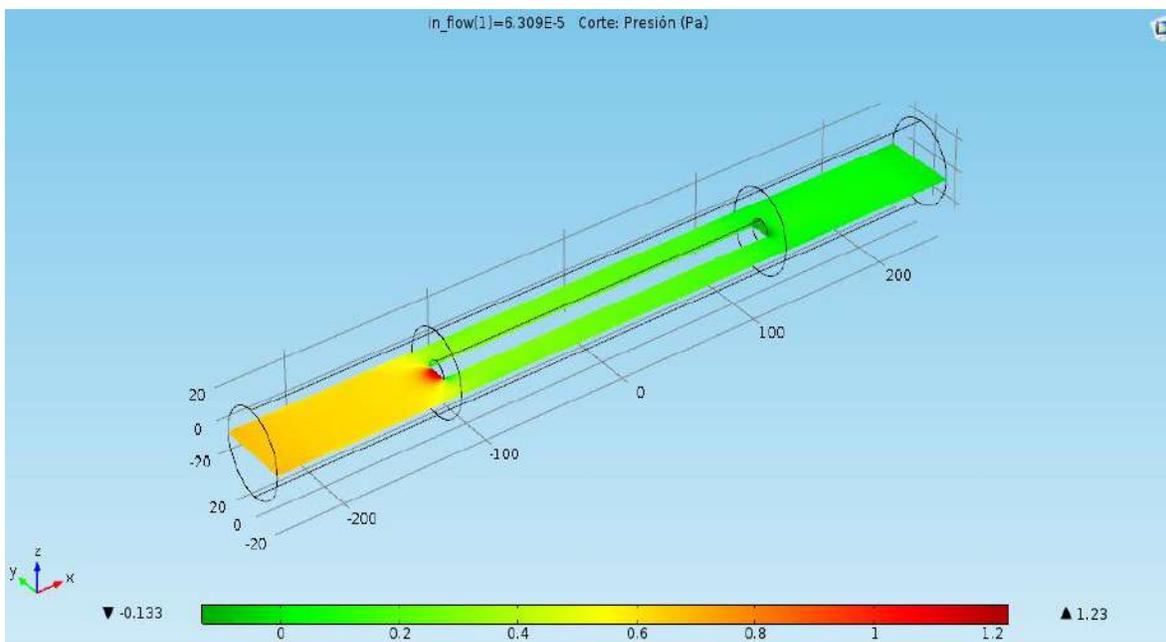


Ilustración 9 Cambios de presión en intercambiador de tubos concéntricos.

Licenciatura en ingeniería biológica

En el primer caso (ilustración 9) numéricamente no hay cambios significativos en la presión a lo largo del intercambiador.

En el segundo caso de baffles rectos (ilustración 10) se observa que la presión cambia a lo largo de todo el intercambiador de forma abrupta, mismo caso que podemos decir entonces que a cambio de la turbulencia generada y velocidad, lo que sacrifica este intercambiador es el nivel de presión que debe mantener a lo largo del intercambiador, podemos notar que disminuye de manera abrupta conforme se avanza dentro del intercambiador.

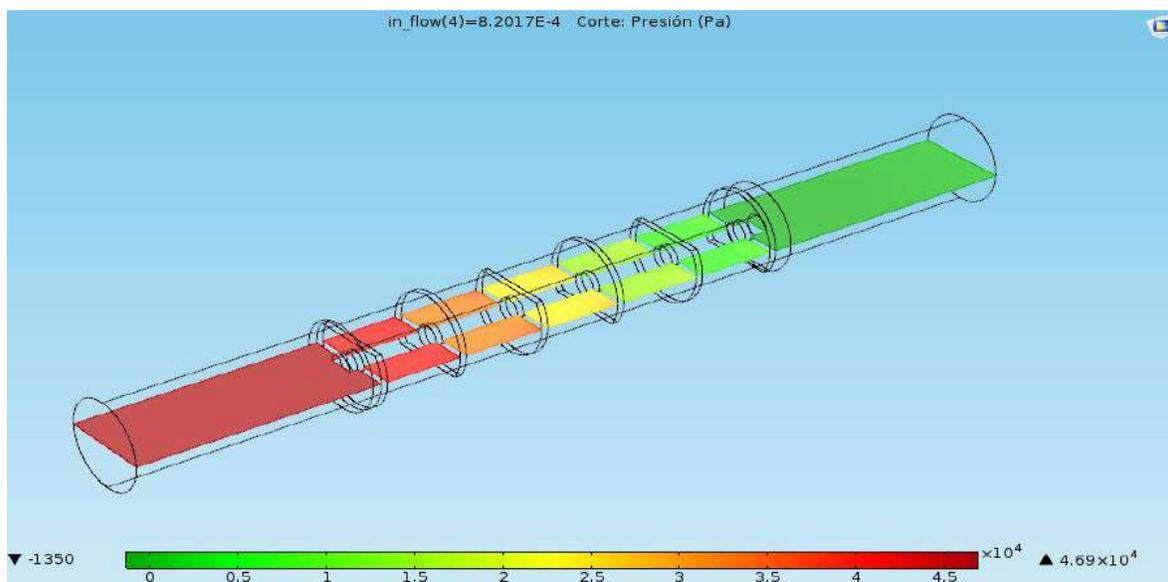


Ilustración 10 Cambios de presión en intercambiador de deflectores rectos.

Por último se presentan los casos de los dispositivos helicoidales (ilustración 11 y 12) en donde se observa que de igual forma hay un pequeño cambio en la presión que se ve compensado a lo largo de los intercambiadores, mismo que no es muy significativo para ambos casos por lo cual podemos decir que el único que presenta cambios considerables de presión es el intercambiador que presenta los baffles rectos.

