

MODELIZACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN FLUJO LAMINAR A TRAVÉS DE UN CUERPO CILÍNDRICO

MODELING OF HEAT TRANSFER OF A LAMINAR FLOW ACROSS A CYLINDER

Carlos A. Schvezov^{a*}, Alejandro R. Lespinard^b y Mario R. Rosenberger^{a**}

^a*Facultad de Ciencias Exactas, Químicas y Naturales, Universidad Nacional de Misiones, Instituto de Materiales de Misiones, CONICET Posadas, Misiones, Argentina.*
{*cschvezov, **rrmario}@fceqyn.unam.edu.ar , <http://www.fceqyn.unam.edu.ar/>

^b*Centro de Investigaciones y Transferencia de Villa María, CONICET - Instituto de Ciencias Básicas y Aplicadas, Universidad Nacional de Villa María, Villa María, Córdoba, Argentina.*
<http://www.unvm.edu.ar/etiqueta/cit>

Palabras clave: Transferencia de Calor, Flujo Laminar Externo, Convección forzada.

Resumen. Se estudió por modelización numérica la transferencia de calor de un flujo laminar de agua, el cual fluye a través de un cuerpo cilíndrico de longitud infinita que se encuentra a una temperatura constante y diferente a la del fluido. Se analizó la influencia de la velocidad de corriente libre y la temperatura del cuerpo sobre el número de Nusselt y el coeficiente pelicular de transferencia de calor. Se trabajó con un rango de velocidades entre $10e-4$ – $10e-2$ m/s, y un rango de temperaturas de pared entre 298,15 – 373,15 K. El menor tamaño del dominio que minimiza efectos de condiciones de contorno se encontró que es un dominio rectangular de 1 x 1 m, para diámetros de cilindros de 0,2 y 0,1 m. La simulación se realizó empleando el Método Elementos Finitos (MEF). Para el mismo no se consideraron los efectos de flotación y se asumió que las propiedades del fluido variaron con la temperatura. Los resultados del modelo se compararon con correlaciones de parámetros adimensionales reportados en bibliografía. Se encontró que el error relativo entre el modelo y los datos reportados son inferiores a 22 %.

Keyword: Modeling, Heat Transfer, External Laminar Flow, Forced convection.

Abstract. Heat transfer of a water laminar flow across a cylinder at constant temperature, higher than of the fluid, was studied with numerical modeling. Influence of free stream velocity and body temperature over Nusselt number and the convection heat-transfer coefficient were analyzed. A range of velocities between $10e-4$ to $10e-2$ m/s, and a cylinder wall temperature range of 298.15 to 373.15 K were employed. The smaller domain which minimizes contour conditions effects was found to be a rectangular domain of 1 x 1 m, for cylinder diameter of 0.2 and 0.1 m. Simulations were carried employing Finite Element Method (FEM). Flotation effects were not considered and water properties were assumed to change with temperature. Results of simulations were compared with reported correlations. It was found that relative error between the model and reported data were inferior of 22%.

1. INTRODUCCIÓN

Una gran cantidad de procesos industriales de tratamiento térmico involucran un flujo de un fluido alrededor de un objeto cilíndrico: pasteurización o enfriamiento de productos enlatados, intercambiadores de calor en parrilla o en banco de tubos, etc. y una herramienta habitual para cuantificar la transferencia de calor es utilizar correlaciones empíricas que predicen el valor promedio del coeficiente de transferencia de calor en función del número de Reynolds (Kreith et al., 2011). En particular la transferencia de calor durante la pasteurización de productos alimenticios puede simplificarse a este tipo de problemas cuando se analiza solamente el proceso de transferencia entre el envase y el medio que lo rodea (McCabe et al, 2002; Martínez y Rosenberger, 2013; Lespinard y Mascheroni, 2012; Lespinard y Mascheroni, 2014), sin embargo, para un análisis más detallado se puede modelar el flujo alrededor del envase a partir de las ecuaciones de balance de cantidad de movimiento y energía para lograr una mejor comprensión del fenómeno y analizar localmente los puntos, más críticos del proceso, con mayor y menor tasa de flujo de calor.

El proceso de transferencia de calor de un cilindro infinito inmerso en un fluido calefactor es el caso más simple para abordar este análisis de transferencia de energía térmica, por eso se elige como punto de partida para luego ir aumentando su complejidad. Este proceso es un fenómeno que ha sido estudiado extensivamente, del cual existe una gran cantidad de datos y correlaciones empíricas, y modelos numéricos que han sido desarrollados para diversos valores de número de Reynolds de entre 0 a 2000 usando simulación numérica directa con mallas muy refinadas y análisis transitorio para analizar en detalle el flujo de fluidos (Karniadakis, 1988; Vidya et al., 2016). En este fenómeno el régimen de flujo laminar está comprendido entre valores de Reynolds menores a 180 y a partir de allí el régimen es de transición hasta valores de $3,5 \times 10^6$ donde inicia el flujo turbulento. Teniendo en cuenta esas limitaciones el objetivo de este trabajo es proponer un modelo bidimensional que represente la transferencia térmica de un flujo externo usando un modelo de flujo laminar, sin buscar una buena representación del flujo; los resultados de la simulación se comparan con correlaciones empíricas obtenidas de literatura.

2. ECUACIONES DEL MODELO

El sistema a estudiar está constituido por un flujo potencial a través de un cilindro, el cual se encuentra a una temperatura constante, y cuyo eje longitudinal se encuentra en dirección transversal a la dirección del flujo. Para ello, se analizan y comparan dos dominios con distintas dimensiones uno de 1x1 m y el segundo de 2x2 m, el centro del cilindro de diámetro (d_0) se encuentra en el centro del dominio. El modelo propuesto se desarrolló en dos dimensiones con plano simetría horizontal como se muestra en la Figura 1.

Para la construcción del modelo se plantean las ecuaciones de conservación de masa, de conservación del momento para flujo laminar incompresible viscoso y la conservación de energía. Para el análisis se consideró estado estacionario.

