

MODELADO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS CANALES DEL NÚCLEO DE UN REACTOR TIPO MTR

Juan C. García ^{a,b}, Darío F. Delmastro ^{a,b}, Alfredo F. Chasseur ^a, Nicolás Silin ^{a,b,c},
Viviana Masson ^{a,b,c}

^aCentro Atómico Bariloche, Comisión Nacional de Energía Atómica, Av. Bustillo Km 9,5, 8400
Bariloche, Argentina, www.cab.cnea.gov.ar

^bInstituto Balseiro, Universidad Nacional de Cuyo, Av. Bustillo Km 9,5, 8400 Bariloche, Argentina,
www.ib.edu.ar

^cCentro Atómico Bariloche, CONICET, Av. Bustillo Km 9,5, 8400 Bariloche, Argentina,
www.conicet.gov.ar

Palabras clave: reactor nuclear, combustibles nucleares, termohidraulica.

Resumen:

El núcleo del reactor tipo MTR se encuentra constituido por elementos combustibles de placas, en los que el agua de refrigeración pasa a través de canales formados por huecos de entre 2 y 4 mm entre las placas planas combustibles.

En este trabajo se comparan resultados experimentales con los obtenidos utilizando correlaciones empíricas y métodos numéricos, para un número de Reynolds correspondiente a la zona de transición, para un canal uniformemente calefaccionado.

Se modela además un canal con una potencia cosenoidal con longitud de extrapolación en los extremos, representativa de las condiciones de funcionamiento del reactor, utilizando correlaciones empíricas y métodos numéricos.

1 INTRODUCCIÓN

El reactor de investigación RA-6 posee una piletta de agua liviana, la cual cumple las funciones de refrigerante y moderador, en la que está sumergido el núcleo. Las reacciones de fisión producidas en el núcleo van acompañadas de liberación de energía en forma de calor que debe ser evacuada por el fluido refrigerante.

Este núcleo se encuentra constituido por elementos combustibles de placas, tipo MTR, en los que el agua de refrigeración pasa a través de canales formados por huelgos de entre 2 y 4 mm entre las placas planas combustibles.

Debido al cambio de núcleo y aumento de potencia que se está realizando en el RA-6, se ha aumentado el caudal de refrigeración y gran parte de los canales se encuentran en régimen de transición.

Dada la importancia que reviste la evacuación de la energía generada en estos canales, y debido a que van a estar operando en régimen de transición, se realizó un experimento para obtener el coeficiente de transferencia por convección en la pared del canal.

En este trabajo se comparan los resultados experimentales con los obtenidos utilizando correlaciones empíricas y métodos numéricos. Se comparan además los resultados obtenidos utilizando las correlaciones empíricas y los métodos numéricos para una potencia cosenoidal con longitud de extrapolación en los extremos, que es representativa de las condiciones de funcionamiento del reactor.

2 MODELO EXPERIMENTAL

Se realizó un arreglo en escala 1:1 que simula el pasaje del fluido refrigerante entre placas combustibles del núcleo del reactor RA-6.

El dispositivo experimental es un canal rectangular de 2,7mm x 60mm de sección transversal y una longitud de 760mm. El mismo está construido con placas de aluminio de 6mm de espesor, que son calefaccionadas eléctricamente utilizando cintas calefactoras.

La potencia total entregada fue de 24 kW aplicada de forma uniforme sobre un área de 56mm x 620mm en cada lado. Ésta potencia corresponde al flujo de calor máximo local de la placa más caliente aplicado a toda la sección de prueba. Las pérdidas al medio ambiente son del orden del 7%.

El agua de refrigeración entra a la sección de prueba con una temperatura cercana a 38°C y a una presión absoluta de 1,7 Bar que es representativa de la condición operativa del reactor.

Se midió la temperatura en la pared utilizando termocuplas colocadas en diferentes posiciones axiales a una profundidad de 3mm dentro de la placa, y a su vez se midió la temperatura de entrada y salida del agua que pasa por el subcanal. La potencia real entregada al agua se obtuvo en base a la diferencia de temperatura entre la entrada y salida. Se consideró la conducción para determinar las temperaturas superficiales de la placa en base a los valores medidos dentro de la misma.

3 CORRELACIONES DE CONVECCIÓN

Existen ciertas correlaciones empíricas para convección que permiten calcular el número de Nusselt. Estas ecuaciones, calculan el número de Nusselt en función del número de Reynolds y del número de Prandtl, y en algunos casos utilizan también el factor de fricción f .