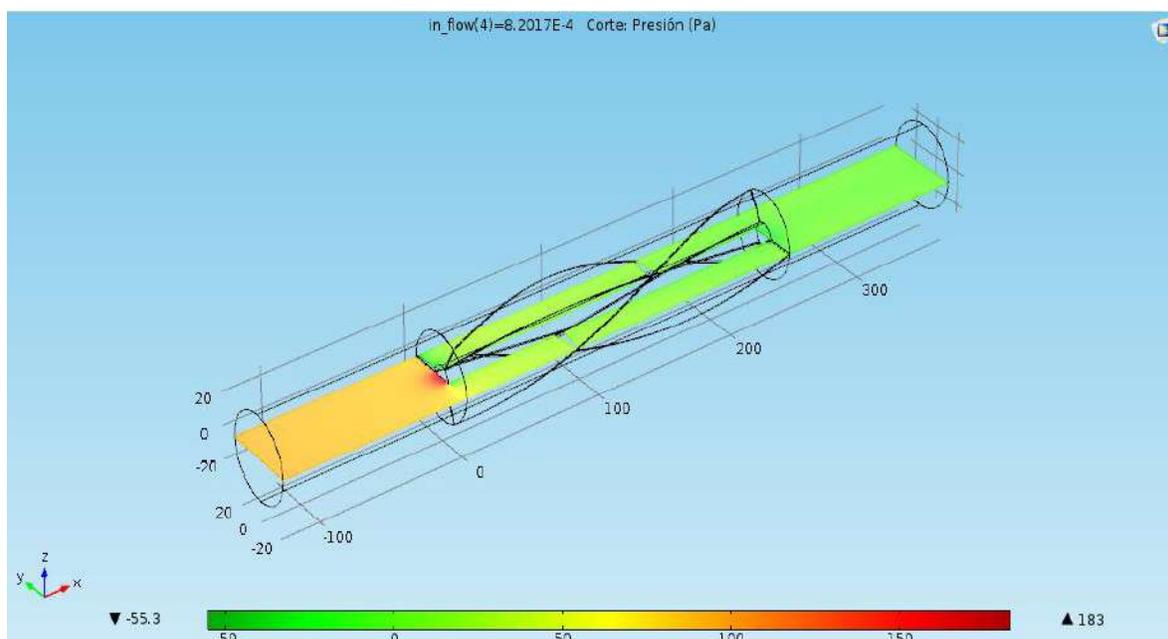


Ilustración 11 Cambios de presión en intercambiador de hélice 1.

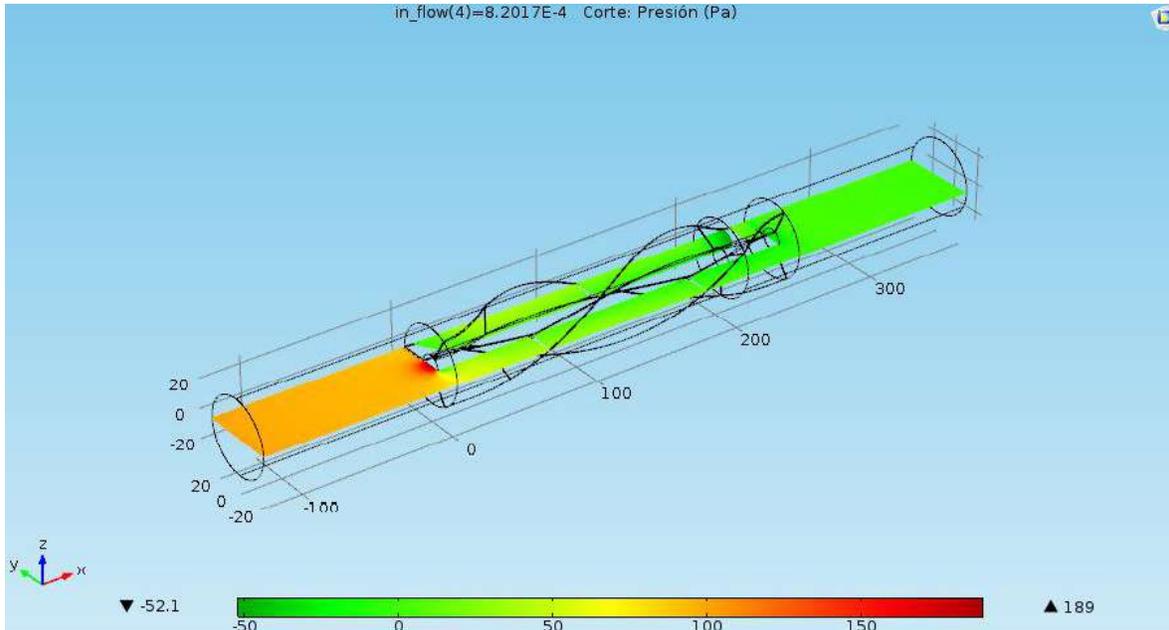


Ilustración 12 Cambios de presión en intercambiador de hélice 2.

Por último se muestran los perfiles de temperatura para los 4 casos en gráficos 3D que de igual manera fueron realizados a partir de los datos obtenidos numéricamente. El fluido fue ingresado a 20°C y en todos los casos, por lo que podemos observar los cambios en la temperatura a la salida de los intercambiadores. Los cambios a lo largo de los intercambiadores de igual manera se pueden medir a partir de los estudios realizados, pero se realizan los primeros para dar un panorama general del comportamiento del intercambiador. Adicionalmente debemos recordar que los cambios en la temperatura del fluido a la entrada y a la salida también se ven modificados según los perfiles de velocidad así como lo vimos en el modelo matemático.

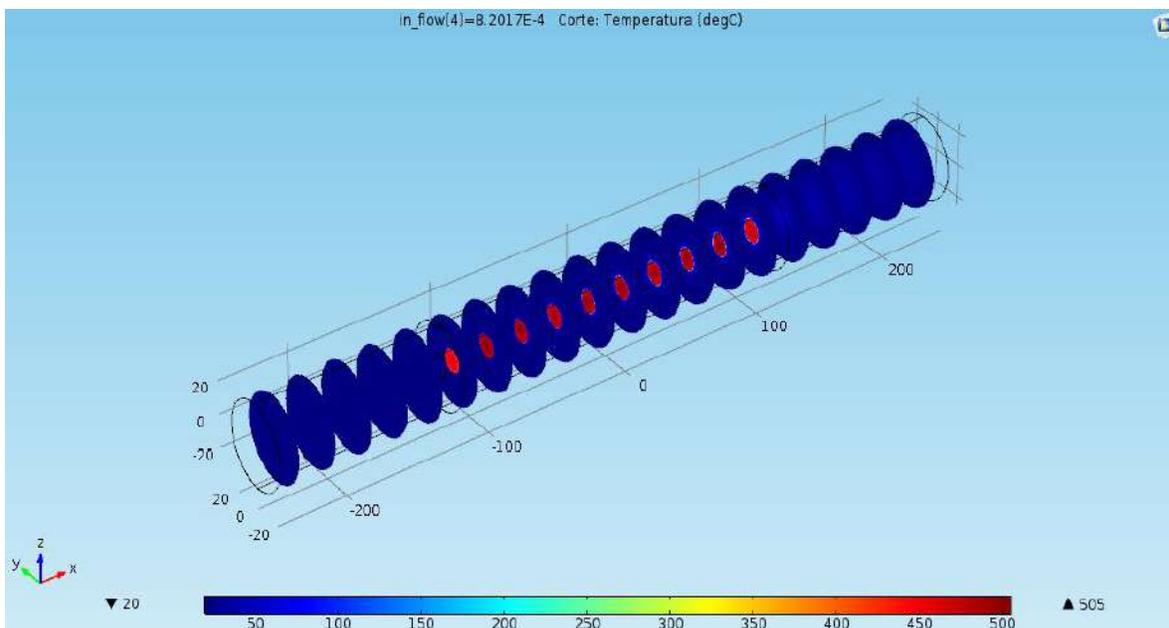


Ilustración 13 Perfil de temperatura para intercambiador de tubos concéntricos.

