

COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE DIFERENTES MODELOS DE TURBULENCIA AL SIMULAR LA DINÁMICA DEL FLUJO EN UN TUBO CON ALETAS CÓNICAS

**Carvajal Mariscal I., García Figueroa J. R., Polupan G., Barbosa Saldaña J. G., Sánchez
Silva F.**

*Instituto Politécnico Nacional, Av. IPN s/n, Edificio 5 3^{er} piso, SEPI ESIME Zac., México DF, C.P.
07738, Tel/Fax: (52) 5557296000 Ext.54754, icarvajal@ipn.mx*

Palabras clave: Modelos de turbulencia, dinámica del flujo, tubos aletados.

Resumen. Para incrementar la eficiencia térmica de recuperadores de calor y equipos enfriados por aire, sin aumentar excesivamente su costo, se necesita intensificar la transferencia de calor por convección. Uno de los caminos para lograrlo, es modificando las formas de las aletas para destruir la capa límite, crear zonas de recirculación, desprendimiento y contacto de la capa límite. Para poder evaluar diferentes tipos de geometrías de las aletas, sin recurrir a demasiados trabajos experimentales, es de gran utilidad la simulación numérica. En este trabajo, se llevó a cabo el estudio numérico de la dinámica del flujo de aire turbulento, tridimensional, estable e incompresible alrededor de un tubo con aletas cónicas inclinadas a 45° y para un número de Reynolds de 56000. Para hacer el estudio se comparó el comportamiento de diversos modelos de turbulencia: Spalart-Allmaras, κ - ϵ estándar, κ - ϵ RNG, κ - ϵ realizable, κ - ω SST y RSM con las aproximaciones de función de pared de no-equilibrio. Se emplearon condiciones de frontera periódicas modelando únicamente un canal formado entre las caras de las aletas (interior y exterior) y la pared del tubo. Se analizaron las distribuciones de los coeficientes de presión en esas superficies. Los resultados de la simulación se compararon con resultados experimentales y se encontró que el mejor comportamiento se obtuvo con el modelo RSM con la formulación presión-deformación cuadrática.

1 INTRODUCCIÓN

El incremento en el consumo de energía y el aumento progresivo en los precios de los combustibles ha provocado la necesidad de implementar métodos y buscar alternativas para el ahorro de energía térmica. Una de las opciones que incide directamente en el aumento de la eficiencia térmica de los equipos de intercambio de calor es la intensificación de la transmisión de calor por convección.

Existen muchos métodos para intensificar la transmisión de calor por convección forzada externa, entre ellos debido a que no se requiere ningún tipo de energía adicional y son relativamente simples destacan los métodos llamados pasivos (donde se destruye la capa límite o donde se genera flujo secundario). Para un equipo con superficie extendida de tubos aletados esto se logra modificando la forma de las aletas ya sea con picos, ranuras, cortes, dobleces, etc., como se muestra en los trabajos de Gleenwood (1996); Torri et. al. (2002); Herchang et. al. (2002); Gentry y Jacobi (2002); O'Brien y Sohal (2005).

Precisamente, con el objetivo de intensificar la transferencia de calor de las superficies extendidas Carvajal Mariscal et. al. (2000) propusieron inclinar en un ángulo γ todo el plano de las aletas con respecto a la superficie del tubo para obtener aletas cónicas tal como se ve en la Figura 1.



Figura 1: Tubo con aletas inclinadas en un ángulo γ con respecto al eje axial.

Los estudios experimentales, de las características locales térmicas y aerodinámicas de los tubos con aletas cónicas, realizados por Carvajal Mariscal et. al. (2001b, a) han revelado que estos elementos tienen grandes perspectivas para su aplicación en recuperadores de calor y equipos enfriados por aire.

Para comprender el fenómeno por el cual se produce la intensificación de la transmisión de calor al inclinar las aletas, se requiere estudiar la dinámica del flujo en el canal formado por las mismas. De esta forma se pueden identificar las zonas donde hay desprendimiento y contacto de la capa límite, las zonas de recirculación, etc. Sin embargo, llevar a cabo este estudio de forma experimental resulta muy complejo debido a la propia geometría de las aletas y la imposibilidad de instalar instrumentos de medición en el canal formado por las mismas.

Por otra parte, la dinámica de fluidos computacional (CFD de sus siglas en idioma inglés) en los últimos años se ha convertido en una importante herramienta para poder estudiar la dinámica del flujo en diferentes conductos y canales de geometría compleja (Yanaoka et al. 2002; Tiwari et al. 2003; Zhang Li-Zhi, 2005). Analizando estos trabajos, se decidió utilizar la dinámica de fluidos computacional (usando el paquete FLUENT[®]) para realizar el estudio numérico de la

dinámica del flujo de aire turbulento, tridimensional, estable e incompresible alrededor de un tubo con aletas cónicas inclinadas a 45° y para un número de Reynolds de 56000.