Para flujo laminar en placas planas infinitas se deben corregir las expresiones desarrolladas para tubos, multiplicando el número de Reynolds por un factor igual a 2/3. A pesar de que en este caso el flujo no es laminar, se compararon los resultados obtenidos utilizando un factor de

2/3 en el número de Reynolds con los resultados obtenidos cuando no se utiliza ningún factor.

El número de Reynolds calculado a la entrada del dispositivo experimental es de 7561 sin utilizar factor de corrección; por lo que utilizando un factor de corrección de 2/3 se obtiene un número de Reynolds de 5041.

Las correlaciones utilizadas son las siguientes:

- Dittus-Boelter (Incropera et al., 2007)

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \quad (1)$$

La misma es válida para un número de Reynolds superior a 10000, y un número de Prandtl entre 0,7 y 160.

- Gnielinski (Incropera et al., 2007)

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2)$$

La misma es válida para un número de Reynolds entre 3000 y 5000000, y un número de Prandtl entre 0,5 y 2000.

- Petukhov (Incropera et al., 2007)

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3)$$

La misma es válida para un número de Reynolds entre 3000 y 10000, y un número de Prandtl entre 0,5 y 2000.

- Correlación obtenida a partir de datos experimentales (Hilal et al., 2008)

$$Nu = 0,00015 \cdot Re^{1,337} \cdot Pr^{1/3} \quad (4)$$

Ésta correlación se obtuvo a partir de datos experimentales recabados en 1986, para la construcción del reactor de Argelia exportado por la empresa INVAP. Las mediciones fueron hechas en tubos de 55 mm de diámetro.

Para el cálculo del factor de fricción se utilizó la correlación de Petukhov que es válida para números de Reynolds entre 3000 y 5000000.

Para las correlaciones de Dittus-Boelter, Gnielinski y Petukhov se utilizaron las propiedades del agua correspondientes a la temperatura de mezcla en cada punto, mientras que en la correlación experimental se utilizaron las propiedades del agua correspondientes a una temperatura media entre la temperatura de mezcla y la temperatura de la pared.

Las propiedades del agua se obtuvieron de Incropera et al, 1999; y de White, 2004.

4 MODELOS NUMÉRICOS

Se realizó un modelado numérico 2D mediante el código FLUENT versión 6.3.26 para simular las condiciones encontradas en el dispositivo experimental. Se aplicaron diferentes modelos de flujo para analizar el comportamiento termohidráulico del canal, y se compararon los resultados obtenidos en el dispositivo experimental con los resultados obtenidos de los modelos numéricos para ver cuál de los modelos se ajusta mejor.

Debido a la forma simétrica del canal, se modeló solo la mitad del mismo para tener un menor costo computacional.

Se consideró el cambio de las propiedades del agua (viscosidad, densidad y la conductividad térmica) con la temperatura, para tomar en cuenta los efectos boyantes y el cambio en la viscosidad y densidad cerca de la pared.

Los modelos utilizados para modelar el comportamiento termohidráulico de los canales fueron (Fluent Inc., 2006):

- Modelo Laminar.
- Modelo Spalart-Allmaras utilizando la opción “Vorticity-Based Production”.
- Modelo k- ϵ RNG utilizando la opción “Differential Viscosity Model” (DVM) con un tratamiento estandar de las funciones de pared (Standard Wall Functions).
- Modelo k- ϵ RNG sin utilizar la opción “Differential Viscosity Model” (DVM) con un tratamiento estandar de las funciones de pared (Standard Wall Functions).
- Modelo k- ϵ Realizable con un tratamiento estandar de las funciones de pared (Standard Wall Functions).
- Modelo k- ω SST.
- Modelo k- ω SST con la opción “Transitional Flow”.
- Modelo Reynolds-Stress con un tratamiento estandar de las funciones de pared (Standard Wall Functions) y utilizando las opciones “Wall BC from k Equation” y “Wall Reflection Effects”.

5 MODELADO DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN EN EL REACTOR

En condiciones de reactor la potencia entregada no es uniforme sino que tiene una forma cosenoidal con los extremos recortados. Por este motivo, una vez conocidos los modelos numéricos que mejor se ajustan a los resultados experimentales, se volvió a modelar el canal esta vez con una potencia similar a la que se encontraría en el reactor.