Para las propiedades del fluido se propusieron las propiedades del agua, considerándolas dependientes de la temperatura, tal como se indicada en la Tabla 1 (EngineeringToolbox, 2001).

Densidad [kg/m ³]	$838,5 + 1,401 * T - 3,011 * 10^{-3} * T^2 + 3,718 * 10^{-7} * T^3$
Calor Específico [J/(kg*K)]	$1,201*10^4 - 80,41*T + 0,3099*T^2 - 5,382*10^{-4}*T^3 + 3,625*10^{-7}*T^4$
Viscosidad [Pa*s]	$1,38 - 2,122*10^{-2}*T + 1,360*10^{-4}*T^2 - 4,645*10^{-7}*T^3 + 8,904*10^{-10}*T^4 - 9,079*10^{-13}*T^5 + 3,845*10^{-16}*T^6$
Conductividad térmica [W/(m*K)]	$-0,8691 + 8,949*10^{-3}*T - 1,584*10^{-5}*T^2 + 7,975*10^{-9}*T^3$

Tabla 1: Propiedades termo-físicas del fluido.

El análisis de la transferencia de calor por convección entre el cilindro y el fluido se realiza en base al análisis adimensional, los grupos adimensionales usados se describen a continuación:

$$\begin{aligned}
 Re_o &= \frac{u * \rho_o * do}{\mu_o} & Re_f &= \frac{u * \rho_f * do}{\mu_f} \\
 Pr_o &= \frac{Cp_o * \mu_o}{\kappa_o} & Pr_f &= \frac{Cp_f * \mu_f}{\kappa_f} \\
 Pr_w &= \frac{Cp_w * \mu_w}{\kappa_w} & Nu_o &= \frac{h * do}{\kappa_o} \\
 Nu_f &= \frac{h * do}{\kappa_f}
 \end{aligned} \tag{1}$$

donde, u es la velocidad del fluido; do es el diámetro del cilindro; ρ es la densidad del fluido; μ es la viscosidad del fluido; κ es la conductividad térmica del fluido; Cp es la capacidad calorífica del fluido a presión constante; los subíndices o, f, w representan si la propiedad es evaluada a la temperatura de fluido libre, a la temperatura de film o temperatura de pared del cilindro consecutivamente.

El coeficiente pelicular (h) y temperatura del film (T_f) se obtienen a través de las siguientes expresiones:

$$h = \frac{q_w}{T_o - T_w} \quad T_f = \frac{(T_o + T_w)}{2} \tag{2}$$

donde, q_w es el calor intercambiado por fenómenos de convección entre la superficie del cilindro y el fluido; T_o es la temperatura del fluido libre = 298,15 K; T_w es la temperatura de la pared del cilindro.

Los números de Nusselt obtenidos mediante simulaciones se comparan con correlaciones empíricas de Nusselt para flujos alrededor de un cilindro. Se utilizan las correlaciones de Fand (Fand, 1965), Fand y Keswani (Fand y Keswani, 1971), Eckert y Drake (Eckert y Drake, 1972), Churchill y Bernstein (Churchill y Bernstein, 1977) y Zukauskas (Zukauskas, 1972).

La correlación de Fand (Ec. 3) es propuesta para $10^{-1} < Re < 10^5$ y sin excesiva turbulencia de corriente libre, con las propiedades evaluadas a las temperaturas de película:

$$\overline{Nu} = (0,35 + 0,56Re_f^{0,52})Pr_f^{0,3} \tag{3}$$

La correlación de Fand y Keswani (Ec. 4), propuesta para los mismos límites que la correlación de Fand:

$$\overline{Nu} = (0,255 + 0,699Re_f^{0,5})Pr_f^{0,29} \quad (4)$$

Eckert y Drake proponen dos modelos, primeramente la Ecuación 5 describe la transferencia de calor para valores de $1 < Re < 10^3$, y segundo, la Ecuación 6 para $10^3 < Re < 2 \times 10^5$, con las propiedades del fluido evaluadas a las temperaturas de corriente libre, a excepción de Pr_w que se evalúa a la temperatura de pared del cilindro:

$$\overline{Nu} = (0,43 + 0,5Re_o^{0,5})Pr_o^{0,38} \frac{Pr_o}{Pr_w} \quad (5)$$

$$\overline{Nu} = 0,25Re_o^{0,6}Pr_o^{0,38} \frac{Pr_o}{Pr_w} \quad (6)$$

La correlación de Churchill y Bernstein (Ec. 7) para todo Re y valores de $Pr \geq 0,2$ con las propiedades evaluadas a las temperaturas de película:

$$\overline{Nu} = 0,3 + \frac{0,62Re_f^{1/2}Pr_f^{1/3}}{(1 + (0,4/Pr_f)^{2/3})^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_f}{282000} \right)^{5/8} \right)^{4/5} \quad (7)$$

La correlación propuesta por Zukauskas (Ec. 8) evalúa todas las propiedades a la temperatura de la corriente libre a excepción de Pr_w que se evalúa a la temperatura de pared del cilindro:

$$\overline{Nu} = CRe_o^m Pr_o^{0,37} \left(\frac{Pr_o}{Pr_w} \right)^{1/4} \quad (8)$$

Donde los parámetros C y m toman los valores detallados en la Tabla 2.

Re	C	m
0,4 – 40	0,75	0,4
40 – 1000	0,51	0,5
1000 – 4000	0,26	0,6

Tabla 2: Valores de los parámetros de la ecuación de Zukauskas en función del número de Reynolds.

3. DISCRETIZACIÓN DEL MODELO Y CONDICIONES DE CONTORNO

El dominio fue discretizado utilizando un mallado de elementos triangulares, con funciones de interpolación de primer orden para la temperatura, velocidad del flujo y presión. Se plantean tres regiones con distinta densidad de elementos en la malla (ver Fig. 1), una inmediatamente cercana al cilindro, región I; otra en donde se forman las estelas, región II; y una tercera, más alejada del cilindro, donde se imponen elementos de mayor tamaño, región III.

