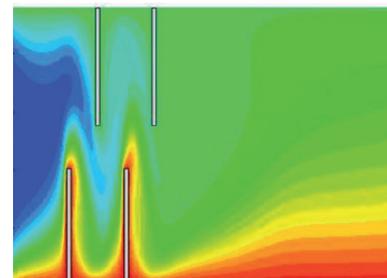


Simulación numérica de la convección mixta en un canal horizontal con aletas

NUMERICAL SIMULATION OF MIXED CONVECTIVE FLOW IN A FINNED HORIZONTAL CHANNEL

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/7171> | Recibido: 27/05/2014 • Aceptado: 13/04/2015



Isabel Virginia Hernández-Gutiérrez, Juan Gabriel Barbosa-Saldaña, Claudia del Carmen Gutiérrez-Torres, José Alfredo Jiménez -Bernal, Luis Alfonso Moreno-Pacheco, Pedro Quinto-Diez

Instituto Politécnico Nacional. ESIME-UPALM. Av. Instituto Politécnico Nacional s/n. Edif. 5, 3er Piso. LABINTHAP Col. Lindavista, C.P. 07738 - México D.F. México

ABSTRACT

• A numerical simulation for mixed convective airflow through a horizontal finned channel was carried out by means of a MATLAB® code. Steady state and two dimensional conditions are considered for solving the problem.

The discretization technique used was the finite volume and the SIMPLE (Semi-Implicit Pressure Linked Equations) algorithm was used to link the pressure and velocity fields inside the computational domain. The simulation was run for several fluid flow parameters ($Re=50, 100$ and 200) and a temperature difference between the hot wall and the fluid temperature at the inlet which results in Richardson from $Ri=0$ to $Ri=4.16$, then the results are for forced, natural and mixed convective flow regimes.

As results are found that the local Nusselt number and the recirculation zones increase when the Reynolds is augmented and it is inside the recirculation zone where the highest values for the Nusselt are allocated. At higher Richardson the size of the recirculation zones in axial and transversal direction is augmented and also higher magnitudes for vorticity are found.

• **Keywords:** Numerical simulation, mixed convection, horizontal finned channel, laminar flow, two-dimensional.

RESUMEN

Se realizó la simulación numérica para flujo de aire con transferencia de calor por convección mixta en estado permanente y régimen laminar en dos dimensiones a través de un canal horizontal con 4 aletas, mediante un código numérico en la plataforma MATLAB®.

Se utilizó la técnica de los volúmenes finitos para la discretización de las ecuaciones que gobiernan el fenómeno y el algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Pressure Linked Equations*) para acoplar la distribución de presiones y el campo de velocidades dentro del dominio computacional. El análisis de flujo se dio para diferentes parámetros de flujo ($Re=50, 100$ y 200) y que con una combinación de diferencia de temperaturas entre la pared más caliente y la temperatura del fluido a la entrada se originan condiciones de convección que van desde $Ri=0$ hasta $Ri=4.16$; es decir, convección forzada, mixta y natural.

Como resultado se encuentra que tanto el Nusselt local promedio como las zonas de recirculación crecen en tamaño a medida que se aumenta el Reynolds y es dentro de las mismas que se tienen los valores más elevados del Nusselt. El incremento del Richardson afecta positivamente el desarrollo de las zonas de recirculación y también se observa la aparición de zonas con vorticidad de mayor intensidad.

Palabras clave: Simulación numérica, canal horizontal con aletas, flujo laminar, convección mixta, bidimensional.

1. INTRODUCCIÓN

La mejora en la transferencia de calor es un punto de considerable interés en el diseño de sistemas térmicos que involucren un proceso convectivo. Tradicionalmente, las superficies extendidas como aletas, principalmente del tipo rectangular, han sido utilizados para aumentar la transferencia de calor incitando una mezcla por la acción de flujos secundarios en el fluido [1]. La investigación de flujos internos convectivos es estimulada principalmente por la creciente necesidad de procurar el control térmico de varios dispositivos de intercambio de calor encontrados en problemas prácticos de ingeniería tales como intercambiadores de calor compactos, enfriamiento de componentes en la industria de la electrónica, etc. Al respecto, la inserción de bloques o cuerpos sólidos en la corriente de flujo es una simplificación de estudio que consiste en suponer que el bloque es un componente electrónico el cual está sometido a condiciones de enfriamiento y cuyos resultados