El flujo de calor cosenoidal tiene valor máximo en el centro de $12,3 \text{ W/cm}^2$ (Hilal et al., 2008), y una longitud de extrapolación de 8 cm en cada uno de los extremos. En la Figura 1 se puede ver la distribución de potencia a lo largo del canal.

Cada uno de los canales del elemento combustible tiene un ancho de 66 mm siendo el huelgo entre placas de 2,7 mm. El ancho de la zona calefaccionada es de 60 mm.

Se consideró un perfil de velocidad completamente desarrollado a la entrada con una velocidad media de 1,18 m/s y una temperatura de 310,5 K, que es la temperatura de entrada máxima permisible. Bajo estas condiciones, se calculó un número de Reynolds a la entrada del canal cuyo valor es de 8840 sin utilizar un factor de corrección, y 5893 utilizando el factor de corrección de $2/3$.

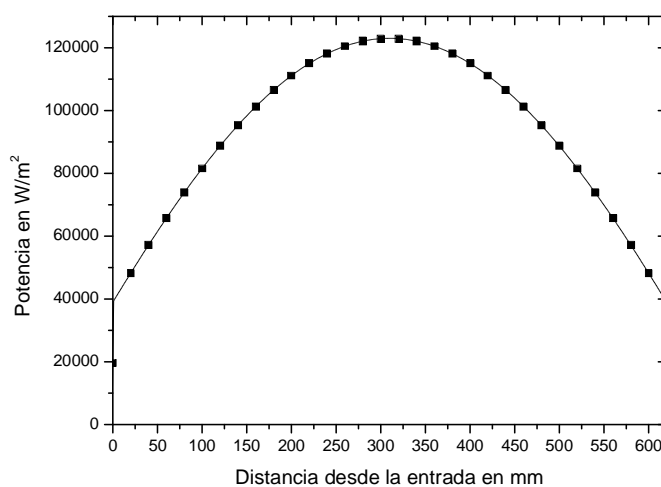


Figura 1: Distribución de la potencia a lo largo del canal.

Las condiciones de diseño exigen que no se alcance la condición de ebullición nucleada en ningún punto de la superficie de las placas combustibles. Se establece éste límite para evitar daños en las placas combustibles debidos a inestabilidades hidráulicas o térmicas. Por éste motivo se calculó (Delmastro et al., 2007) la temperatura de inicio de la ebullición nucleada utilizando la correlación de Bergles y Rohsenow, la cual arrojó como resultado, que la temperatura de inicio de ebullición nucleada es de 117°C. Dicha correlación fue verificada con datos experimentales donde se comprobó que es conservativa para el rango de funcionamiento del reactor RA-6.

6 RESULTADOS OBTENIDOS

6.1 Análisis de los experimentos

En la Figura 2 se muestran los perfiles de temperatura en la pared obtenidos utilizando las correlaciones empíricas junto con los valores de temperatura en la pared obtenidos en el experimento. Se puede ver que no hay una correlación que se ajuste completamente a los resultados experimentales. La correlación experimental utilizando un coeficiente de corrección en el número de Reynolds brinda buenos resultados, seguida por la correlación de Gnielinski. Cuando no se utiliza ningún coeficiente de corrección en el número de Reynolds, se obtienen resultados bastante alejados de los obtenidos en el experimento.

En la Figura 3 se pueden ver los perfiles de temperatura obtenidos con los diferentes modelos numéricos utilizados y su comparación con los valores obtenidos en el dispositivo experimental. Se puede ver que los modelos que mejor se ajustan a los resultados obtenidos en el experimento son el modelo Spalart-Allmaras, el $k-\omega$ SST, el $k-\omega$ SST para flujos en transición, y el Reynolds-Stress Low Reynolds Stress-omega.

El modelo $k-\varepsilon$ RNG que incluye el DMV (Differential Viscosity Model) brinda resultados muy similares a los obtenidos utilizando un modelo laminar, lo que sobrestima en gran medida la temperatura en la pared.

El modelo $k-\varepsilon$ RNG que no incluye el DMV brinda resultados muy similares a los obtenidos con el modelo $k-\varepsilon$ Realizable, que supone el flujo completamente turbulento, lo que subestima la temperatura en la pared.