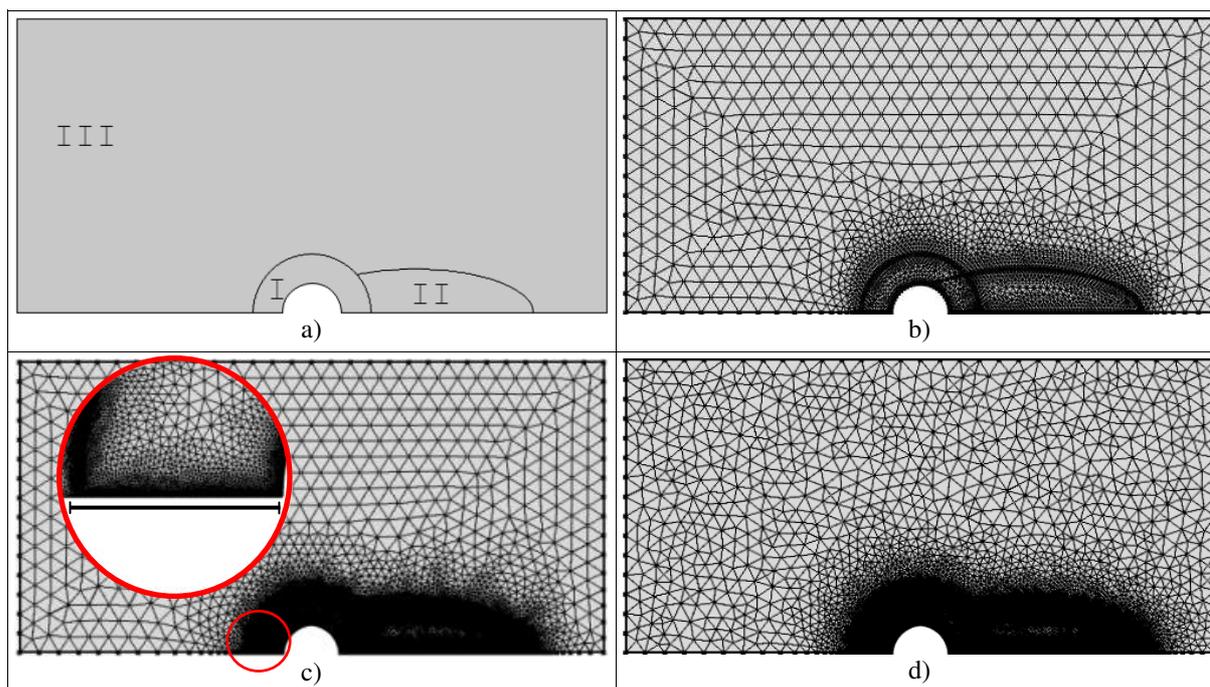


Figura 1: Esquema del dominio y las regiones usadas para refinar la malla (a). Caso de la malla más gruesa (b) con 1104 elementos; caso de malla intermedia (c) con 30208 elementos; y caso de malla más fina (d) con 180981 elementos.

Para el modelo se considera un ingreso del fluido, por la izquierda, a una velocidad uniforme paralela al eje horizontal, constante y a una temperatura de 298,15 K; sobre la superficie del cilindro se impuso una temperatura constante y la condición de no deslizamiento, y en los contornos superior y derecho se consideran fronteras libres con velocidad y temperatura sin restricciones.

Se utilizan barridos de velocidades de ingreso U_0 desde 10^{-4} m/s a 10^{-2} m/s con un paso de 10^{-4} m/s, con una temperatura de pared de cilindro T_w de 343,15 K. Además, se realiza un barrido de temperatura de pared de cilindro T_w de 303,15 K a 373,15 K con un intervalo de 5 K, a una velocidad de ingreso U_0 de 10^{-3} m/s. Por otra parte, se utilizan dos diámetros de cilindro d_0 de 0,2 y 0,1 m.

4. RESULTADOS

4.1. Convergencia del modelo

Para analizar y seleccionar la discretización más adecuada y eficiente, se simuló el modelo propuesto considerando una velocidad de entrada del fluido de 10^{-3} m/s y una temperatura de cilindro de 343,15 K utilizando un barrido con distintas mallas. Las mismas fueron construidas determinando un tamaño de elementos máximo y mínimo en función de un parámetro definido. El rango de las mallas evaluadas comprende entre 3997 y 618705 elementos para el dominio de 2×2 con un d_0 de 0,2 m; y entre 2102 y 304051 elementos para el dominio de 1×1 con un d_0 de 0,1 m.

Para analizar la convergencia de la malla se consideran 3 parámetros: uno es la velocidad en un punto posterior al cilindro en el eje de simetría; otro es la temperatura promedio en el arco del semicírculo de la frontera de la zona I; y el tercero es el coeficiente pelicular de intercambio de calor. Los mismos se grafican en las Figuras 2 y 3. En dichas figuras se observa que a medida que se refina la malla se obtienen

resultados más similares entre sí para cada parámetro indicando buena convergencia. Por lo tanto, se propuso el siguiente procedimiento para elegir la malla a utilizar en las simulaciones. Se calcula una media móvil (con tres valores atrasados) de los parámetros, y tomando el máximo de los 5 últimos valores, se considera que ese valor es aceptable para el parámetro y, por lo tanto, se selecciona como malla óptima la malla más gruesa que entregue un valor próximo menor a ese máximo.

Tomando el parámetro que presenta más variaciones: velocidad media posterior al cilindro (ver Figura 2.a), para el caso del dominio 2x2 con δ_o 0,2 m se obtuvo una malla con 105039 elementos, la cual demandó un tiempo de cálculo de 231 segundos en una computadora con procesador Intel® Core™ i7-7700 CPU@3,60 Ghz x 8 y 8 GB de memoria RAM. Analizando el costo computacional en función al número de elementos se observa que el incremento del tiempo de procesamiento es lineal, ver Figura 2.b. Los otros parámetros también presentaron convergencia y al nivel de malla elegida el valor de los parámetros estuvo dentro del 0,69% del valor medio tomando las 5 mallas más finas, ver Figuras 2.c y 2.d.