han impactado positivamente el desarrollo tecnológico para el enfriamiento de dispositivos electrónicos por enfriamiento pasivo [2-3]. Referente a la mejora en la transferencia de calor Maughan e Incropera trabajaron numérica [4] y experimentalmente [5] en un canal horizontal de placas paralelas con aletas longitudinales para flujo laminar. Determinaron entre otros aspectos, que la transferencia de calor y la fuerza del flujo secundario debido a las fuerzas de flotación aumentan con el incremento del número de Rayleigh y con la altura de la aleta. Posteriormente Boutina y Bessaïh [6] presentan resultados de la simulación numérica de la convección mixta para el enfriamiento de componentes electrónicos considerando para esto dos bloques sólidos como fuentes generadoras de calor y estudian los efectos del Reynolds, la separación entre los mismos y su disposición en el arreglo, resaltando que este tipo de estudios permite el desarrollo de estrategias rentables para el desarrollo tecnológico en el enfriamiento de equipos electrónicos. Leung y su equipo de colaboradores [7] realizaron una simulación numérica de la convección forzada a través de una placa de circuitos electrónicos considerando flujo laminar. Dicho montaje consistió en un canal formado por dos placas paralelas que contiene dos obstáculos que simulan componentes electrónicos. Utilizaron la técnica de las diferencias finitas e hicieron uso de un esquema de segundo orden hacia adelante. Presentaron resultados del número de Nusselt en la superficie de los obstáculos y concluyeron que el Reynolds, el tamaño de los obstáculos y la separación entre ellos tienen una alta influencia en los campos de velocidad y distribución de temperatura así como en la transferencia de calor. Dogan y Sivrioglu [8] en su investigación experimental sobre aletas longitudinales calentadas desde abajo dentro de un canal horizontal, para un rango de Richardson de 0.4 hasta 5, diferentes alturas y espaciamiento de las mismas, determinaron que el espaciamiento óptimo para producir un máximo de transferencia de calor depende del Richardson. Al-Sarkhi y su grupo de colaboradores [9] analizan numéricamente los efectos de la combinación de la convección natural y forzada para un arreglo de canal con aletas y muestran que las fuerzas de flotación tienen una fuerte influencia en el campo de flujo en la vecindad de la aleta y en el valor del Nusselt y del coeficiente de fricción. Por su parte, Alosaimy [10] muestra resultados numéricos de la convección mixta en un canal horizontal con aletas con condición de flujo de calor constante en la frontera. Sus resultados indican que en la región de entrada la distribución del Nusselt se comporta como la de un flujo a convección forzada, posteriormente los efectos de flotación que derivan en flujos secundarios provocan que la distribución del Nusselt alcance un valor máximo para posteriormente tender al valor de flujo completamente desarrollado. Finalmente, Rout y colaboradores [11] hacen un estudio de la convección en régimen laminar a través de un tubo con aletas y mencionan que la importancia de realizar este tipo de investigaciones radica en las aplicaciones de ingeniería para aumentar y eficientar los mecanismos de transferencia de calor en intercambiadores de calor compactos, incluyendo el calentamiento o enfriamiento de fluidos viscosos en procesos industriales, en el manejo de aceites pesados, flujos convectivos en colectores solares, inclusive en aplicaciones de enfriamiento de circuitos electrónicos.

La literatura muestra que la investigación en canales hori-

zontales con aletas con condiciones de temperatura constante impuesta en las paredes es de amplio interés y que si además se consideran los efectos de las fuerzas de flotación ($Ri > 1$) la información obtenida es más cercana a un caso real y por tanto de mayor relevancia [12-13]. Por tal motivo, en el presente artículo se muestran los resultados del estudio del comportamiento del flujo, la distribución del campo de temperaturas y vorticidad en un conducto horizontal mediante la implementación de un código numérico que considera la convección mixta y que muestra una zona de cuatro aletas alternadas que se extienden hasta un cuarenta por ciento del ancho del mismo. Los resultados obtenidos en el presente estudio serán de utilidad en aplicaciones de diseño para diversas industrias, entre las cuales se encuentran aplicaciones de diseño de intercambiadores de calor compactos, en el diseño de placas absorbedoras en colectores solares para calentamiento de fluidos, así como para la industria de enfriamiento de equipo electrónico donde la relación espacio-peso es de suma importancia, cámaras de mezclado y cámaras de combustión, y en general en cualquier situación donde se pretenda aumentar la eficiencia de los mecanismos de transferencia de calor entre una pared a determinada temperatura y un flujo convectivo.