Licenciatura en ingeniería biológica

En cuanto a los intercambiadores de calor podemos observar que hay un mayor intercambio de temperatura según la composición geométrica.

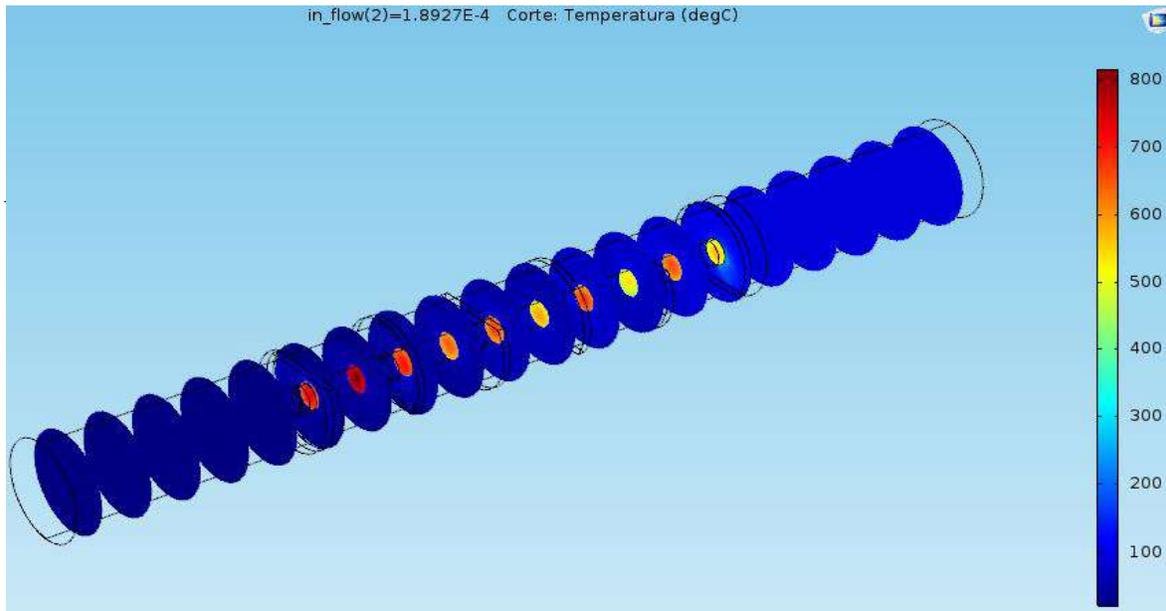


Ilustración 14 Perfil de temperatura para intercambiador de baffles rectos.

El perfil de temperaturas en los intercambiadores de tubos concéntricos se puede observar que existe el aumento de temperatura en el fluido debido al intercambio energético en la sección anular para todos los casos, mientras que en el centro la temperatura es mayor debido se está generando el calor en la resistencia.

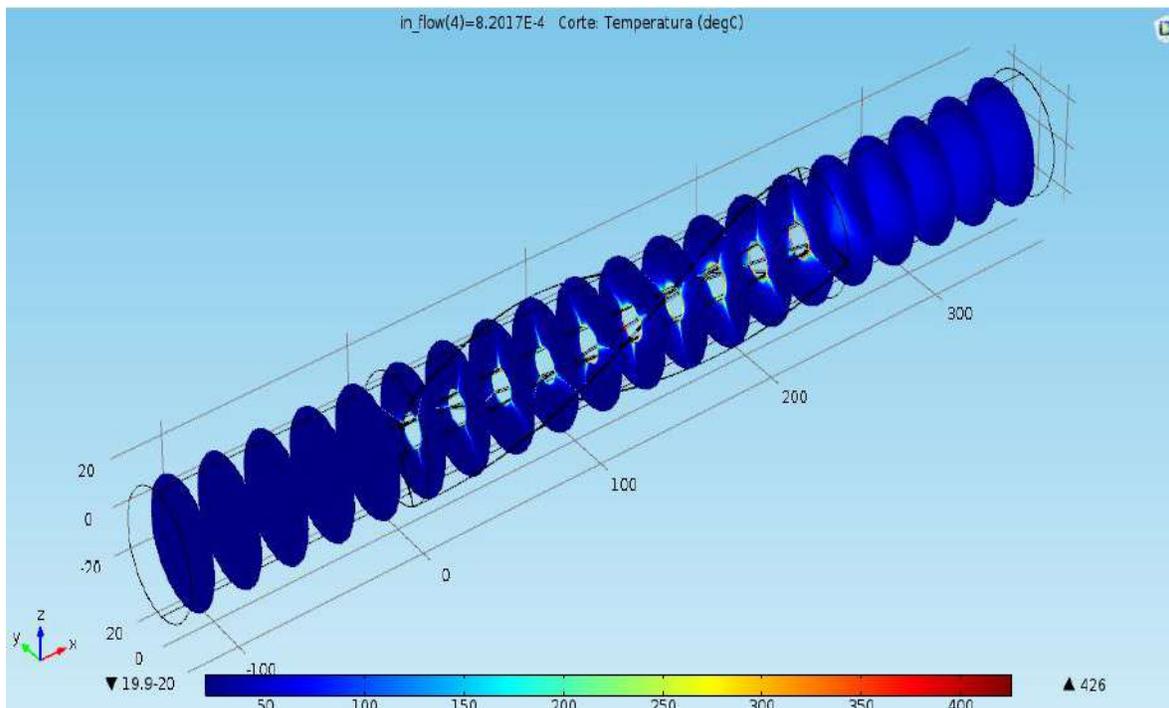


Ilustración 15 Perfil de temperatura para intercambiador de hélice 1.