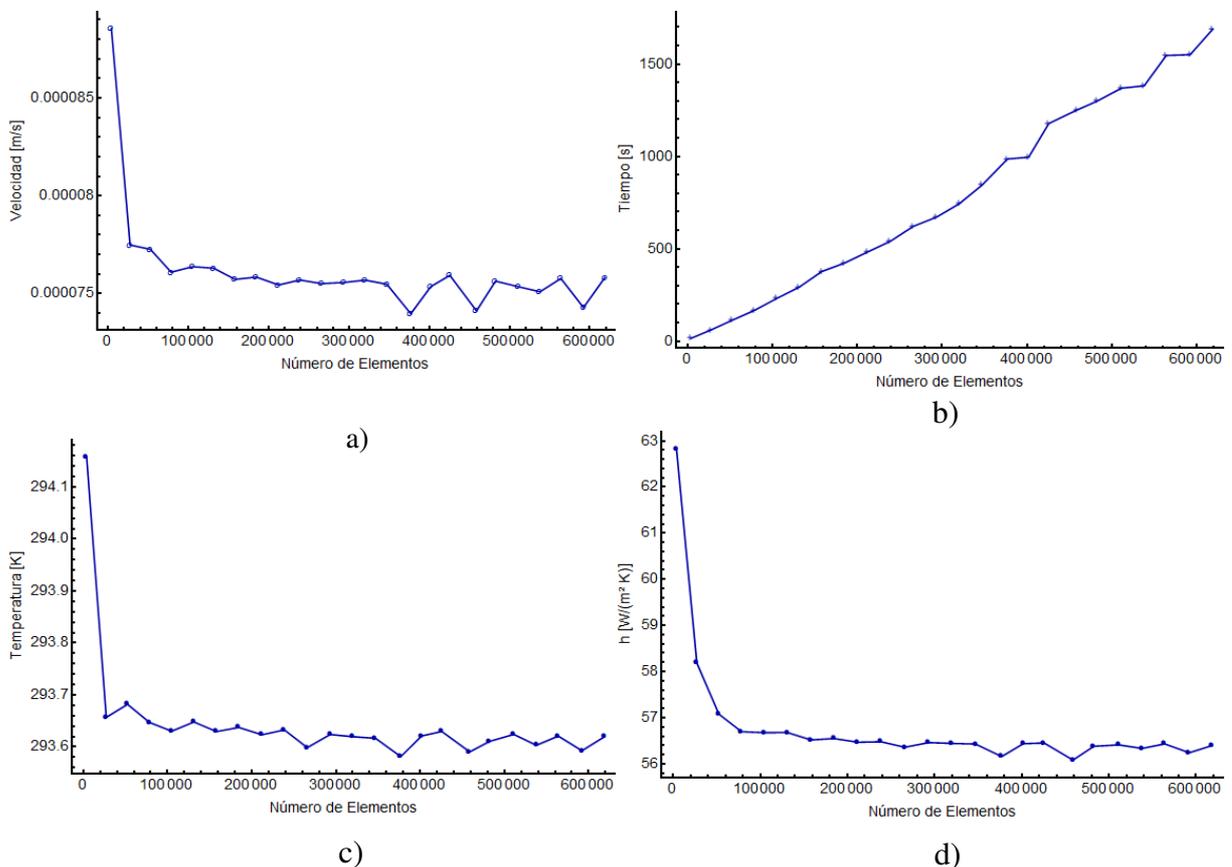


Figura 2: Gráficos de convergencia de la malla para el dominio 2x2 con $\delta_o = 0,2$ m. (a) velocidad aguas debajo del cilindro en función del número de elementos, (b) tiempo de procesamiento en función de número de elementos para los resultados de (a). (c) temperatura promedio de arco y (d) coeficiente pelicular de transferencia de calor en función del número de elementos.

Se realizó un análisis similar al descrito más arriba para el caso del dominio 1x1 con un cilindro de δ_o 0,2 m con la cual se obtuvo una malla con 165894 elementos (ver Figura 3.a), la cual demandó un tiempo de cálculo de 280 segundos, Figura 3.b. Los otros parámetros también presentaron convergencia y al nivel de malla elegida el valor

de los parámetros estuvieron dentro del 0,13% del valor medio tomando las 5 mallas más finas, ver Figuras 3.c y 3.d.