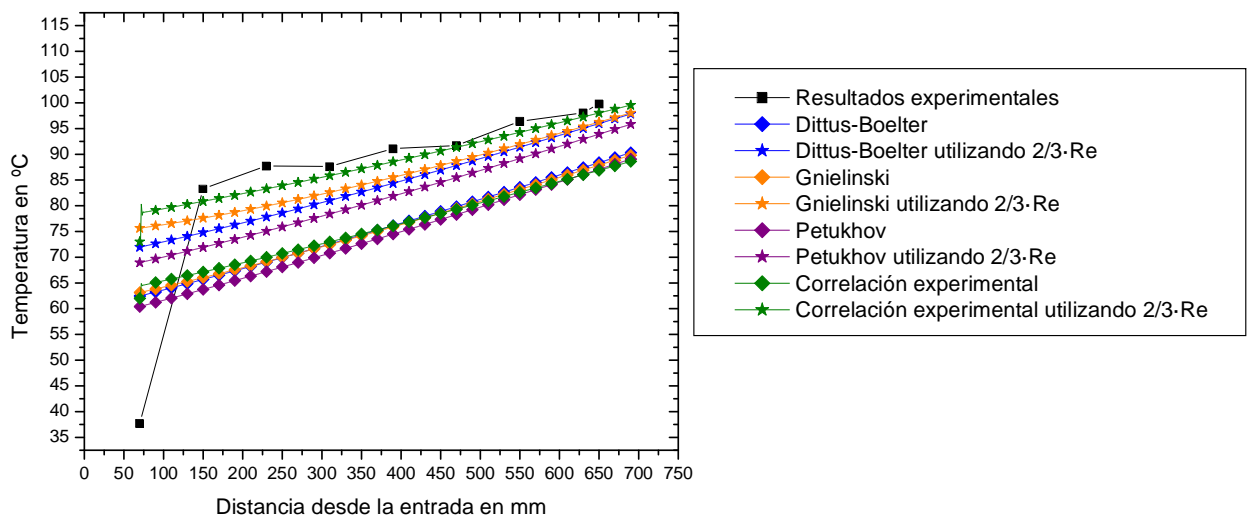


Figura 2: Comparación de los resultados obtenidos con las correlaciones empíricas y los resultados experimentales.

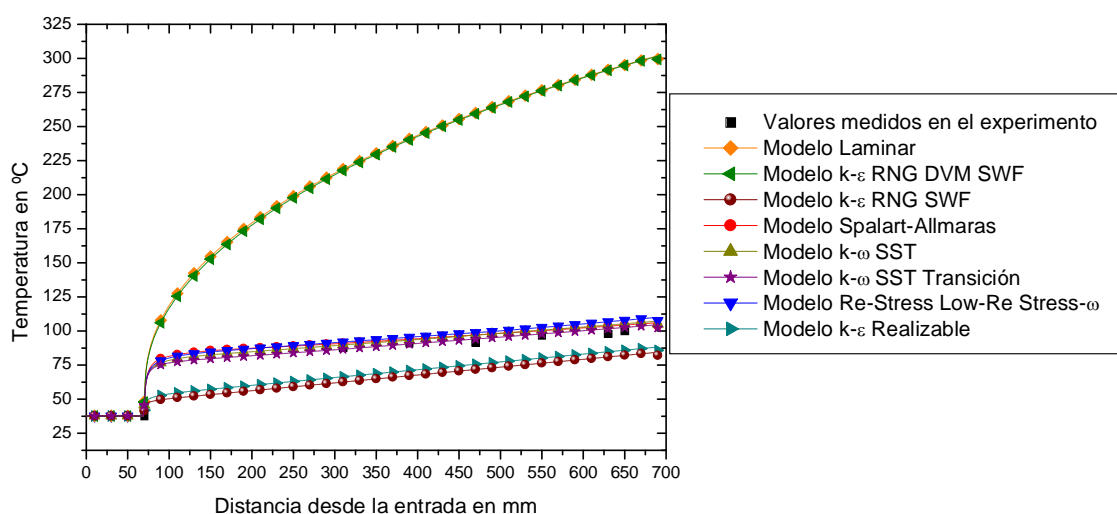


Figura 3: Perfiles de temperatura en la pared del canal obtenidos con los métodos numéricos.