2 DESCRIPCIÓN DEL EXPERIMENTO DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS EN UN TUBO CON ALETAS CÓNICAS

Carvajal Mariscal et. al. (2001a) llevaron a cabo un programa experimental en el cual se midieron las presiones estáticas sobre las caras interna y externa (Figura 2a) de una aleta cónica y sobre la periferia del tubo, el cual estuvo expuesto a un flujo transversal de aire. El ángulo de 45° de inclinación de las aletas es con respecto al eje del tubo.

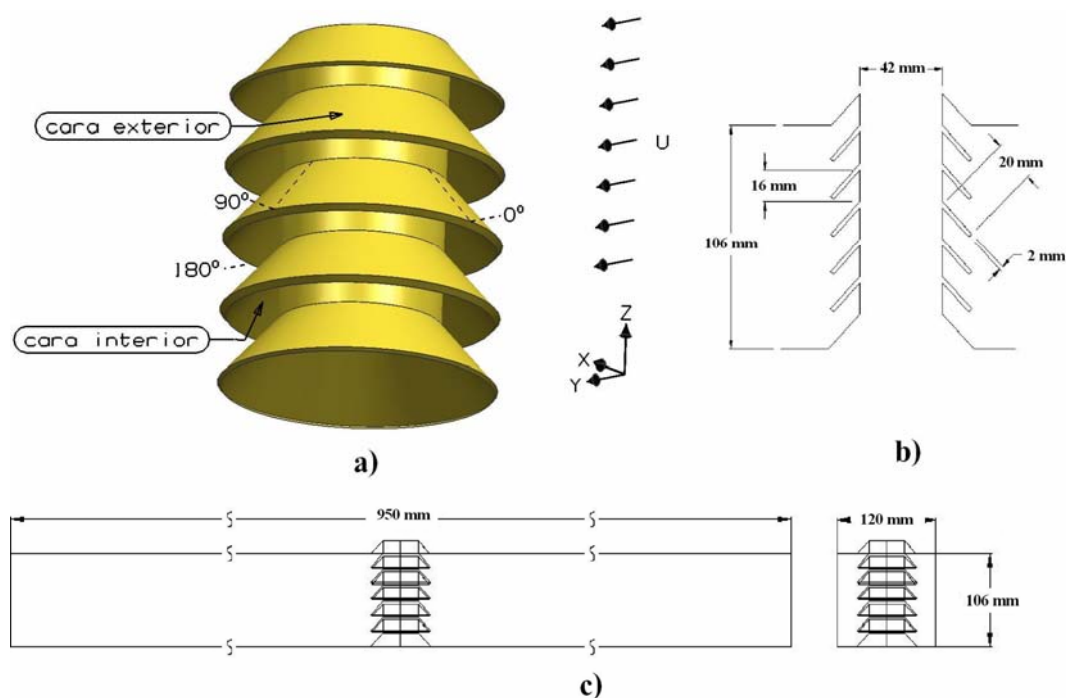


Figura 2: Descripción del tubo con aletas cónicas y el túnel de viento

Este estudio se llevó a cabo para diferentes números de Reynolds ($Re_d = 6 \times 10^3 - 56 \times 10^3$), obteniéndose la distribución de coeficientes de presión, a lo largo de la cara exterior como de la interior, de forma radial y a diferentes ángulos (de 0° a 180°).

El modelo experimental consistió de un tubo de $D = 42$ mm de diámetro, en el cual se montaron cinco aletas con una separación entre ellas de $h = 16$ mm, una longitud de la aleta de $H = 20$ mm y un espesor de $\delta = 2$ mm de las mismas (Figura 2b). El modelo se expuso a un flujo transversal en un túnel de viento cuya sección es de 120×106 mm y con una longitud de 950 mm (Figura 2c).

En la comparación con los datos experimentales únicamente se considerarán los resultados obtenidos para un número de Reynolds de 56000 debido a que los modelos de turbulencia están formulados principalmente para altos números de Reynolds por lo que se obtienen mejores resultados para estos casos; y se limita solamente a un Reynolds para limitar las variables ya que se tiene que estudiar el comportamiento de los distintos modelos de turbulencia y hacer un

estudio de independencia de malla, lo cual complicaría el análisis. Los resultados experimentales de la distribución del coeficiente de presión C_p , obtenidos a partir de datos experimentales, a lo largo de la altura de la aleta a distintos ángulos de rotación (de 0° a 180°) se muestran en las Figuras 3 a) y b).