2. MODELO MATEMÁTICO

2.1. ECUACIONES FUNDAMENTALES

En el presente estudio se busca la solución numérica del fenómeno de la convección mixta en régimen laminar y bidimensional en estado permanente para el flujo incompresible de un fluido newtoniano e isotrópico que no considera efectos de generación de calor ni de disipación viscosa y se hace uso de la aproximación de Boussinesq para considerar los efectos de las fuerzas de flotación; cómo lo indica el último término del lado derecho de la ecuación (3). Las ecuaciones que gobiernan el fenómeno expresadas en coordenadas rectangulares son [14]:

Conservación de la Masa:

$$\text{div}(\vec{u}) = 0 \tag{1}$$

Conservación de momentum en x:

$$\rho \text{div}(u\vec{u}) = \mu \text{div}(\text{grad}u) - \frac{\partial p}{\partial x} \tag{2}$$

Conservación de momentum en y:

$$\rho \text{div}(v\vec{u}) = \mu \text{div}(\text{grad}v) - \frac{\partial p}{\partial y} + g\beta\rho_0(T - T_0) \tag{3}$$

Conservación de la Energía:

$$\rho \text{div}(T\vec{u}) = \frac{k}{c_p} \text{div}(\text{grad}T) \tag{4}$$

En el desarrollo del trabajo se utilizan el número de Reynolds ($Re = \frac{\rho u_0 s}{\mu}$), para definir que el flujo que se estudia es laminar (puesto que son menores a $Re < 2300$) y el número de

Richardson ($Ri = \frac{g\beta\rho^2 s^2 \Delta T}{Re^2}$) que permite clasificar la convección en forzada ($Ri=0$), mixta ($Ri\approx 1$), o natural ($Ri>1$). También se utiliza el número de Nusselt ($Nu = \frac{s\rho c_p}{\gamma_{super} - \gamma}$) para analizar la transferencia de calor en el proceso de la convección para las condiciones propuestas. A continuación se define el problema a analizar y se describe la estrategia numérica a seguir.

2.2. PROBLEMA A RESOLVER

La geometría a considerar es un canal con aletas dispuesto horizontalmente como el que se muestra en la Figura 1. Las aletas se numeran de izquierda a derecha en su orden de aparición, por lo que la primer y tercer aleta se unen a la pared inferior, mientras que la segunda y cuarta aleta se colocan en la pared superior. Se usa aire como sustancia de trabajo, con propiedades constantes e isotrópicas que se definen a condiciones de temperatura ambiente (293 K), mientras que las aletas se considera que son de aluminio ($k=209.3\text{W/m}\cdot\text{K}$).

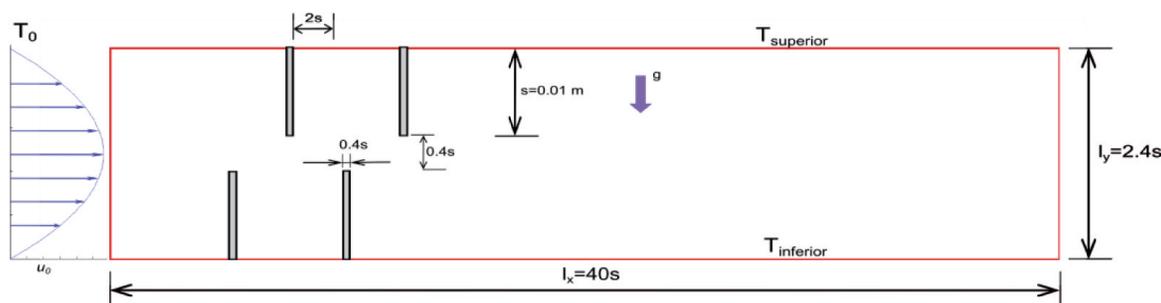


Fig. 1: Geometría y condiciones de frontera para el canal horizontal

A la entrada del canal, el perfil de velocidad corresponde a uno completamente desarrollado y a temperatura constante ($T_0=293\text{ K}$). Esta situación se planteó para atribuir cualquier comportamiento del flujo a las aletas y a las condiciones de calentamiento propuestas. En las paredes del canal se considera que la condición de frontera para el fluido es la de no deslizamiento, mientras que la condición impuesta para el problema de transferencia de calor es de temperatura constante en la pared, de tal forma que en el canal horizontal, la pared inferior fue la de mayor temperatura mientras que la pared superior se impone temperatura constante con un valor de 313 K. Con esto, se puede considerar para efectos del análisis numérico que las temperaturas de las paredes y las aletas se encuentran a temperatura uniforme y constante. Esta última aseveración es el resultado de una simplificación al problema que se cumple cuando la conductividad de la parte sólida es de dos a tres órdenes de magnitud mayor que la del fluido [3]. Para la salida del ducto las condiciones de frontera que se prescriben son tales que el gradiente de cualquier variable en la dirección axial es igual a cero, esto se justifica dado que la longitud del canal en la dirección axial después del último cuerpo sólido es mucho mayor a diez veces la altura del mismo [14-17].