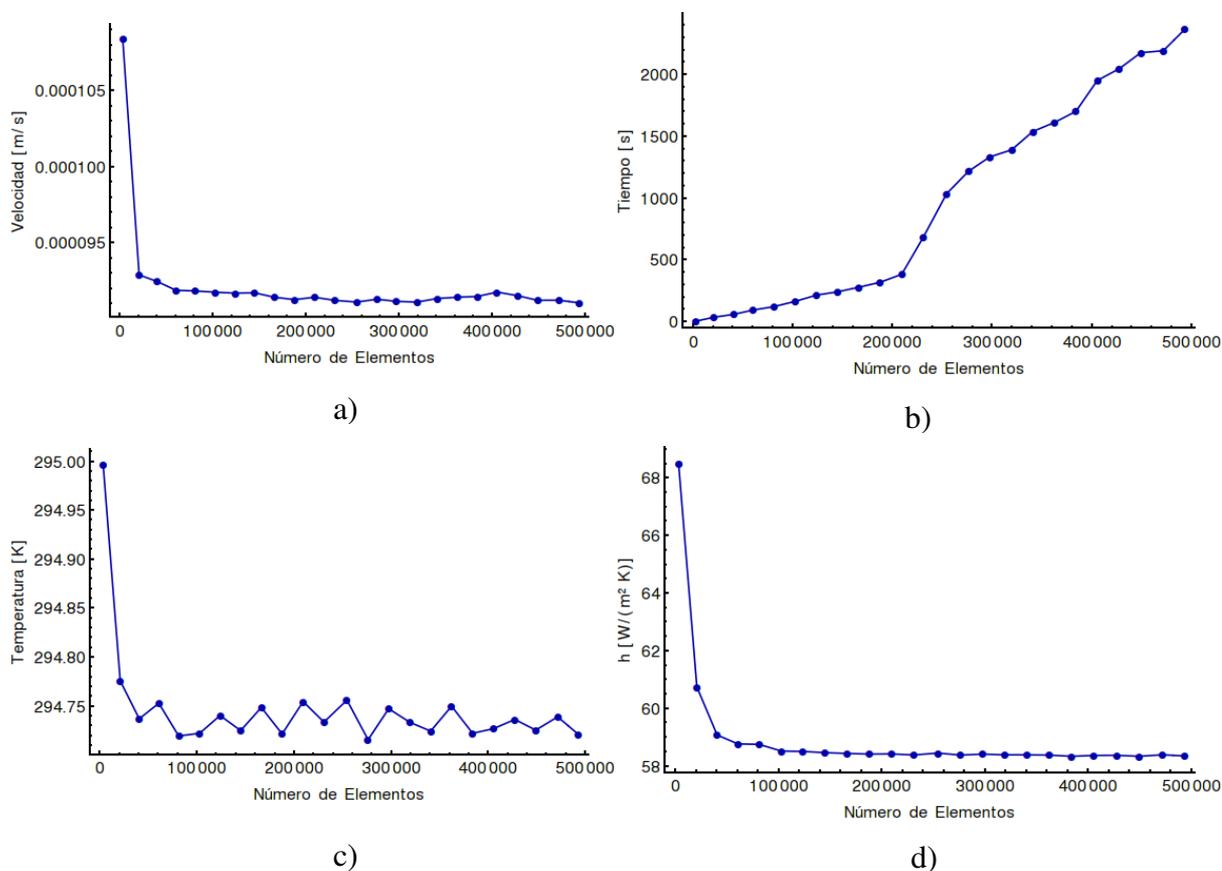


Figura 3: Gráficos de convergencia de la malla para el dominio 1x1 con $d_o = 0,2$ m. (a) velocidad aguas debajo del cilindro en función del número de elementos, (b) tiempo de procesamiento en función de número de elementos para los resultados de (a). (c) temperatura promedio del arco y (d) coeficiente pelicular transferencia de calor en función del número de elementos.

4.2. Validación

Para validar el modelo propuesto, se simuló la transferencia de calor del cilindro a temperatura elevada constante hacia una corriente de agua fría a temperatura $T_o = 298,15$ K, calculando la transferencia de calor en cada caso. A partir del valor de la transferencia de calor por convección obtenido se calcula el coeficiente pelicular de transferencia de calor y el número de Nusselt con las ecuaciones mencionadas previamente.

Los valores obtenidos por las simulaciones a temperatura constante y a velocidad constante, se comparan con las correlaciones de bibliografías citadas anteriormente graficando Nusselt versus Reynolds, ambas evaluadas a la temperatura del film, realizando una conversión de propiedades evaluadas en temperatura libre a temperatura de film. Para los dominios con un diámetro de cilindro d_o de 0,2 m a una temperatura de pared de cilindro T_w de 343,15 K y velocidades U_o comprendidas entre 10^{-4} y 10^{-2} m/s se observan los resultados en la Figura 4, dominios con un diámetro de cilindro d_o de 0,1 m a una temperatura de pared de cilindro T_w de 343,15 K y velocidades U_o comprendidas entre 10^{-4} y 10^{-2} m/s se observan los resultados en la Figura 5, dominios

con un diámetro de cilindro d_o de 0,2 m a una velocidad U_o de 10^{-3} m/s y una temperatura de pared de cilindro T_w comprendidas entre 298,15 K y 373.15 K se observan los resultados en la Figura 6, dominios con un diámetro de cilindro d_o de 0,2 m a una velocidad U_o de 10^{-3} m/s y una temperatura de pared de cilindro T_w comprendidas entre 298,15 K y 373.15 K se observan los resultados en la Figura 7.

Analizando las Figuras 4, 5, 6 y 7 se observa que los resultados de las simulaciones presentan cualitativamente y cuantitativamente el mismo comportamiento que las correlaciones y se encuentran dentro del rango de las mismas. Para el caso de un diámetro d_o 0,2, Figura 4, los resultados se asemejan principalmente a las correlaciones de Fand con un error relativo promedio de 1,4 %, mientras que con la correlación de Churchill y Bernstein con un promedio de 2,45 %; teniendo un máximo error del 15,8 % con la correlación de Eckert y Drake. En el caso de un diámetro de d_o 0,1 (Fig. 5), los resultados se asemejan a las correlaciones de Fand con un error relativo promedio de 2,5 % y con un máximo error relativo de 21% con la correlación de Eckert y Drake. En los otros modelos propuestos se obtienen valores de errores porcentuales y promedios similares. En todos los casos, las mayores diferencias se presentan a valores elevados del número de Reynolds donde el flujo se encuentra en régimen de transición. De acuerdo a la bibliografía el flujo por encima de un valor de $Re = 180$ ya no es un régimen laminar iniciando el régimen de transición y por encima de 3.5×10^6 ya es turbulento (Van Dyke, 1982).

Por otra parte, analizando la Figura 6 se discrimina que las correlaciones evaluadas a temperatura de fluido libre (Eckert y Drake, Zukauskas) presentan curvas con pendientes disimilares de las demás. Además, se observa que las demás correlaciones presentan pendientes similares a los resultados de las simulaciones, siendo la correlación de Fand la que más se asemeja con un error relativo promedio de 0,6% para el dominio de 2x2 y de 3 % para el dominio de 1x1. El mismo análisis se puede realizar para el caso del cilindro de diámetro d_o 0,1 (Fig. 7) teniendo un error relativo promedio con la correlación de Fand de 1,2% para el dominio de 2x2 y de 2% para el dominio de 1x1.