Licenciatura en ingeniería biológica

En la ilustración 13, 14, 15 y 16 se muestran los perfiles de temperatura para los diferentes arreglos geométricos, en primer lugar tenemos el intercambiador sin inserciones donde se observa el menor cambio en la temperatura de la salida, en la ilustración 14 podemos observar que que la velocidad se ve reducida en las partes muertas y que la turbulencia se retroalimenta en esta área por lo que es posible aumentar el intercambio de calor, a pesar disminuye la presión.

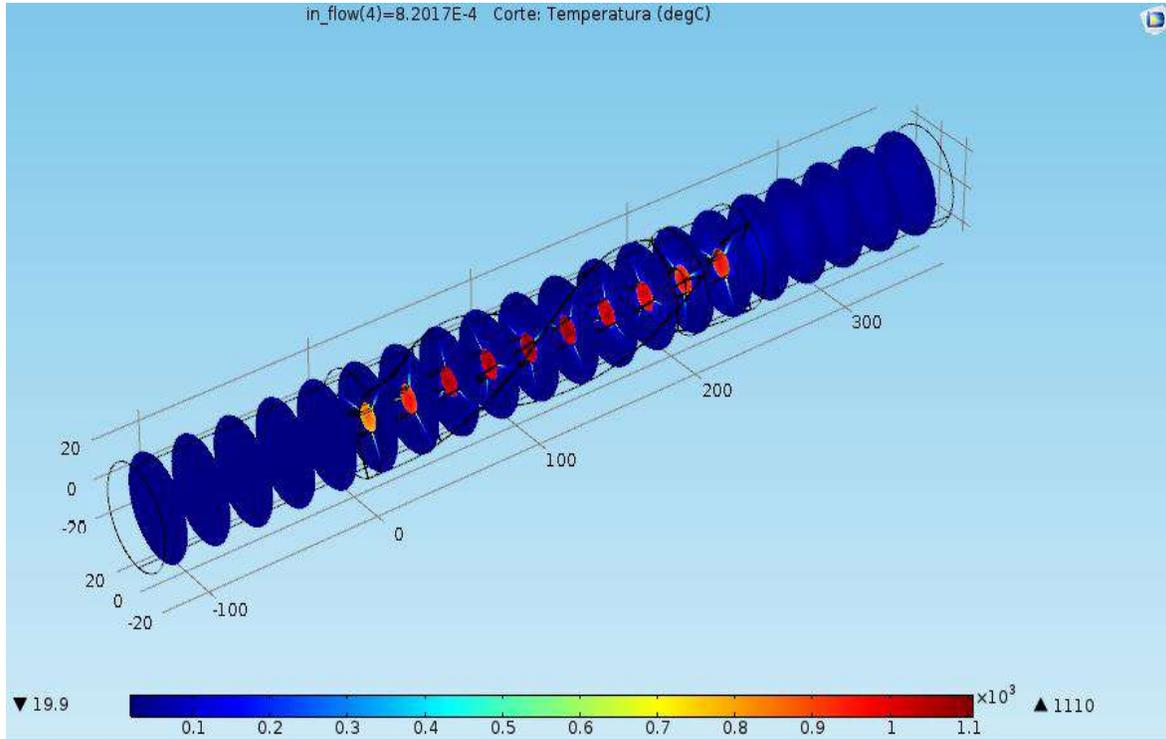


Ilustración 16 Perfil de temperatura para intercambiador de hélice 2.

Para los dos últimos casos se observa en las ilustraciones 15 y 16 que el aumento de temperatura es considerablemente mayor que el primer caso, siendo el intercambiador de hélice 2 o mejor dicho con mayor grado de torsión el que tiene un mayor intercambio de temperatura, pudiéndose notar en el perfil de temperatura de cada uno.

Para sintetizar aún más la información proporcionada por el cálculo mediante elemento finito y el post procesamiento de los valores numéricos, podemos ver la tabla 3 donde están registrados los resultados a la entrada y a la salida de cada tipo de intercambiador para los valores antes mencionados.

Tabla 3 Promedios de velocidad temperatura y presión para cada tipo de bafle a la entrada y salida.

Intercambiador	Concéntricos		Bafles rectos		Bafles Helicoidales 1		Bafles helicoidales 2	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Temperatura (°C)	20	28.4	20	36	20	43	20	64.3
Presión (Pa)	0.61	0.056	46880	300	95.3	3.2	98.1	6.87
Velocidad (m/s)	0.402	0.473	0.402	1.16	0.402	0.44	0.402	0.571

Licenciatura en ingeniería biológica

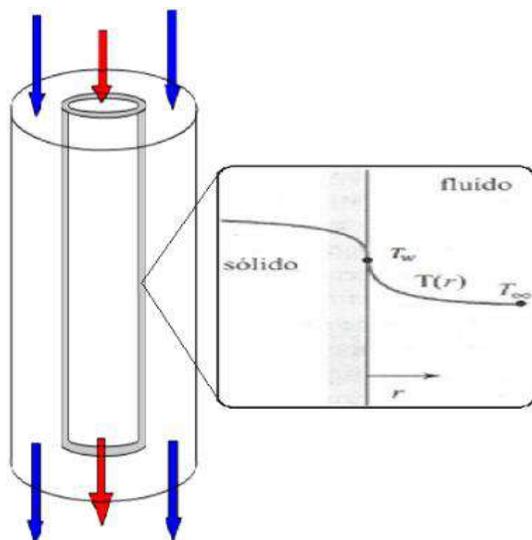


Ilustración 17 Principio de continuidad de energía en la pared interna del intercambiador.

Anteriormente se describió el coeficiente convectivo en términos de los perfiles de velocidad y temperatura. Según el principio de continuidad de la energía podemos igualar en la pared de la resistencia el fenómeno tanto conductivo de la resistencia como el convectivo del fluido debido a que podemos asumir este principio en la capa delgada donde no hay deslizamiento del fluido, por lo que el balance quedaría de la forma de la ecuación 6

$$Q = -kA \frac{dT}{dr} = hA(T_w - T_{inf}) \quad \text{Ec. (6)}$$

Donde al hacer un re arreglo de la ecuación podemos tener:

$$-kA \frac{dT}{dr} = hA(T_w - T_{inf})$$

A partir de este re arreglo podemos encontrar de dos formas distintas de obtener el coeficiente convectivo:

$$Nu = \frac{hL}{K} = \frac{L}{(T_w - T_{inf})} \frac{dT}{dr} \quad \text{Ec. (8)}$$

1.-Mediante el número adimensional Nu (Ec. 8) donde a partir de los perfiles de velocidad, temperatura, conociendo las temperaturas promedio del fluido (en la pared de la resistencia como en el seno del fluido) y la longitud podemos igualar con la definición del número de Nusselt de donde podemos despejar el coeficiente de transferencia

$$h = \frac{K}{(T_w - T_{inf})} \frac{dT}{dr} \quad \text{Ec. (9)}$$

2.- Despejando directamente de la parte convectiva en el balance realizado para la pared interna del intercambiador (donde está la resistencia). Se puede obtener el coeficiente h según el arreglo matemático de la ecuación 9, donde de igual forma se requiere obtener el perfil de temperatura que se resuelve al mismo tiempo que el perfil de velocidades como se mostró en el modelo matemático.