2.3. PROCEDIMIENTO NUMÉRICO

Se desarrolló un código en Matlab® para la solución numérica del problema de convección forzada, natural y mixta en un ducto horizontal con aletas. La técnica de discretización utilizada fue la de los volúmenes finitos. Se hace uso de una malla escalonada, considerando una malla para los parámetros

escalares (presiones, temperaturas y propiedades del fluido) asociando estos últimos valores a cada punto nodal, mientras que para las velocidades se genera otra malla ubicando cada componente de velocidad en las caras del volumen de control de la malla de escalares [14]. Esta situación es una práctica cotidiana en la simulación numérica y se beneficia del hecho que cada nodo de presión estará circundado por dos nodos de velocidad y asimismo cada nodo de velocidad está asociado a dos nodos de presión contiguos. Para obtener mayor información en las zonas cercanas a las paredes donde los gradientes son mayores se emplea una cantidad mayor de nodos, haciendo uso así de una malla no uniforme; dada las condiciones en el eje x se propone una malla que cerca de las paredes de las aletas es muy fina y se hace burda a medida que se aleja de las mismas. Por su parte, dada la geometría en el eje y, la malla utilizada en esa dirección es simétrica respecto a un eje axial imaginario que divide el canal exactamente por la mitad.

Las aletas se discretizan de forma similar que para la parte del fluido, pero en las ecuaciones de momento se escoge un elevado coeficiente de difusión ($\mu \approx 10^{100}\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$), mientras que para la ecuación de conservación de la energía se escoge una elevada conductividad térmica con lo que se tiene que el sólido puede considerarse como isotérmico [3, 18].

Para acoplar los campos de velocidades y presión de las ecuaciones que rigen el fenómeno se utiliza el algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) desarrollado por Patankar y Spalding [18], y que en esencia calcula los campos de velocidad y temperatura suponiendo una distribución de presiones inicial, para posteriormente corregir dicha presión y volver a calcular las velocidades y temperaturas hasta que se ve satisfecha la ecuación de conservación de la masa y los criterios de convergencia. La convergencia de la solución se declara cuando los residuos normalizados para las variables en cuestión alcanzan un orden de error residual relativo porcentual menor a 10^{-6} .

2.3.1. Validación

El hecho de implementar un código numérico para la solución de problemas de ingeniería conlleva una verificación de que los resultados obtenidos sean fiables. Para satisfacer este requisito, se considera el trabajo desarrollado por Yang [19] en donde se muestra un análisis numérico de convección en un canal horizontal de placas paralelas infinitas con un $Re=200$ y $Ri=1$ y una aleta transversal localizada en la pared inferior. Las distribuciones de temperatura y líneas de corriente obtenidas con el presente código comparadas con los de la literatura

referida se muestran en la figura 2, mientras que la cuantificación de los errores se resume en la Tabla 1. De la misma se observa que el presente estudio muestra errores del orden de 8.3% como máximos, con esto se considera que la herramienta desarrollada es capaz de reproducir resultados en problemas de convección en canales con aletas.

Del estudio de independencia de malla se concluye que una malla de $n_x:n_y::170:97$ reportó errores relativos en el rango del 1% y una disminución considerable en el tiempo de cómputo, por lo que se selecciona como base para las corridas que se reportan en la sección de resultados. Por cuestiones de espacio no se agrega más información pero para un mayor detalle del proceso de validación e independencia de malla se puede consultar algunas publicaciones previas de los autores [20].

Una vez descritos los procesos de validación e independencia de malla la siguiente sección muestra los resultados obtenidos y la discusión de los mismos.

que la pared inferior (T_w) se mantuviera a una temperatura fija y constante de tal manera que fuera 50 K y 70 K mayor a la temperatura de entrada del fluido al canal (T_0). La combinación de los diferentes números de Reynolds y los incrementos de temperatura generan diferentes números de Richardson para cada condición como se indica en la Tabla 2.

En la figura 3 se presentan las distribuciones de los componentes de velocidad horizontal y las líneas de corriente para los diferentes casos de estudio. El flujo que pasa a través del canal es estrangulado y acelerado a su paso por la zona aletada formando regiones de baja velocidad y zonas de recirculación de flujo. En general, se observa que por la simetría en la dirección vertical de los contornos para la entrada ($x/s=0$), el flujo entra al ducto como un perfil completamente desarrollado y conforme pasa a través de la región aletada el flujo se va acelerando y forma zonas de recirculación adyacentes a las paredes laterales de las aletas. En esta figura las zonas de recirculación o de componente de velocidad horizontal negativo

	Yang et.al., 2010 [19]	Estudio actual	Error relativo%
Isoterma de valor 297.6K	$X_{t-Yang} @6.0$	$X_{t-actual} @5.8$	3.33
Tamaño de la zona de recirculación posterior a la aleta	$x_{r-Yang} @6.5$	$x_{r-actual} @7.04$	8.3%

Tabla 1: Validación del código en convección para $Re=200$ y $Ri=1$. Isotermas y tamaño de la zona de recirculación