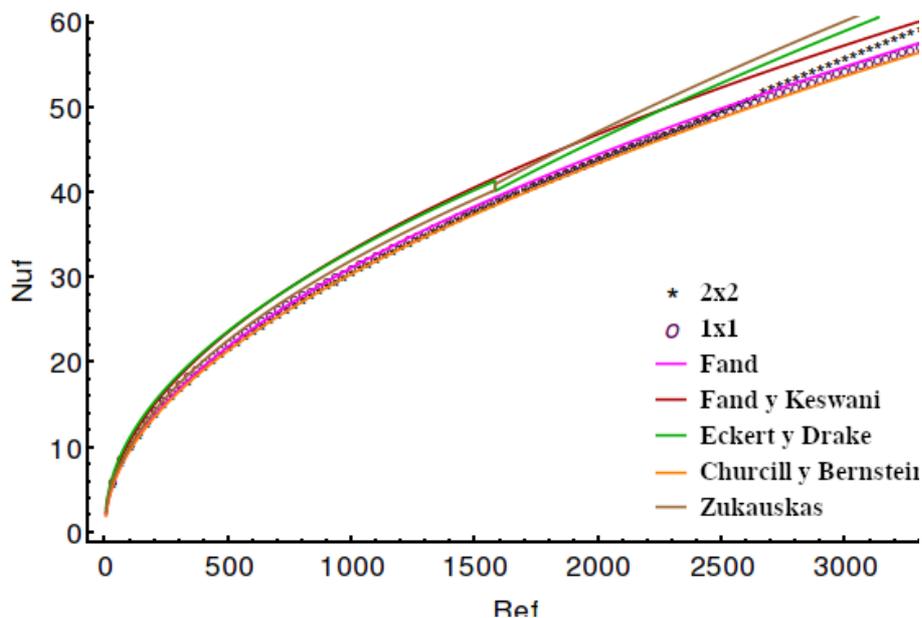


Figura 4: Nusselt versus Reynolds resultados de la simulación a $T_w = 343,15$ K comparados con las correlaciones empíricas, para el diámetro $d_o = 0,2$ m para ambos dominios 1x1 m y 2x2 m.

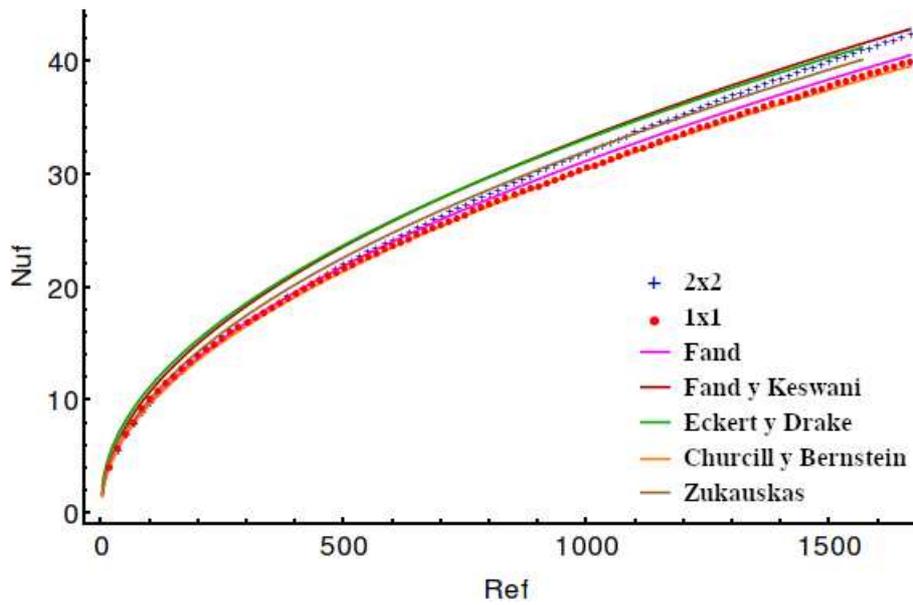


Figura 5: Nusselt versus Reynolds resultados de la simulación a $T_w = 343,15$ K y U_o variable comparados con las correlaciones empíricas, para el diámetro $d_o = 0,1$ m para ambos dominios 1x1 m y 2x2 m.

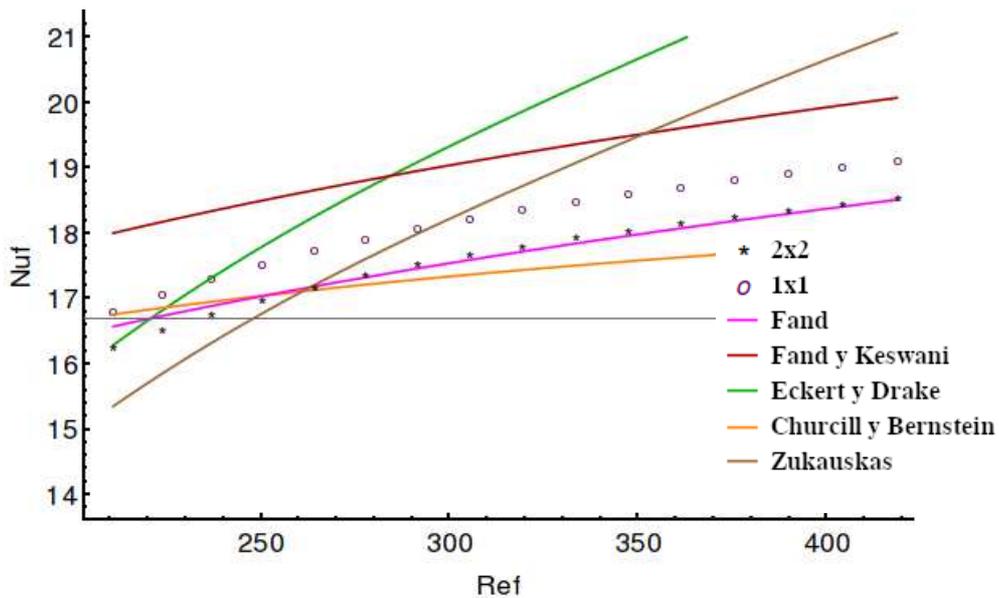


Figura 6: Nusselt versus Reynolds resultados de la simulación a velocidad $U_o = 0,001$ m/s y T_w variable comparados con correlaciones empíricas, para el diámetro $d_o = 0,2$ m para ambos dominios 1x1 m y 2x2 m