Estas ecuaciones deben resolverse conforme a los perfiles obtenidos en las tres dimensiones para cada caso con el fin de obtener un valor que concuerde con nuestro sistema, debido a la complejidad de las geometrías cada componente espacial debió tomarse en cuenta (ayudados de la simulación realizada).

Ya que las propiedades y características del sistema son conocidas, se toman los valores del perfil de temperatura donde se incluyen los términos de velocidad que encontramos anteriormente y un valor aproximado de la temperatura en el punto donde se está realizando el balance, con el fin de obtener datos numéricos de h locales, por lo que vamos a tener una cantidad enorme de datos locales a lo largo y ancho de cada geometría.

Licenciatura en ingeniería biológica

Una vez tenido los h locales de cada intercambiador podemos sacar un promedio mediante la integración numérica de los coeficientes en cada componente. Con lo que obtuvimos un coeficiente de transferencia h promedio en función de la velocidad expresada en el número de Reynolds. Para cada Re con que se modelo, tenemos un valor de h y se graficó en función del Re (ilustración 18).

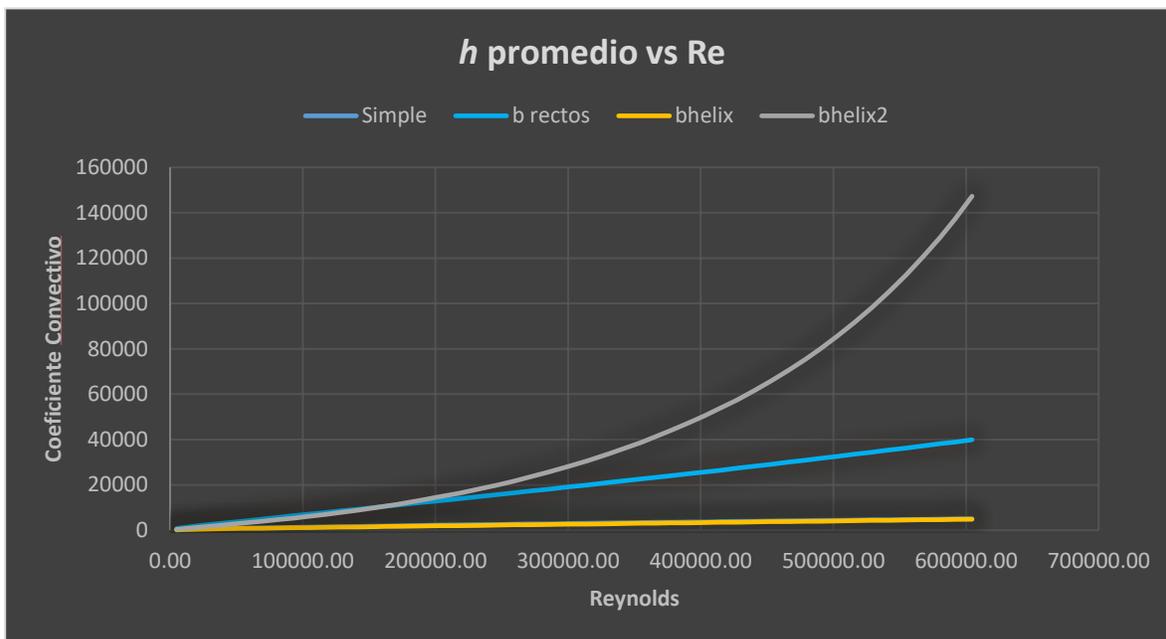


Ilustración 18 Gráfico de h contra Re .

Al comparar las distintas geometrías podemos observar que el coeficiente más alto de transferencia se obtiene mediante la hélice que cuenta con un mayor grado de torsión llegando a notar claramente el aumento a Reynolds altos, a valores bajos también se puede visualizar pero la escala en este gráfico no lo favorece. Por otro lado notamos que en segundo lugar encontramos el intercambiador con baffles rectos, mientras que en último lugar encontramos al intercambiador que no presenta ningún tipo de inserción, corroborando que los deflectores favorecen el incremento del coeficiente convectivo y a su vez de la transferencia de calor.

Para poder relacionar las geometrías con la transferencia de calor podemos hacer correlaciones empíricas del número Nu que es función (según el teorema de Buckingham) tanto de las propiedades físicas (Re) como internas (Pr) del fluido, de manera que tenemos una expresión de la forma de la Ec. 11.

$$Nu = CRe^m Pr^n \tag{Ec. 11}$$

Licenciatura en ingeniería biológica

Mediante una regresión logarítmica podemos obtener las correlaciones para cada tipo de intercambiador, cabe señalar que solo se está observando el efecto de la velocidad, por lo tanto el número de Prantl permanece constante y no tiene influencia en el número de Un , según el análisis analítico, las correlaciones quedan de la siguiente forma (ilustración 19):