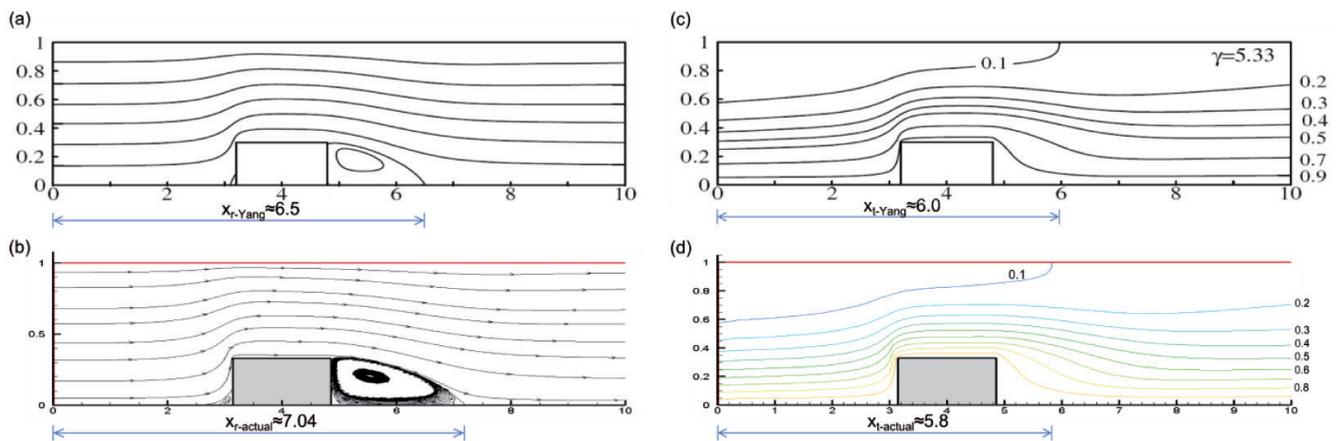


Fig. 2: Validación: líneas de corriente para $Re=200$ y $Ri=1$ en convección mixta (a) Yang et al., 2010 [19] (b) Estudio actual. Isotermas para $Re=200$ y $Ri=1$ (c) Yang et al., 2010 [19] (d) Estudio actual

3. RESULTADOS

Para estudiar el efecto del flujo de fluidos en la geometría mostrada se consideraron tres diferentes regímenes de Reynolds para flujo laminar que fueron determinados en base de la altura de la aleta (s) como longitud característica y con la velocidad media del perfil parabólico (u_m). Asimismo, se propuso

son las zonas sin color. A su paso por el canal el flujo avanza y alcanza la zona de la última aleta en la cual presenta una mayor aceleración, teniendo como impacto que las zonas de recirculación son de mayor tamaño a las que se presentan en las aletas previas. Finalmente, el flujo a la salida tiende a ser un flujo completamente desarrollado. De manera similar, en la figura se aprecia la influencia del Reynolds en la formación de las zonas de recirculación. A medida que aumenta el Reynolds las zonas de flujo acelerado y los vórtices incrementan su tamaño y se forman nuevas zonas de recirculación hacia la salida del canal. Asimismo, se definen regiones de velocidad negativa sobre las aletas para Reynolds elevados. El aumento en el momentum del flujo también provoca un crecimiento en la dirección vertical de las zonas definidas como zonas de re-

	Re =50	Re =100	Re =200	Re=50	Re=200
$\Delta T = 50$ K	$Ri=2.97$	$Ri=0.74$	$Ri=0.18$	----	$Ri=0$
$\Delta T = 70$ K	$Ri=4.16$	$Ri=1.04$	$Ri=0.26$	$Ri=0$	----

Tabla 2: Matriz de casos de estudio para el canal

circulación. Al respecto se puede observar claramente que los contornos de componente de velocidad negativa se extienden verticalmente más allá de la altura de la aleta a medida que se avanza en la dirección de flujo, mientras que para la aleta 1 la altura de las zonas de recirculación no rebasa la altura de la misma.

Las líneas de corriente indican que conforme el flujo se aproxima a las aletas éstas son desviadas hacia la pared opuesta debido al salto que tiene que dar el flujo para librar la zona de la aleta. Como se puede apreciar, el tamaño en la dirección axial y en la dirección vertical de las zonas de recirculación aumenta a medida que se avanza hacia la salida del canal. Mientras el Reynolds aumenta, el tamaño y las magnitudes de las zonas de recirculación en los alrededores de las aletas se incrementan. Este particular fenómeno, se debe al aumento del momentum axial del flujo o aceleración convectiva, causado por el cambio brusco en la sección transversal debido a la presencia de las aletas, impidiendo que el flujo principal llene todo el canal y por tanto acelerándolo, generando zonas de recirculación más grandes a medida que se avanza en la dirección axial. Finalmente, al pasar la última aleta el flujo se separa y tiende a adjuntarse. Para $Re=50$; fig. 3a), 3b) y 3g); el flujo se agrupa y a la salida del canal tiende a parecerse a un flujo completamente desarrollado. Sin embargo, para $Re=100$ y 200 se forman zonas de recirculación adyacentes tanto a la pared superior como a la pared inferior, corriente abajo a partir de la mitad del canal en la dirección axial ($x/s > 0.2m$). En ambos casos, las dimensiones de estas zonas son considerables. Dichas formaciones se deben a que el flujo adquiere una velocidad alta al pasar los obstáculos, saliendo con un cierto ángulo e impactando en la pared inferior, generando el vórtice en dicha pared. Para $Re=200$ (figs. 3e), 3f), y 3g)) la velocidad es tal que dada la separación entre las paredes del canal vuelve a impactar en la pared superior, generando el último vórtice a la salida para posteriormente restablecerse en un flujo completamente desarrollado.