En la Figura 4 se muestran con mayor detalle los perfiles de temperatura en la pared de los modelos que mejor se ajustan a los resultados experimentales. Se puede ver que los modelos Spalart-Allmaras, $k-\omega$ SST y Reynolds Stress estiman una temperatura en la pared mayor a la obtenida en el modelo experimental, lo que nos resulta beneficioso ya que brinda resultados conservativos. El modelo $k-\omega$ SST para flujos en transición brinda un resultado intermedio entre los valores experimentales.

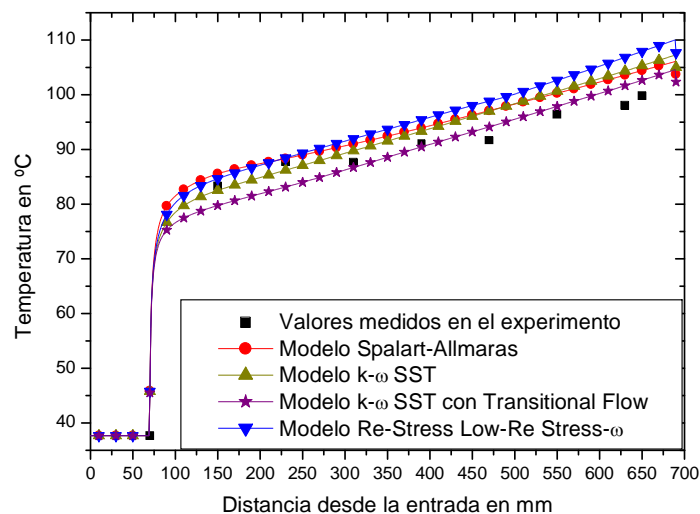


Figura 4: Detalle de las temperaturas en la pared del canal obtenidas con los modelos numéricos que mejor se ajustan a los resultados experimentales.

Los resultados obtenidos concuerdan cualitativamente con el comportamiento observado experimentalmente para tubos de sección circular (Ghajar et al., 2003). En el rango de números de Reynolds analizado, se observa un comportamiento en el régimen de transición cercano al turbulento; aunque con un coeficiente de transferencia de calor inferior (o sea mayor salto de temperatura) al correspondiente a completamente turbulento.

En la Figura 5 se muestran los perfiles de velocidad a la salida del canal correspondientes a los modelos que mejor se ajustan a los resultados experimentales. Se puede ver también la velocidad a la entrada del canal para comparar con las velocidades a la salida. Los cuatro modelos presentan perfiles de velocidad similares.

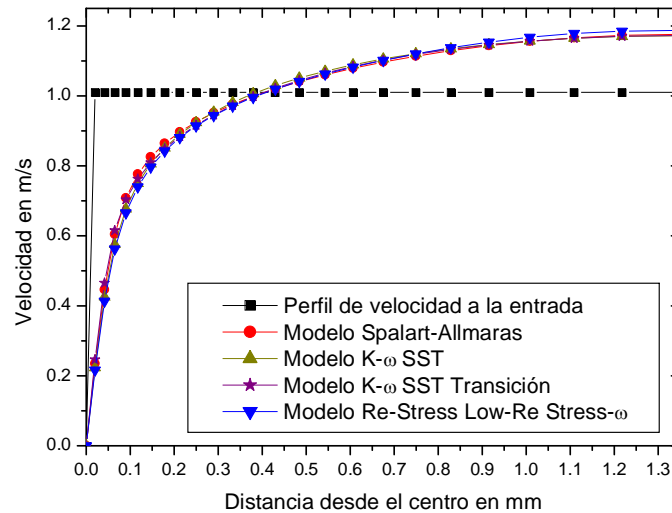


Figura 5: Perfiles de velocidad a la salida obtenidos con los modelos numéricos que mejor se ajustan a los resultados experimentales.

En la Figura 6 se muestran los perfiles de viscosidad turbulenta a la salida. Se puede ver que el modelo Reynolds-Stress proporciona los valores más bajos mientras que el modelo K- ω SST de transición presenta los valores más altos. Además, los máximos de los dos modelos k- ω analizados se alcanzan al centro del canal mientras que los modelos Re-Stress y Spalart-Allmaras tienen los máximos desplazados del centro.