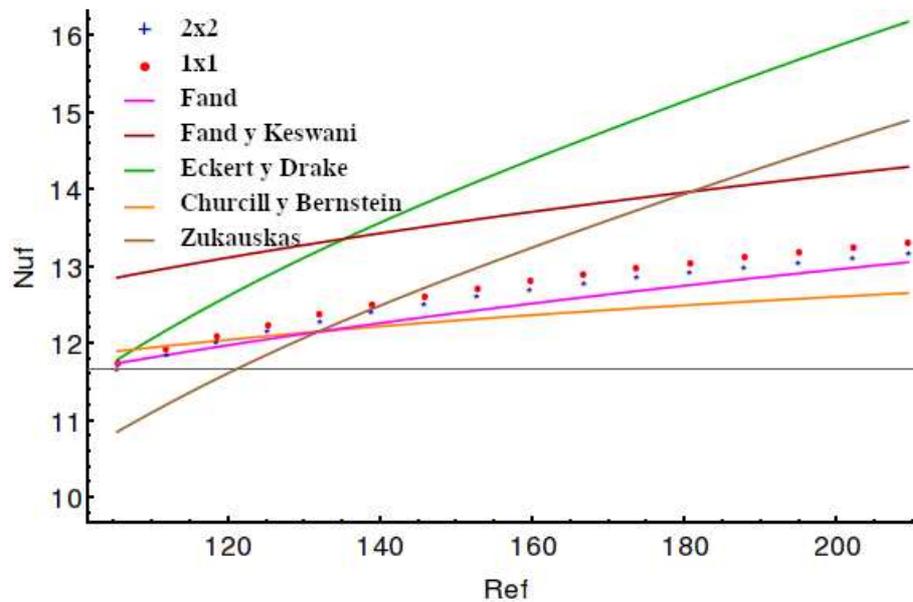


Figura 7: Nusselt versus Reynolds resultados de la simulación a velocidad $U_0 = 0,001$ m/s y T_w variable correlaciones empíricas, para el diámetro $d_0 = 0,1$ m para ambos dominios 1x1 m y 2x2 m

Además, entre los resultados de las simulaciones a igual d_0 se obtuvieron diferencias porcentuales máximas de 6% con un promedio de 2,2% indicando que el tamaño del dominio entre los modelos propuestos ejerce una baja influencia en los resultados, teniendo mayores discrepancias a Reynolds elevados.

Por otra parte, se observa que independientemente del dominio propuesto, a igual Reynolds se obtienen valores de Nusselt aproximadamente iguales, cumpliéndose la similitud geométrica entre los modelos analizados.

4.3. Análisis del Nusselt local

El Nusselt local para el dominio 2x2 m con diámetro de cilindro de 0,2 m se presenta en la Figura 8 en función de la longitud de arco del cilindro y para el dominio 1x1 m con diámetro de cilindro de 0,1 m en la Figura 9. Los resultados fueron comparados con los resultados obtenidos por Vidya et al. (2016) y con los valores experimentales obtenidos por Krall y Eckert(1973). El Nusselt local es elevado en la parte frontal del cilindro, presentando un máximo en el punto de estancamiento frontal, posición 0 arc y posee un mínimo local indicando el punto de separación. A medida que aumenta el número de Reynolds, la ubicación del punto de separación se mueve hacia el frente del cilindro, indicando un punto de separación a posiciones más adelantadas (ángulos más pequeños). Sin embargo, se observa una diferencia de aproximadamente 0,2 arc menores de la posición del mínimo local cuando se compara con los valores informados por Krall y Eckert(1973). Esta discrepancia podrían deberse a que el flujo se simula mediante un modelo laminar y para un flujo en régimen de transición el punto de separación entre el fluido y el cilindro se observó en una posición adelantada respecto a la esperada.

A ángulos mayores del punto de separación, a medida que el número de Reynolds aumenta, aumenta la turbulencia, provocando formaciones de remolinos, logrando un aumento en la transferencia de calor local, aunque representa no más que 1/5 del valor promedio total. Luego, se presenta un segundo mínimo local, en donde se produce una separación del cilindro y la capa límite turbulenta. Por último, en la parte posterior se

produce otro aumento de la transferencia de calor debido a un punto de estancamiento posterior. Por lo tanto, a números de Reynolds inferiores a 10^5 la mayor parte de la transferencia de calor se realiza en la parte frontal al cilindro, dónde el fluido presenta un comportamiento laminar sin remolinos (Kreith et al. 2011).

Por ello, las simulaciones de transferencias de calor con modelos de fluidos laminares presentan resultados similares a los datos empíricos o correlaciones, aun en Reynolds pertenecientes a regímenes de transición.

Además, en la Figura 8, a números de Reynolds elevados, se observa un desplazamiento del máximo y oscilaciones al inicio de la curva los cuales pueden ser explicados por errores numéricos en el cálculo del flujo cercano al punto de estancamiento frontal por el alto gradiente de velocidad para modelar la desaceleración de flujo.