Si en la figura 3 se comparan para las tres primeras filas tanto la columna izquierda y la columna derecha se podrá observar que para el mismo Reynolds y un aumento del Richardson las zonas de recirculación incrementan su tamaño tanto en la dirección axial como en la dirección normal al flujo principal. El aumento en la dirección vertical podría asociarse al hecho de que los números de Richardson son mayores, es decir en éstas últimas la aportación de las fuerzas de flotación son de mayor importancia, mientras que el aumento en la dirección axial se podría asociar a la necesidad de que se cumplan los principios de conservación.

La figura 3b) y la figura 3h) permiten la comparación directa de la consideración de las fuerzas de flotación ya que se muestra el caso de $Ri > 1$ y $Ri = 0$ para el mismo Re . Se observa que la zona de recirculación posterior a la última aleta crece de tamaño tanto en la dirección axial como en la dirección vertical. De forma similar, todas las zonas de recirculación presentan un tamaño mayor a medida que el Ri aumenta. Esto permite decir que el incremento en el Richardson afecta el campo de flujo. Asimismo, se observa que la zona central donde se tienen las mayores magnitudes de la velocidad axial se extiende hacia la salida del canal y en la dirección vertical a medida que el Ri se incrementa, favoreciéndose así el momentum del flujo.

La figura 4 presenta los contornos de temperatura obtenidos en el dominio computacional para los casos en estudio. Se aprecia en la misma que las zonas de temperatura más elevada se localizan en la vecindad de la pared inferior y en la vecindad de las aletas 1 y 3. Esta situación es lógica cuando se consideran las condiciones de frontera impuestas. De forma análoga, las figuras permiten identificar zonas de elevada temperatura que penetran en forma de crestas onduladas desde la pared inferior para $Re=100$ y 200 . Este particular fenómeno se puede asociar a la presencia de las zonas de recirculación y, que es debido a éstas que se presentan zonas de mayor mezclado de temperatura promoviéndose mayor remoción de calor de las paredes. Si bien, el objeto de proponer las aletas es incrementar la transferencia de calor provocando un mayor mezclado, los resultados anteriores demuestran que dicha situación se cumple.