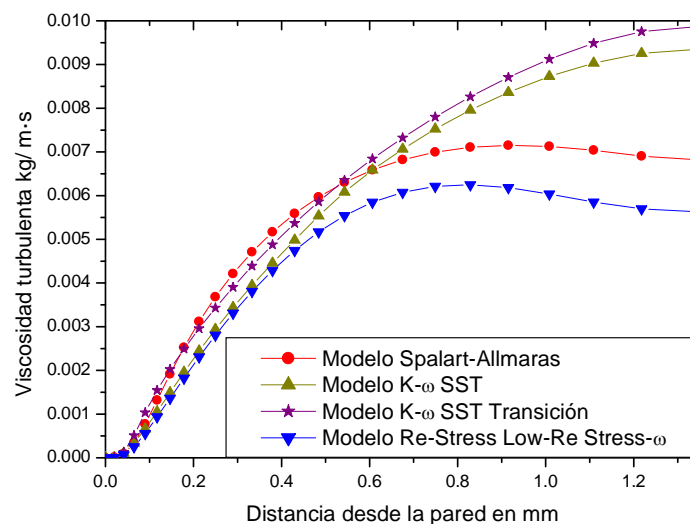


Figura 6: Perfiles de viscosidad turbulenta a la salida del canal para los modelos numéricos que mejor se ajustan a los resultados experimentales

En la Figura 7 se muestran los perfiles de temperatura a la salida, mientras que la Figura 8 muestra un detalle de los mismos perfiles contra la pared calefaccionada.

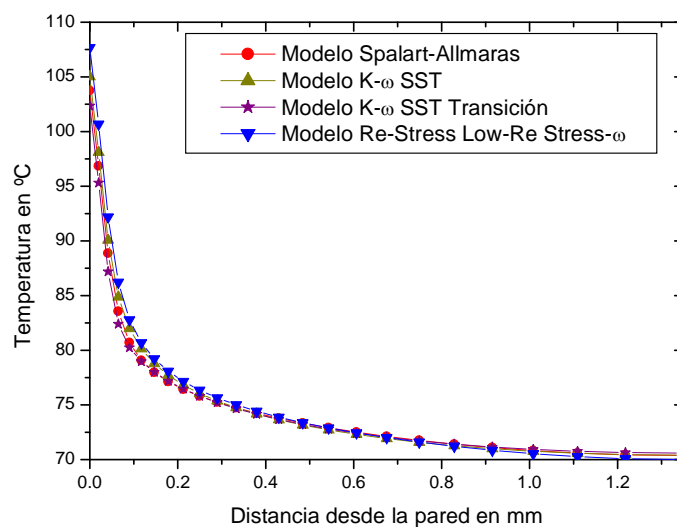


Figura 7: Perfiles de temperatura a la salida correspondientes a los modelos numéricos que mejor se ajustan a los resultados experimentales

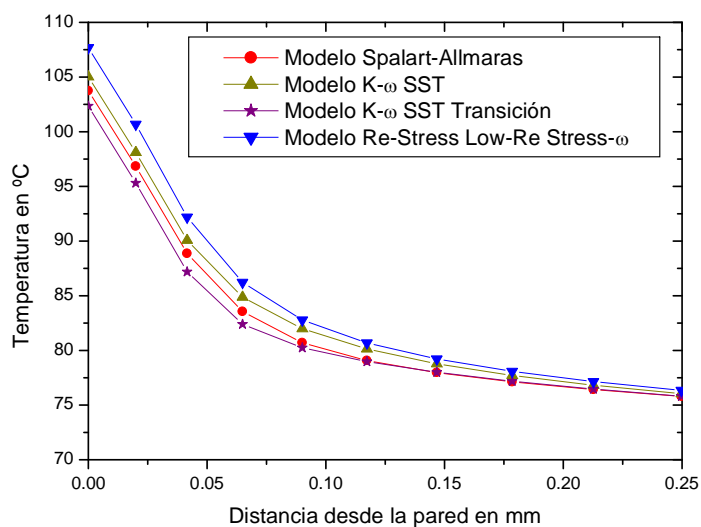


Figura 8: Detalle de los perfiles de temperatura a la salida contra la pared calefaccionada

6.2 Estudio de un canal de un reactor nuclear

En la Figura 9 se muestran los perfiles de temperatura obtenidos a partir de las correlaciones empíricas, comparados con los obtenidos utilizando el modelo “k- ω SST” y el modelo “k- ϵ Realizable”. Para este caso se utilizó el perfil parabólico de potencia descrito en el ítem número 5. La correlación experimental utilizando un número de Reynolds corregido por un factor $2/3$ es la que proporciona las temperaturas de pared más altas entre todas las correlaciones empíricas. Las correlaciones de Dittus-Boelter, Gnielinski y Petukhov utilizando el número de Reynolds sin ningún factor de corrección proporcionan resultados cercanos a los obtenidos con el modelo “k- ϵ Realizable”.