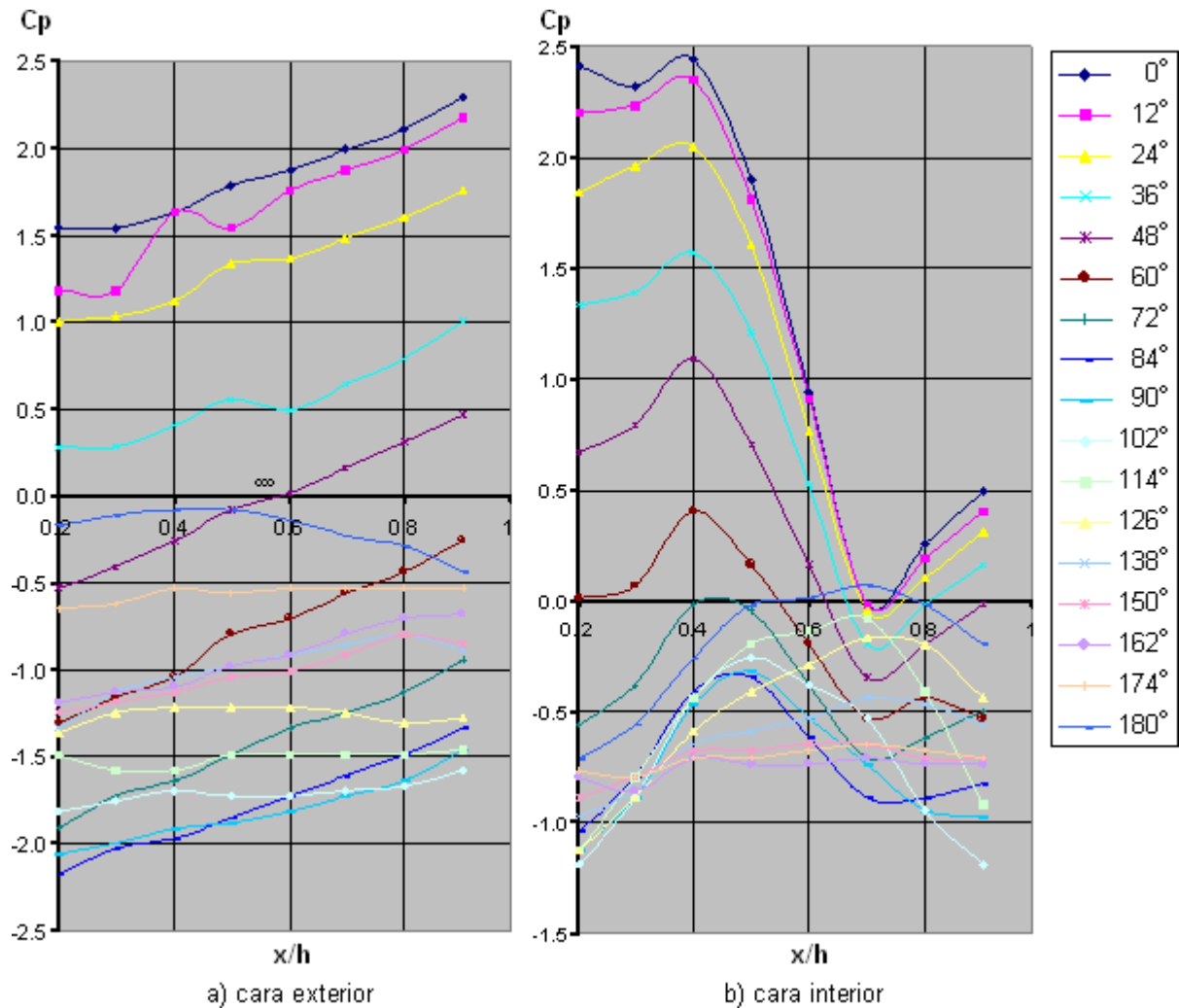


Figura 3: Distribución de los valores de los coeficientes de presión C_p , obtenidos a partir de datos experimentales, a lo largo de la aleta a distintos ángulos de rotación (de 0° a 180°)

3 SIMULACIÓN NUMÉRICA

3.1 Recursos computacionales (hardware y software) usados en la simulación

Para llevar a cabo las simulaciones se empleó una PC con las siguientes características:

- Procesador Intel Pentium® 4 a 2.6 GHz.
- 1250 MB de memoria RAM.

Los programas empleados fueron:

- FLUENT[®] 6.1
- GAMBIT[®] 2.04

3.2 Dominio computacional

Las dimensiones del dominio computacional empleado se muestran en la Figura 4, en esta se puede apreciar que únicamente se modeló el volumen comprendido entre la cara interior y la cara exterior del tubo (un periodo), tomando como plano de periodicidad el plano perpendicular al eje del tubo y que pasa por la mitad del espesor de la punta de la aleta. A diferencia del experimento, en el dominio computacional se incrementó la longitud del conducto de 950 mm a 2020 mm; esto debido a que como condición de frontera se utilizó la condición de velocidad de entrada con un perfil de velocidad constante, por lo que el incremento en la longitud permite que se desarrolle el perfil de velocidades turbulento similar al que se tenía en el experimento.