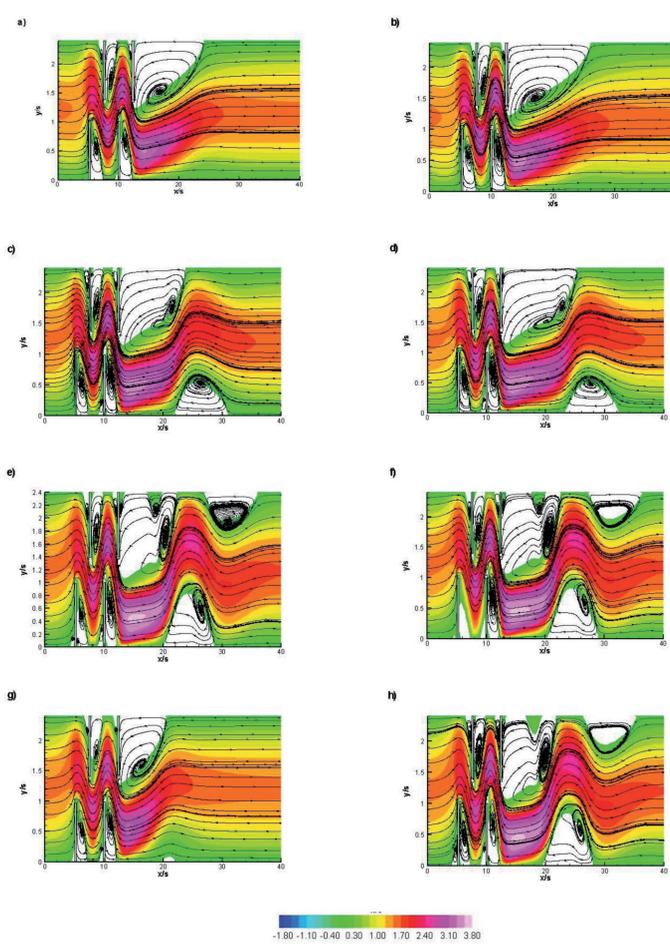


Fig. 3: Contornos de velocidad axial (u/u_m) y líneas de corriente. a) $Re=50$ $Ri=2.97$, b) $Re=50$ $Ri=4.16$, c) $Re=100$ $Ri=0.74$, d) $Re=100$ $Ri=1.04$, e) $Re=200$ $Ri=0.18$, f) $Re=200$ $Ri=0.26$, g) $Re=50$ $Ri=0$ ($T_w=363$ K), h) $Re=200$ $Ri=0$ ($T_w=343$ K)

También se observa que a mayor número del Ri se aumenta la presencia de zonas de alta temperatura que tienden a moverse hacia la pared superior del canal, este particular comportamiento se puede atribuir a las fuerzas de flotación, que para el caso de las figuras de la columna de la derecha de la figura 4 son de una mayor intensidad. Este comportamiento, se observa de manera más detallada comparando las figuras

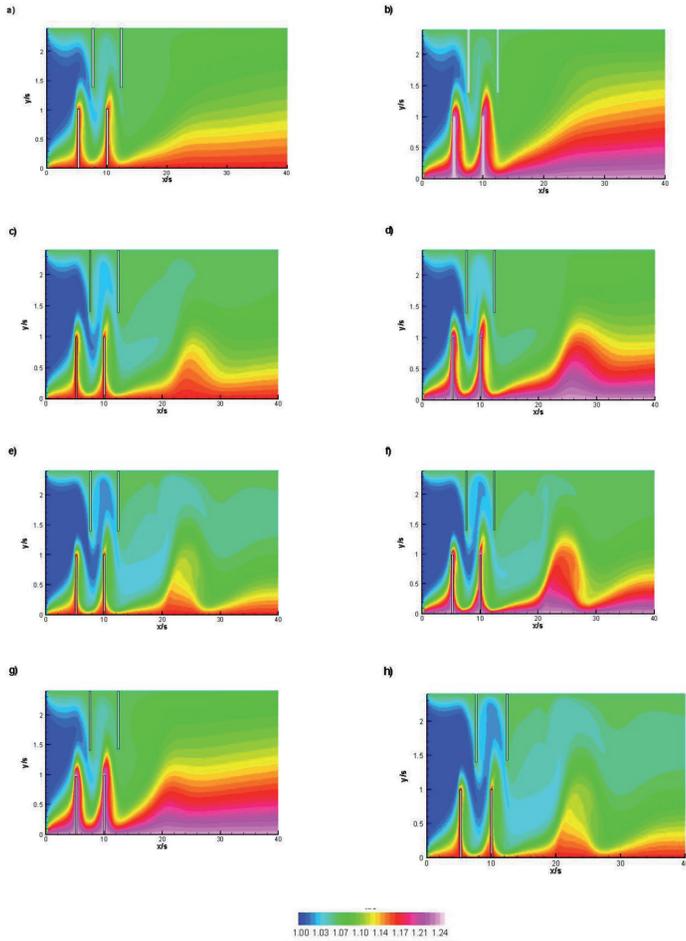


Fig. 4: Contornos de temperatura (T/T_0). a) $Re=50$ $Ri=2.97$, b) $Re=50$ $Ri=4.16$, c) $Re=100$ $Ri=0.74$, d) $Re=100$ $Ri=1.04$, e) $Re=200$ $Ri=0.18$, f) $Re=200$ $Ri=0.26$, g) $Re=50$ $Ri=0$ ($T_w=363$ K), h) $Re=200$ $Ri=0$ ($T_w=343$ K)

4b) y 4g). En la primera de las mismas se tiene un crecimiento paulatino y que al final del dominio la zona de tonos rojizos (o mayor temperatura) llena una mayor porción de la extensión vertical del canal. Asimismo, se observa que para Richardson más elevado las zonas de baja temperatura (tonos azules) se extienden una menor proporción en la dirección horizontal. Esto puede deberse a que a mayor Richardson las fuerzas de flotación provocan un mayor transporte de energía desde la zona de alta temperatura debido a las corrientes ascendentes del flujo.

En general, el aire a temperatura ambiente entra al canal y al llegar a la primera aleta; cerca de la esquina inferior de la pared izquierda, las isotermas se extienden en dirección opuesta al flujo principal debido al efecto del vórtice de la esquina inferior. También se aprecia que las isotermas son compactadas por el lado izquierdo, mientras que se extienden por el lado derecho, repitiéndose lo anterior en cada aleta. La combinación de estos dos efectos puede explicar el aumento de la magnitud de los gradientes de temperatura locales, impactando directamente en el Nusselt local a lo largo de la posición axial que se muestra en la figura 6.