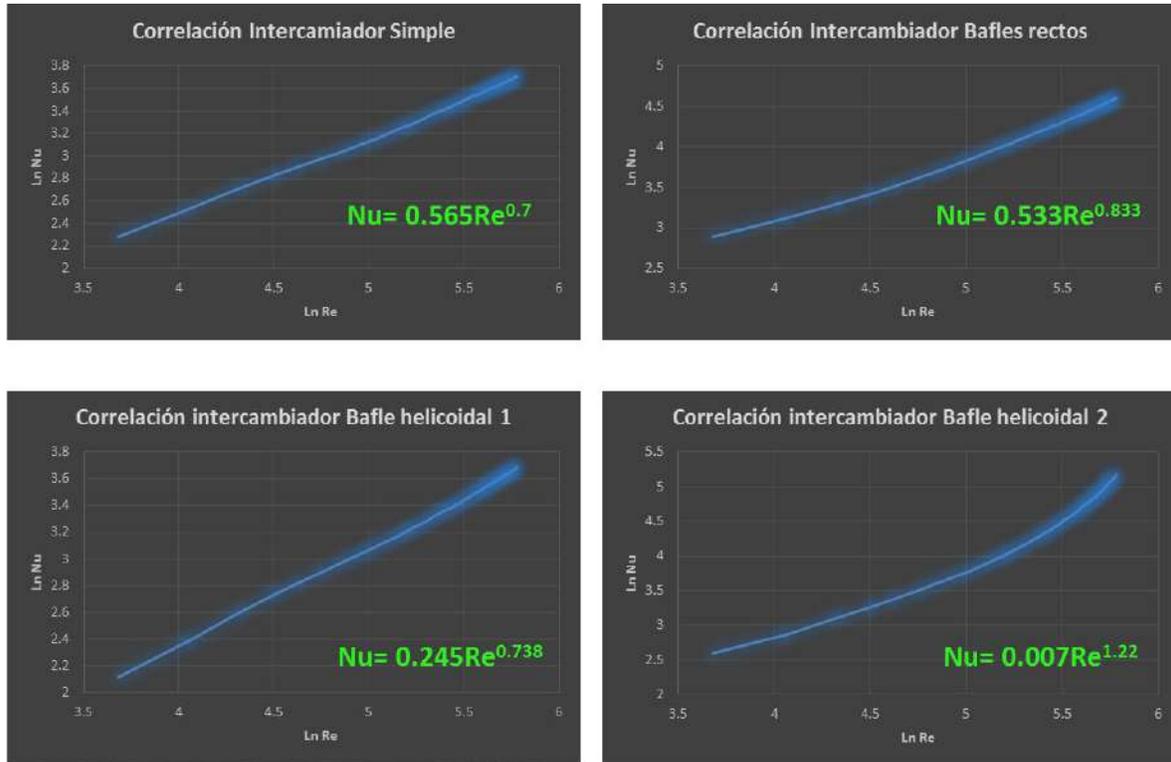


Ilustración 19 Correlaciones de Nu para las diferentes geometrías internas.

Por último se comparan las correlaciones que se obtuvieron en este trabajo con las de la literatura con el fin de observar el comportamiento de cada correlación, recordando que las correlaciones pueden llegar a tener errores hasta 50% (Incropera).

Para la correlación de tubos concéntricos se hizo la comparación del modelo con el de Dittus Boelter, que se ha usado durante mucho tiempo para este tipo de arreglos. Podemos notar que el modelo obtenido en este trabajo está debajo de los valores obtenidos de Nusselt para el modelo de Dittus Boelter, esto pudo haber sido debido a que en el modelo aquí presentado no se tomaron en cuenta las aportaciones internas de los fluidos (Pr).

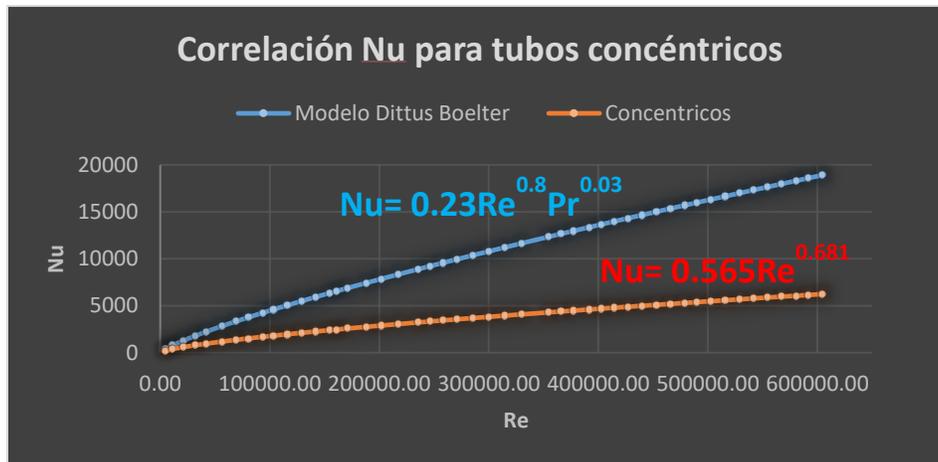


Ilustración 20 Comparación para correlación del intercambiador de tubos concéntricos.

En la comparación de la correlación para baffles rectos, el modelo de Kern se usó debido a que está diseñado para este tipo de baffles de forma cilíndrica pero al interior se colocan haces de tubos, es decir, para modelos de carcasa y tubos, debido a esta modificación geométrica se puede apreciar que el número de Nu es mayor en la correlación propuesta en este estudio, además de que se incluyen las propiedades del fluido, mismas que afectan directamente el valor del Nu.

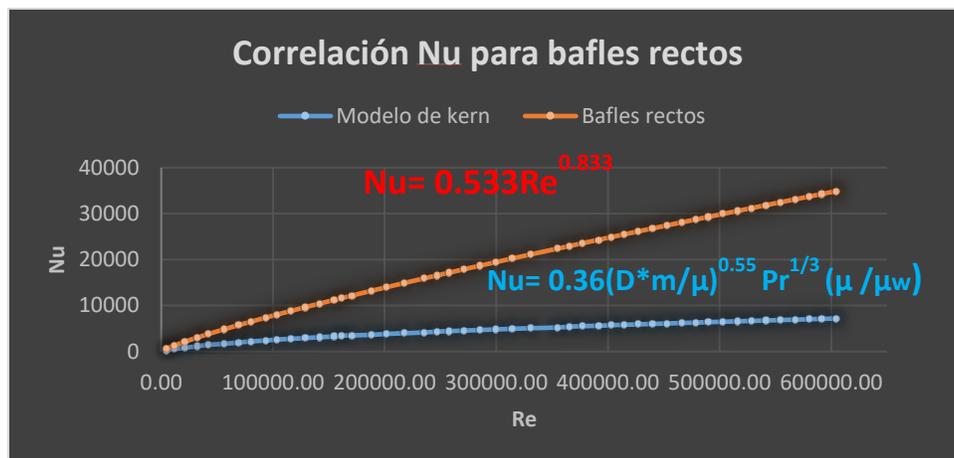


Ilustración 21 Comparación para correlación de baffles rectos.

La correlación para el intercambiador de hélices de Çakmak y colaboradores que se muestra en la tabla 1 fue realizada experimentalmente en un intercambiador con datos de diferentes ángulos de torsión y aire como fluido, a su vez la correlación cuenta con un factor que incluye las propiedades geométricas como para mitigar el cambio de los ángulos. Podemos observar que la correlación de la hélice con un menor ángulo de torsión realizada en este trabajo (ilustración 22) muestra valores de Nu inferiores a los que son obtenidos de la correlación empírica de manera experimental de Çakmak y sus colaboradores.