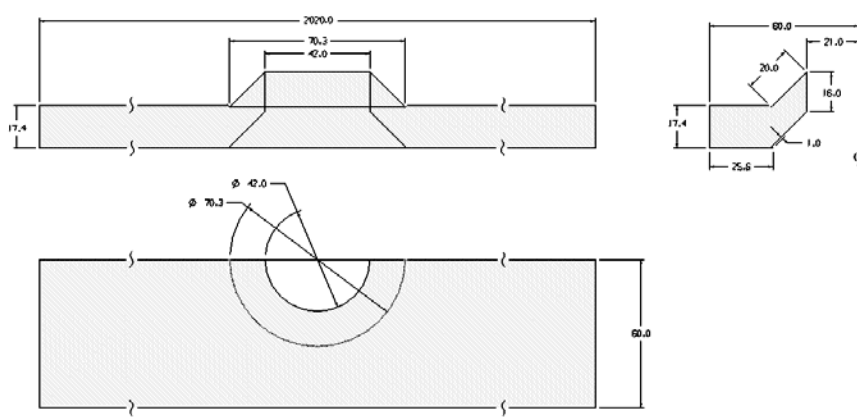


Figura 4: Dimensiones del dominio computacional

3.3 Condiciones de operación

Las condiciones de operación empleadas fueron:

- | | | |
|------------------------------------|------------------------|-------------------|
| • Presión de operación: | 0 | Pa |
| • Densidad del aire: | 1.222 | kg/m ³ |
| • Viscosidad absoluta | 1.16×10^{-05} | kg/ms |
| • Velocidad del flujo a la entrada | 12.6 | m/s |
| • Reynolds | 56000 | |

La presión de operación se considera como cero y como ubicación las coordenadas a la salida del conducto; ya que como se está empleando una condición de frontera de flujo de salida, ésta para flujos incompresibles asigna una presión estática en esta frontera igual a cero.

3.4 Condiciones de frontera

La especificación de las condiciones de frontera deben ser los más cercano posible a las

mediciones en el túnel de viento. En la mayoría de los casos, la velocidad del flujo y la intensidad de turbulencia son datos conocidos. Desafortunadamente en este caso no se cuentan con esos datos y las condiciones de frontera que se emplearon son (Figura 5):

- Entrada
 - Velocidad de entrada 12.6 m/s
 - Energía cinética turbulenta 1 m^2/s^2
 - Tasa de disipación de turbulencia 1 m^2/s^3
- Salida
- Simetría
- Periodicidad
- Pared

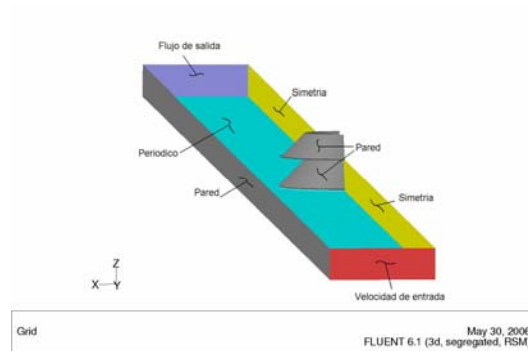


Figura 5: Condiciones de frontera

Al utilizar valores de κ y ε igual a 1 y extender la longitud de los conductos de entrada y de salida, permite que el perfil de velocidades constante a la entrada se desarrolle y se alcance un perfil de velocidades turbulento antes de la geometría de estudio. Se utilizó la aproximación de flujo periódico como condición de frontera para reducir el número de elementos requeridos, por restricciones en el equipo de cómputo, la cual no se presenta en el experimento.

3.5 Análisis de independencia de malla

Un análisis de este tipo es bastante complejo ya que para la geometría que se está estudiando se tiene un gran número de variables a considerar. Para los 3 casos para los cuales se obtuvieron resultados únicamente se variaron la distribución de los elementos en forma radial, angular y vertical, manteniendo constante la distribución de elementos cercanos a la pared y a la entrada y a la salida del conducto. El elemento más pequeño posee un volumen de $6.7454 \times 10^{-14} \text{ m}^3$ y la altura de la pared de la aleta al primer elemento es de 0.05 mm para todos los casos.

Se llevó a cabo este estudio para tres casos. El primer caso consistió de 271 328 celdas, el segundo caso consistió de 523 780 celdas y por último el tercero consistió de 631 900 celdas. La desviación máxima entre el caso 1 y el 2 es de 25 % reduciéndose a un 2% entre los casos 2 y 3.

En la Figura 6 se muestra el tipo de mallado utilizado para el caso de estudio.