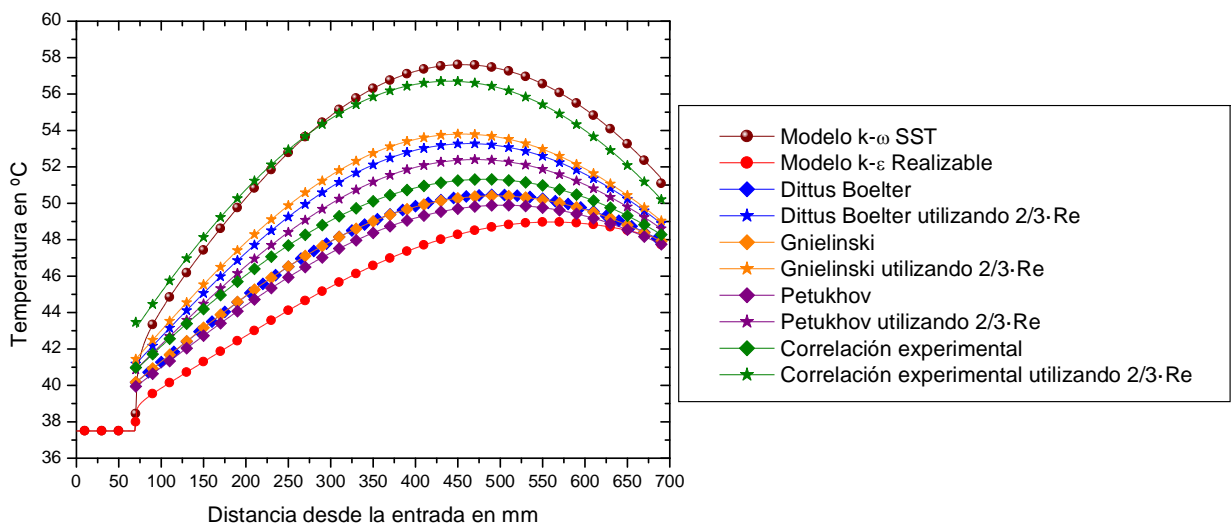


Figura 9: Perfiles de temperatura en la pared del canal obtenidos con diferentes correlaciones empíricas y modelos numéricos para un perfil de potencia cosenoidal.

En la Figura 10 se muestran los perfiles de temperatura a lo largo de la pared del subcanal para una potencia de forma cosenoidal con los extremos extrapolados. Al igual que en la Figura 3, se observa que el modelo k-ε RNG que incluye el DMV (Differential Viscosity Model) brinda resultados muy similares a los obtenidos utilizando un modelo laminar, lo que sobrestima en gran medida la temperatura en la pared, mientras que el modelo k-ε RNG que no incluye el DMV brinda resultados muy similares a los obtenidos con el modelo k-ε Realizable, que supone el flujo completamente turbulento, lo que subestima la temperatura en la pared. Se puede ver que incluso el modelo laminar predice que la temperatura máxima superficial de las placas combustibles es inferior a la temperatura de 117°C establecida como límite.