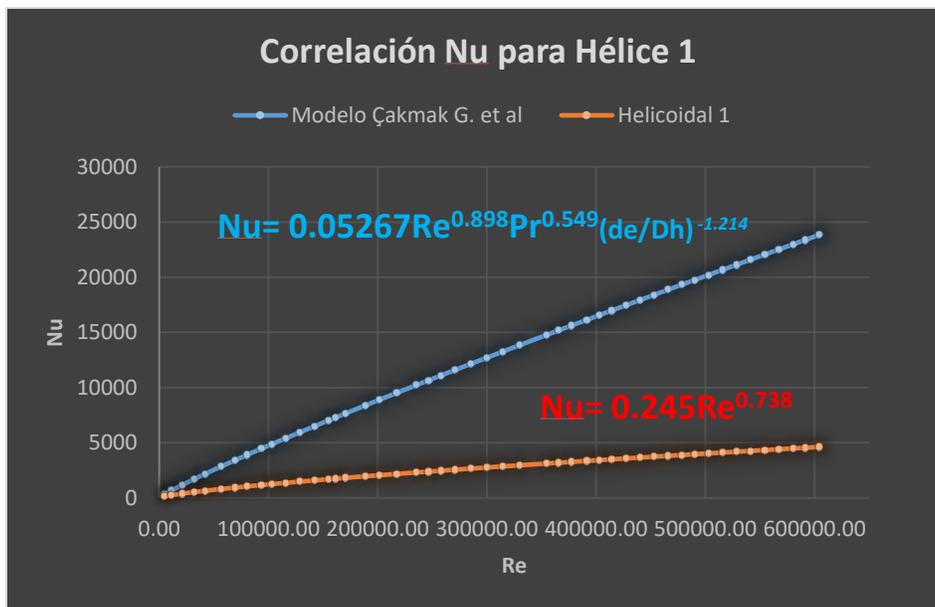


Ilustración 22 Comparación para correlación de hélice 1.

Mientras que el segundo caso, la hélice con mayor ángulo de torsión (ilustración 23) arroja valores por encima de los que nos indica la correlación experimental de la literatura. Esto puede deberse a 2 factores: primero se usó aire en lugar de agua como fluido a diferentes temperaturas de entrada debido a la funcionalidad del número de Prantl que se está presentando. Segundo, la correlación se realizó con varios ángulos de torsión en los baffles helicoidales, mismos de los que se recopilaron los datos experimentales y finalmente se tomaron en cuenta todos los ángulos para realizar la correlación.

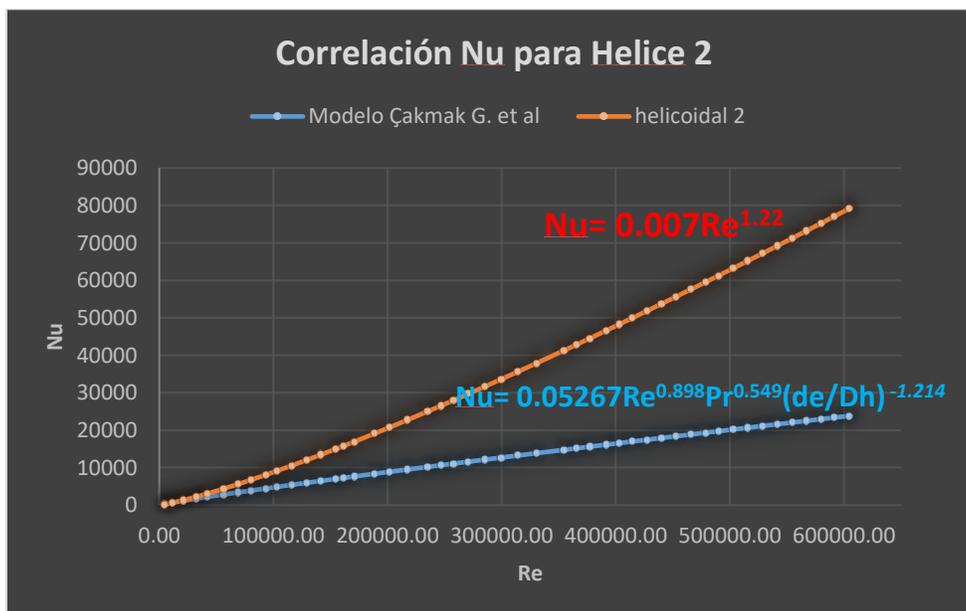


Ilustración 23 Comparación para correlación de hélice con mayor ángulo de torsión.

Licenciatura en ingeniería biológica

Conclusiones y expectativas.

El uso de herramientas computacionales como CFD facilitan la solución de modelos matemático, ya que analíticamente por su complejidad no se pueden resolver o requieren mucho tiempo, además que permite eliminar el uso de diseños experimentales y en caso de tenerlo, disminuye el tiempo de experimentación.

Como se observó en los perfiles estimados a través de la solución numérica, los baffles helicoidales permiten obtener un campo mayor de velocidad, temperatura y una disminución considerable en los cambios de presión, permitiendo tener una mayor eficacia en la transferencia de calor.

Los coeficientes de transferencia de calor se ven afectados por la geometría interna, se observó que en el intercambiador sin baffles la transferencia es menor a diferencia de los baffles rectos, pero la mayor transferencia se encontró con coeficientes más altos que fueron logrados mediante el baffle helicoidal que presenta un grado de torsión mayor, como se ha corroborado anteriormente, genera menor perturbación en el movimiento del fluido que los baffles rectos, pero tiene una mayor área de contacto para la transferencia y permite modificaciones positivas en la velocidad logrando mantener el régimen de flujo turbulento.

Las correlaciones fueron comparadas únicamente para observar el comportamiento de los intercambiadores modelados en CFD con respecto a los trabajos que ya se encuentran en la literatura. Aunque se encontraron diferencias debido a las condiciones geométricas de cada modelo a comparar pueden ser un buen primer acercamiento si se cuentan con las condiciones geométricas similares.

Es bien sabido por la literatura que las correlaciones presentan siempre un error que puede ser mínimo o muy notorio según las condiciones de uso pero funcionan como una buena aproximación cuando se usan en configuraciones similares para el cálculo de coeficientes de calor y a su vez de la cantidad de calor transferida.