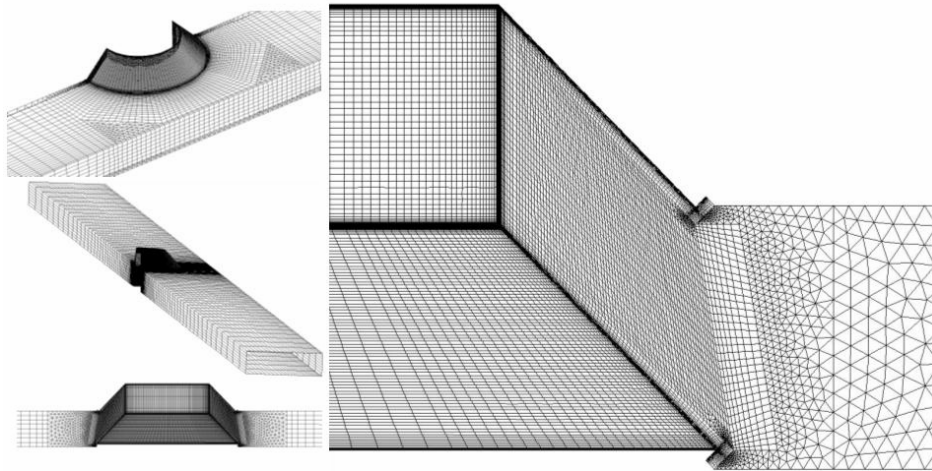


Figura 6: Distribución del mallado del dominio computacional, mostrando un ciclo.

4 COMPARACIÓN DE LOS MODELOS DE TURBULENCIA

4.1 Modelos de turbulencia

La fidelidad de las predicciones en CFD para flujos turbulentos es extremadamente dependiente de la calidad del modelo de turbulencia. Esto es mucho más importante cuando se simulan capas límites tridimensionales con fuertes curvaturas de las líneas de corriente, separación y grandes vórtices. Simular estos fenómenos requiere considerar efectos de no equilibrio y anisotropía.

Se llevó a cabo el estudio del comportamiento de distintos modelos de turbulencia. Los modelos que se estudiaron fueron:

- Spalart-Allmaras
- κ - ϵ STD
- κ - ϵ RNG
- κ - ϵ REALIZABLE
- κ - ω SST
- RSM

Los resultados numéricos empleando distintos modelos de turbulencia se muestran en el siguiente punto.

4.2 Resultados de la simulación usando diferentes modelos de turbulencia

En las Figuras 7 y 8 se muestran las distribuciones del coeficiente de presión, en las caras exterior e interior de la aleta cónica, obtenidas de la simulación numérica de la dinámica del flujo usando diferentes modelos de turbulencia. En ambos casos se tuvieron unas mismas condiciones de frontera y dos diferentes ángulos de 0° y 60° respectivamente. Se eligió el ángulo de 0° por ser característico de la dinámica del flujo en tubos aletados y el de 60° porque según Carvajal Mariscal et. al. (2001a) aquí se invierte el flujo cercano a la pared.

Además, en las Figuras 7 y 8 se agregaron la primera y la última corridas usando el modelo

RSM para también comparar ambos resultados respecto de los obtenidos con los otros modelos usados.

5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Las Figuras 7 y 8 muestran la diferencia sustancial en el comportamiento del flujo en las caras externa e interna de la aleta cónica. En la cara exterior se tiene un incremento casi lineal del coeficiente de presión, lo que significa que en los ángulos mostrados (0° y 60°) la capa límite se desarrolla sobre la superficie cónica. Por otra parte, en la cara interna se tienen máximos y mínimos producto de la formación de un vórtice en la parte frontal de la aleta y contracorrientes en la parte posterior de la misma.

Para el caso del ángulo de 0° (Fig.7) en la cara exterior se puede apreciar que los resultados del modelo RSM se aproximan sustancialmente a los experimentales en el intervalo de 0.4 a 0.8 de la longitud adimensional x/h . En el espacio desde la pared del tubo hasta 0.4 y desde 0.8 de x/h en adelante la simulación numérica arroja valores menores que los experimentales. En este comportamiento tienen que ver tanto la influencia de la pared del tubo como los efectos de borde de la aleta cónica.

Los otros modelos presentan una mayor disparidad con los resultados experimentales.