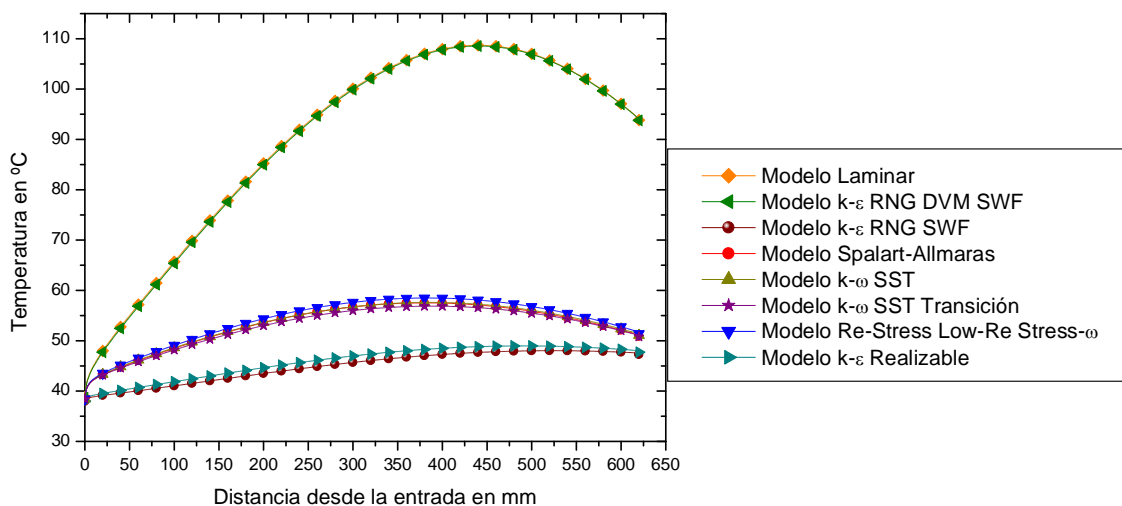


Figura 10: Perfiles de temperatura en la pared para una potencia cosenoidal

En la Figura 11 se muestran los perfiles de temperatura correspondiente a los modelos numéricos y correlaciones empíricas que mejor se adaptaron a los resultados experimentales, aplicados a una potencia cosenoidal con los extremos extrapolados. El modelo “Re-Stress Low-Re Stress-omega” es el que brinda los resultados más conservativos al obtener

temperaturas en la pared superiores a las obtenidas con los otros modelos. Se puede ver que estos modelos predicen temperaturas superficiales muy inferiores a los 117°C establecidos como límite por las condiciones de diseño, para evitar la aparición de ebullición nucleada en la superficie de la placa combustible.

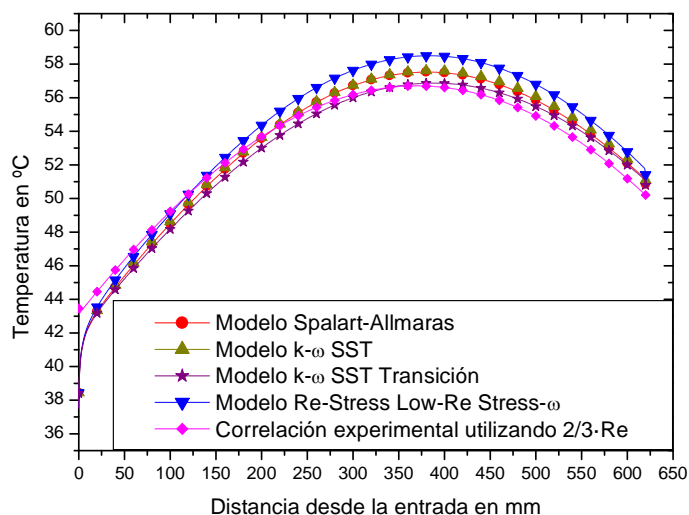


Figura 11: Detalle de los perfiles de temperatura en la pared correspondientes a los modelos numéricos que se ajustaron mejor a los resultados experimentales

7 CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados obtenidos, los modelos numéricos que mejor se ajustan a los resultados experimentales son el modelo de Spalart-Allmaras, el modelo $k-\omega$ SST y el modelo Reynolds Stress.

De las correlaciones empíricas la que brinda resultados más conservativos, es la correlación basada en los datos experimentales obtenidos para el reactor de Argelia, y corrigiendo el número de Reynolds por un coeficiente igual a $2/3$.

Bajo las condiciones de reactor analizadas, se observa que la temperatura de pared obtenida, es en todos los casos inferior a la temperatura de 117°C establecida como límite de diseño.

8 REFERENCIAS

Fluent Inc., *Fluent 6.3 User's Guide*. 2006

Ghajar, A. J., Tam, L. M., Tam, S. C., A simple heat transfer correlation for three inlet configurations using artificial neural network in the complex transition flow regime. Proceedings of 2003 ASME Summer Heat Transfer Conference, July 21-23, 2003, Las Vegas, Nevada, USA.

Hilal, R., Vertullo A., y Delmastro, D. F., Cálculo termo-hidráulico del núcleo de operación del RA-6 a 1 MW. *Informe técnico CNEA, ITA 06NBX 716*, 2008.

Incropera, F. P., y DeWitt, D. P., *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Prentice Hall, 1999.

White, F. M., *Mecánica de Fluidos*. McGraw Hill, 2004.