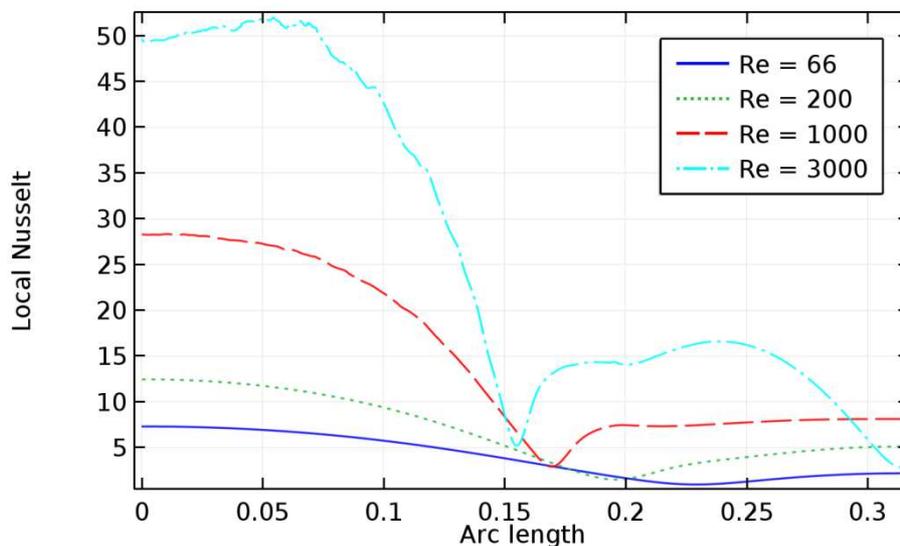


Figura 8: Nusselt local versus arco de cilindro $d_o=0,2$ m para dominio de 2×2 m a distintos valores de Reynolds

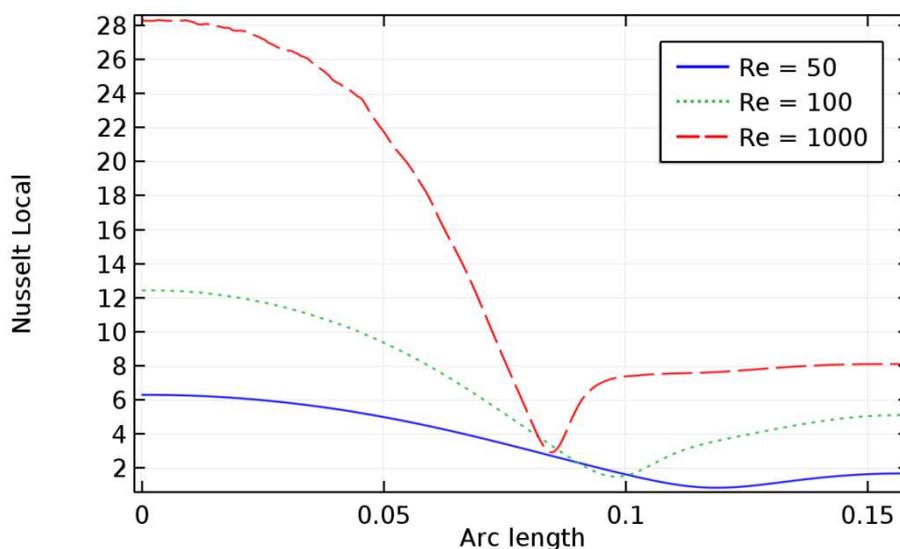


Figura 9: Nusselt local versus arco de cilindro $d_o=0,1$ m para dominio de 1×1 m a distintos valores de Reynolds

5. CONCLUSIONES

Se obtuvo un modelo que representa satisfactoriamente la transferencia de calor entre un cilindro de longitud infinita y un fluido en régimen laminar con distintos tamaños de dominio y distintos diámetros de cilindro. Se obtuvieron resultados conforme con las correlaciones empíricas de la literatura, tanto para valores de transferencia térmica locales como para valores promedios.

Los resultados de transferencia de calor promedios obtenidos del modelo fueron adecuados tanto para valores de Reynolds menores a 180 (caso de régimen laminar) e incluso fueron satisfactorios para valores de Reynolds menores a 3400 (régimen de transición), con desvíos de las correlaciones de la literatura menores al 11%, a excepción de cuando se compara con la correlación de Eckert y Drake en el cual se obtuvieron discrepancias menores del 22 %.

REFERENCIAS

- Churchill S.W. y Bernstein M., A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow. *J Heat Transfer*, 99:300-306, 1977.
- Eckert E.R.G. y Drake R.M., *Analysis of Heat and Mass Transfer*. McGraw-Hill, 1972.
- Engineering Toolbox (2001). [online] Available at: <https://www.engineeringtoolbox.com> [Accessed 01.05.2018].
- Fand R.M., Heat Transfer by Forced Convection from a Cylinder to Water in Crossflow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 8:995-1010, 1965.
- Fand R.M. y Keswani K.K., The Influence of Property Variation on Forced Convection Heat Transfer to Liquids. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15:1515-1536, 1972.
- Karniadakis, Numerical simulation of forced convection heat transfer from a cylinder in crossflow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 31:107-118, 1988.
- Krall K.M. y Eckert E.R.G., Local Heat Transfer around a Cylinder at Low Reynolds Number. *J. of Heat Transfer*, 95(2):273-275, 1972.
- Kreith F., Manglik R.M. y Bohn M.S. *Principles of Heat Transfer*, Cengage Learning, 2011.
- Lespinard A.R. y Mascheroni R.H., Influence of the Geometry Aspect of Jars on the Heat Transfer and Flow Pattern during Sterilization of Liquid Foods, *J. of Food Process Engineering*, 35(5):751-762, 2012.
- Lespinard A.R. y Mascheroni R.H., Simulación de los Perfiles de Temperatura y Velocidad durante la Pasteurización de Alimentos Viscosos. Efectos de la Orientación del Envase, *Mecánica Computacional*, 33:3347-3360, 2014.
- Martínez A.M. y Rosenberger M.R., Simulación Numérica del Proceso de Pasteurización Artesanal de Leche, *Mecánica Computacional*, 33:3361-3377, 2014.
- McCabe, Smith, Harriot, *Operaciones Unitarias en Ingeniería química*, 6ta edición, 2002, McGraw-Hill.
- Van Dyke M., *An Album of Fluid Motion*, Parabolic Press, 1982.
- Vidya M.C., Beishuizen N.A. y van der Meer T.H., Direct Numerical Simulations of Flow and Heat Transfer Over a Cylinder at $Re = 2000$. *Journal of Physics: Conference Series 745 (2016) 032018*, 1-9, 2018.
- Zukauskas A.A., Heat Transfer from Tubes in Cross Flow. *Advances in Heat Transfer*, 8:93-160, 1972.