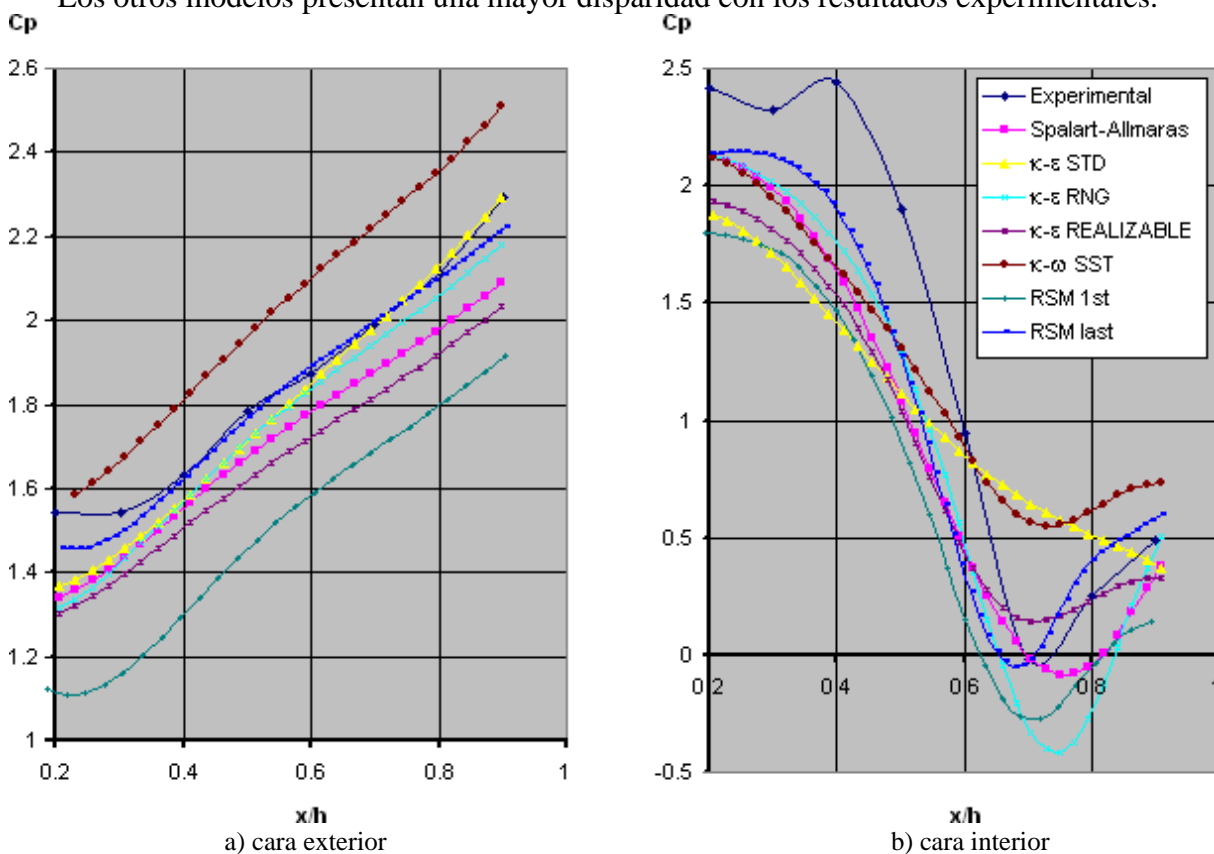


Figura 7: Resultados de la simulación numérica para un ángulo de 0° .