A futuro se podría:

- 1.- Trabajar experimentalmente los modelos para comparar las correlaciones. Esto serviría para contrastar los datos obtenidos mediante modelado y de forma experimental, con el fin de darle mayor solidez a las correlaciones para baffles helicoidales.
- 2.- Modelar con diferentes fluidos permite aumentar en las correlaciones la funcionalidad de las propiedades del fluido (Pr) dándole un mayor espectro de usos y reduciendo probablemente el error, pero habría que comprobarlo.
- 3.- Finalmente se debe realizar modelado con dos fluidos, el líquido problema y el líquido que pasa por la sección anular ya sea en flujo paralelo o a contra flujo, lo mismo que nos va a permitir corroborar el funcionamiento de nuestras correlaciones empíricas y si es necesario mejorarlas.

Licenciatura en ingeniería biológica

Referencias

- Anand k., Pravin V. K., Veena P.H., (2014, November). "Enhancement of heat transfer rate in shell and tube heat exchanger with helical tapes". International Journal of Research, vol. 1, Pp. 400 - 406.
- Bhuiya M. M. K., Ahamed, J. U., Chowdhury, M. S. U., et al., (2012). "Heat transfer enhancement and development of correlation for turbulent flow through a tube with triple helical tape inserts". International Communications in Heat and Mass Transfer. vol. 39, Pp. 94-101.
- Bravo C. C. J., Guevara G. A. F., (2013). "Instalación y automatización del laboratorio de transferencia de calor". (Tesis de grado), Escuela superior politécnica de Chimborazo., Facultad de mecánica EIM, Ecuador, Pp. 240.
- Cengel, Y. A. (2003), "Compact heat Exchangers", Transferencia de calor y masa un enfoque prácticos, 3er edición, Pp. 240- 382.
- Díaz H. C., Salinas R. G. (1997). Obtención de una ecuación empírica para canales anulares. ININ, s/v, no. 84, Pp. 36 – 43.
- González N. R. E., (2007). "Estudio comparativo de los intercambiadores de calor de coraza y tubos y los de placas planas" (tesis), Facultad de ciencias Físicas Universidad Nacional de San Marcos, Lima Perú.
- Hernández I. A., (2010). "Metodología de cálculo para el diseño térmico de un recuperador de calor para fluidos en dos fases", (Tesis para grado de Ingeniero Mecánico), Pp. 65.
- Herrera A. E., (1994). "Estudio teórico para determinar el coeficiente de transferencia de calor por medio de una correlación empírica en convección forzada a una sola fase, para canales anulares.". (Tesis) IPN, ESIME, Culhuacán. México, DF. Pp.85
- Imbert G. J., García. V. O., Viedma A., Guillen G., R., (2014, Septiembre – diciembre), "Transferencia de calor incrementada en espacios anulares con elementos helicoidales insertados." Ingeniería Mecánica, Vol. 17, no. 3, UNAM, Pp. 223-233.
- Incropera, F. P. DeWitt, D. P. (1999) Fundamentos de transferencia de calor. 4a. ed. México Editorial Pearson Educación. Pp.886.
- Maughal A. A. B., Ibrahim N., Azzam S., Ferraz M., Thameez. (2013). "Heat Transfer Augmentation in Concentric Tube Heat Exchanger Using Twisted Tapes". International Journal of Engineering Research and Applications, Vol. 3.
- Mendieta P. D. G. (2008), "Diseño de una línea piloto HSTS para el laboratorio de operaciones unitarias de la carrera de ingeniería en alimentos (ESPOL)", (Tesis), Facultad de ingeniería mecánica y ciencias de la producción, Escuela superior politécnica del litoral, Guayaquil, Ecuador.
- Nagarajan, P.K., P. Sivashan M, (2009). "CFD Simulation of heat transfer augmentation in circular tube filled with right-left helical inserts with spacer", international journal of chemical engineering research, Vol.6, no. 1, Pp. 1-11.
- Odhiambo E.O, Osembo O. S. (2011). "Heat Transfer Enhancement in Tube with Swirl Flow Generators". The African Journal of Technology, Vol. 1, no. 1, Pp.53-64.

Licenciatura en ingeniería biológica

Rahul Kharat, Nitin Bharadwaj & R.S. Jha, 2009. Development of heat transfer coefficient correlation for concentric helical coil heat exchanger, *International Journal of thermal Sciences*, 48(12): 2300-2308.

Promvong P., Eiamsa A. S. (2006, September 6). "Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod inserts". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 34, no. 2, Pp. 176 – 185.

Rennie T. (2004 August) "Numerical and experimental studies of a double- pipe helical heat exchanger" (Thesis), Department of Bioresource Engineering, McGill University, Montreal, Canada.

Rodríguez, M, J. M. (2008, Julio). "Obtención de una correlación para el cálculo de Nusselt en convección libre para un cilindro en la cercanía del techo. Diseño de equipos de transferencia de calor". (Trabajo para optar a la categoría de profesor asociado). Universidad Simón Bolívar, Departamento de termodinámica y fenómenos de transferencia, Sartenejas, Venezuela.

Salman D. S., Kadhum H. A. A., Takriff S. M., Mohamad B., (2013). CFD Simulation of Heat Transfer Augmentation in Constant Heat-Fluxed Tube fitted with Baffled Twisted Tape Inserts. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 7 (8), 488-496

Serrano R. Ma. De L., (1993, abril). Convección de calor en conductos cilíndricos. (Tesis) UAM Azcapotzalco, ININ, México, D.f. Pp. 167

Sivarajan C., Rajasekaran B, Krishnamohan N., (2013). "Numerical and Experimental Study of Helix Heat Exchanger". *International J Çakmak G. y Lütfiyücel H., A. Z., Cengiz Y., (2012). "Experimental investigation of Thermal Performance in a Concentric-Tube Heat Exchanger with Wavy Inner Pipe". International Journal Thermophys. Vol. 33, Pp. 1055–1067.*

Scott, G. & Richardson, P. (1997). "The application of computational fluid dynamics in the food industry". *Trends in Food Science & Technology* 8, 119-124.

Shabanian, S.R., M. Rahimi, 2011. "CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts." *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, no.3, Pp. 383-390.

Swanepoelland W., Meyer J. P., (1997). "Research Note: Preliminary investigation of heat transfer augmentation by means of spiral wires in the annulus of tube-in-tube heat exchangers". *R & D Journal*. vol. 13, no. 3, Pp. 98-100. *Journal of Engineering Research & Technology*, vol.2, no. 4, Pp. 8-13.

Wang Y., Hou M., Deng X., Li L., Huang C., Huang H., Zhang G, Chen C, Huang W., (2011). "Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, Pp. 1141-1149.

Introduction to the CFD module, Tutorial COMSOL 4.3, (May 2012), www.comsol.com.