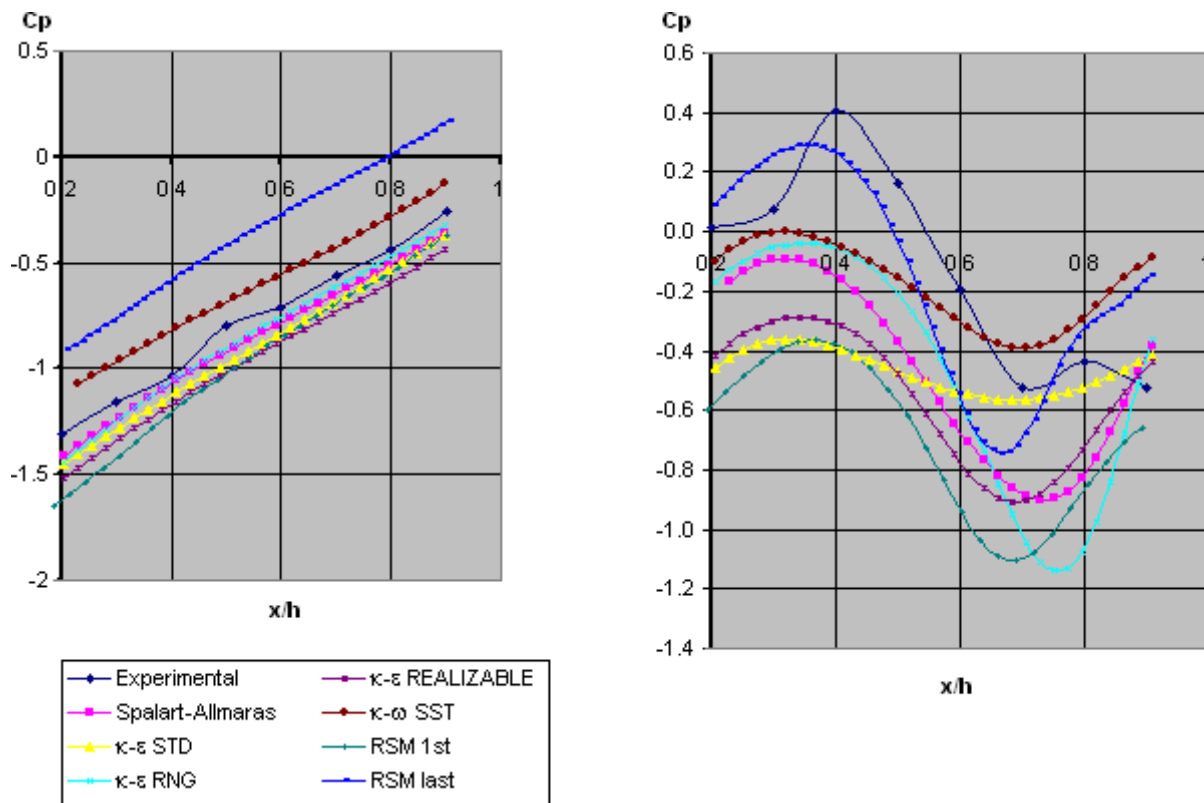


Figura 8: Resultados de la simulación numérica para un ángulo de 60° . A la izquierda se muestra la distribución del coeficiente de presión en la cara exterior, a la derecha en la cara interior.

Por otra parte, en la cara interna (Fig.7) se puede apreciar que los resultados del modelo RSM reproducen prácticamente el comportamiento de los resultados experimentales pero se aleja en los valores obtenidos. La única diferencia sustancial en el comportamiento de los resultados numéricos se da en el espacio desde la pared del tubo hasta $0.4 x/h$, donde en lugar de presentarse un mínimo se tiene un máximo. Como se puede apreciar en la Fig.7 los resultados numéricos de los otros modelos se alejan en mayor medida tanto en magnitud como en su comportamiento de los datos experimentales.

Para el caso del ángulo de 60° (Fig.8) en la cara externa los resultados numéricos del modelo RSM se alejan en magnitud pero tienen un mismo comportamiento que los datos experimentales. Los otros modelos de turbulencia reproducen el comportamiento también y son muy próximos en sus valores.

Por el contrario, en la cara interna (Fig.8) en el intervalo de 0.4 a $0.7 x/h$ los resultados numéricos del modelo RSM reproducen el comportamiento de los datos experimentales, mientras que los resultados de los otros modelos presentan comportamientos dispares. Fuera de este intervalo el comportamiento de los resultados numéricos del modelo RSM se alejan sustancialmente incluso en magnitud. Esto principalmente se debe a que el vórtice formado en la parte frontal de la aleta se desarrolla interactuando por una parte con la pared del tubo y por otra con el flujo principal, lo que provoca que la dinámica del flujo sea mucho más compleja.

En general al comparar los resultados numéricos con los datos experimentales fue posible encontrar que el modelo de turbulencia que mejor se ajusta a los resultados experimentales es el

modelo de esfuerzos de Reynolds (RSM). Esto probablemente se debe a que en el planteamiento del modelo RSM se considera la anisotropía de la turbulencia y del transporte de los esfuerzos de Reynolds, aunque esto todavía debe ser comprobado. Pero estas ventajas se obtienen a un precio de mayor costo computacional (+40%) y recursos de memoria (+20%).

Para la validación de los datos obtenidos numéricamente con los datos experimentales se emplearon los siguientes descriptores estadísticos:

1. Desviación absoluta promedio (AAD)
2. Desviación promedio (Bias)

Los cuales están definidos de la siguiente manera:

$$AAD = \frac{100}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{\rho_i^{\text{exp}} - \rho_i^{\text{teo}}}{\rho_i^{\text{exp}}} \right| \quad (1)$$

$$Bias = \frac{100}{N} \sum_{i=1}^N \frac{\rho_i^{\text{exp}} - \rho_i^{\text{teo}}}{\rho_i^{\text{exp}}} \quad (2)$$

La Tabla 1 muestra los descriptores estadísticos para el caso 2 de mallado, que consistió de 523 780 celdas, para distintos ángulos sobre las caras de la aleta. Se aprecia que para la cara interior para los ángulos 24, 36, 48, 60, 72, 114 y 180 y para la cara exterior para los ángulos 36, 48 y 60 las desviaciones son mayores del 50%.

	Cara interior		Cara exterior	
	AAD	Bias	AAD	Bias
0°	27.1	7.9	1.6	1.3
12°	37.5	-7.9	10.0	-9.6
24°	62.3	-32.2	16.1	-16.1
36°	163.9	129.5	100.0	-100.0
48°	144.2	131.7	216.6	-160.9
60°	166.1	-103.1	70.4	70.4
72°	217.2	-203.8	28.4	28.4
84°	19.3	-5.8	13.5	13.5
90°	20.7	-12.1	4.3	4.3
102°	23.7	-14.3	3.9	0.1
114°	71.0	-63.2	6.0	1.1
126°	25.9	-7.8	8.6	8.6
138°	4.7	0.8	6.4	3.0
150°	8.6	-8.6	10.2	8.8
162°	17.0	-17.0	15.2	-11.5
174°	13.5	-13.5	51.7	-51.7
180°	305.2	-4.3	51.0	39.2

Tabla 1: Descriptores estadísticos para la cara interior y exterior

Esto es debido a que para obtener mejores resultados es necesario incrementar el número de

elementos en el volumen de control a la entrada y a la salida del tubo, ya que tienen una gran influencia pues la estela generada por el tubo aletado es muy compleja y con los elementos utilizados no es posible describir completamente el fenómeno.

Sin embargo, de las Figuras 7 y 8 se puede apreciar que aunque existen diferencias entre los resultados numéricos y los experimentales las tendencias de las distribuciones de los coeficientes de presión sobre las caras de la aleta se aproximan bastante a los datos experimentales. Por lo tanto, se puede aseverar que el modelo de turbulencia que mejor reproduce la dinámica del flujo en el canal formado por dos aletas inclinadas es el modelo de esfuerzos de Reynolds (RSM).

6 CONCLUSIONES

La comparación del comportamiento de diversos modelos de turbulencia: Spalart-Allmaras, κ - ϵ estándar, κ - ϵ RNG, κ - ϵ realizable, κ - ω SST y RSM, al llevar a cabo el estudio numérico de la dinámica del flujo de aire turbulento, tridimensional, estable e incompresible alrededor de un tubo con aletas cónicas inclinadas a 45° y para un número de Reynolds de 56000, permite hacer las siguientes conclusiones:

- El modelo de turbulencia que mejor se ajusta a los resultados experimentales es el modelo de esfuerzos de Reynolds (RSM);
- Al usar el modelo de turbulencia RSM se tiene un mayor costo computacional (+40%) y de recursos de memoria (+20%);
- Debido a las limitaciones del equipo de cómputo utilizado en este trabajo en la validación de los datos obtenidos numéricamente con los datos experimentales los valores de la desviación total promedio y la desviación promedio para algunos ángulos fueron mayores del 50%.

La simulación numérica es una herramienta muy útil en el análisis de la dinámica del flujo en canales de configuración compleja, pero siempre es importante definir cual modelo de turbulencia es el apropiado para cada caso de estudio.

REFERENCIAS

- I. Carvajal Mariscal, F. Sánchez Silva y G. Polupan. Incremento de la compactibilidad de los bancos de tubos aletados. *Memorias del VI Congreso anual de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica*, Termofluidos: 90–93, 2000.
- I. Carvajal Mariscal, F. Sánchez Silva and P. Quinto-Diez. Flow dynamics between the inclined fins of a finned tube. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22: 519–524, 2001a.
- I. Carvajal Mariscal, F. Sánchez Silva, M. Toledo Velazquez and V.A. Pronin. Experimental study on the local convective coefficient distribution on a pipe surface with inclined fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25: 293–299, 2001b.
- M. Gentry and A. Jacobi. Heat transfer enhancement by delta-wing-generated tip vortices in flat-plate and developing channel flows. *Journal of Fluids Engineering*, 124: 1158-1168, 2002.
- P. Gleenwood. Closer look at integrally finned-tube heat exchangers. *Chemical Engineering*, 103: 76-77, 1996.
- A. Herchang, J. Jiin Yuh and Y. Jer-Nan. Local heat transfer measurement of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45: 4069-4078, 2002.

- J. O'Brien and M. Sohal. Heat transfer enhancement for finned-tube heat exchangers with winglets. *Journal of Fluids Engineering*, 127: 171-178, 2005.
- S. Tiwari, G. Biswas, P. Prasad and S. Basu. Numerical prediction of flow and heat transfer in a rectangular channel with a built-in circular tube. *Journal of Fluids Engineering*, 125: 413-421, 2003.
- K. Torri, K. Kwak and K. Nishino. Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45: 3795-3801, 2002.
- H. Yanaoka, H. Yoshikawa and T. Ota. Numerical simulation of laminar flow and heat transfer over a blunt flat plate in square channel. *Journal of Fluids Engineering*, 124: 8-16, 2002.
- Zhang Li-Zhi. Turbulent three-dimensional air flow and heat transfer in a cross-corrugated triangular duct. *Journal of Fluids Engineering*, 127: 1151-1158, 2005.