En la figura 5 se muestra el campo de vorticidad para los diferentes casos de estudio. La tendencia observada en las figuras es muy similar y se encuentra que la zona de mayor vorticidad se da entre la segunda y cuarta aleta. La máxima

vorticidad se asocia a puntos dónde se da una inflexión en el perfil de velocidades dentro de la capa límite. De tal manera que para la figura, los máximos de la vorticidad se dan en la punta de las aletas dónde se tiene un punto de inflexión dado que la capa límite se rompe dado el cambio brusco en la geometría o a que el flujo es estrangulado repentinamente. De manera muy similar se asocian las zonas de recirculación adyacentes a la pared superior e inferior a zonas de considerable vorticidad principalmente para $Re=200$ en la proximidad de la coordenada $x/s \approx 20$. Finalmente, comparando las figuras 5b) y 5g) se observa que a medida que las fuerzas de flotación tienen mayor importancia, las zonas de vorticidad elevada se extienden en una región mayor del dominio computacional. En sí, se podría establecer que la convección natural promueve la vorticidad y quizá para el caso de un fenómeno tridimensional sea responsable de los roles convectivos que se originan en flujo en canales horizontales sometidos a condiciones de calentamiento.

En la figura 6 se grafica el Nusselt local contra la posición axial para la pared inferior. La tendencia en el comportamiento para los casos analizados es muy similar. Se inicia con un Nusselt muy elevado por la diferencia de temperaturas del aire y la pared, para posteriormente decrecer hasta cero observándose claramente la presencia de la primer ($x/s=5$) y tercer aleta ($x/s=9.8$). En el área adyacente a la base izquierda de la primer aleta, una transferencia de calor pobre es encon-

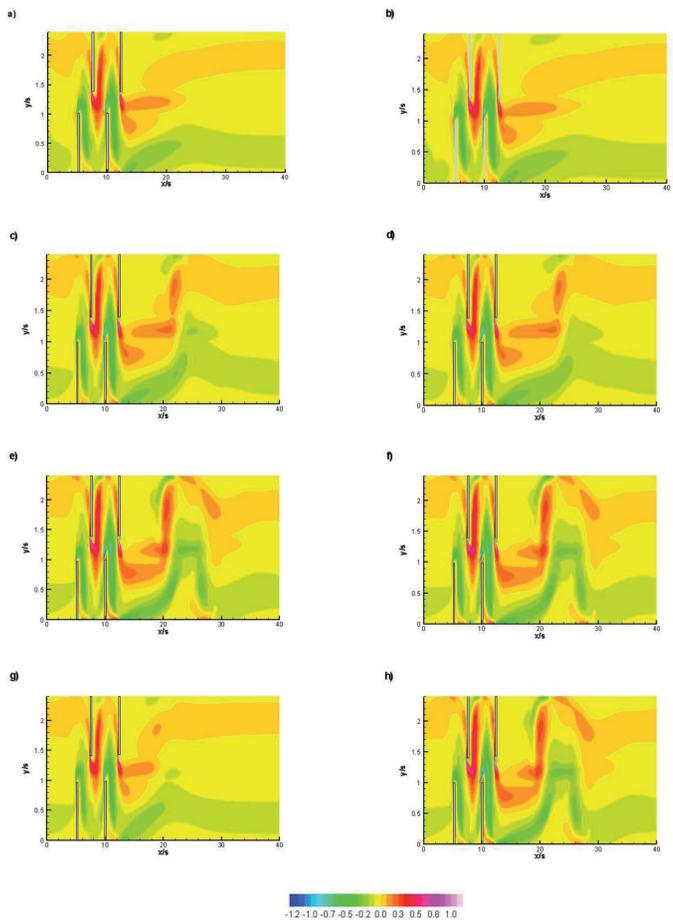


Fig. 5: Contornos de vorticidad (z). a) $Re=50$ $Ri=2.97$, b) $Re=50$ $Ri=4.16$, c) $Re=100$ $Ri=0.74$, d) $Re=100$ $Ri=1.04$, e) $Re=200$ $Ri=0.18$, f) $Re=200$ $Ri=0.26$, g) $Re=50$ $Ri=0$ ($T_w=363$ K), h) $Re=200$ $Ri=0$ ($T_w=343$ K)

trada debido al flujo local estancado en la esquina de la aleta 1 ($x/s=5$). En el borde izquierdo y superior de la misma se encuentra un aumento considerable en la transferencia de calor causado por un aumento en la velocidad de flujo debido a la reducción del área normal al flujo principal. Después, se produce un pronunciado decremento del Nusselt local hasta donde termina el borde de la aleta debido al crecimiento de la capa límite térmica sobre la pared horizontal de la misma ($x/s=5.4$). Corriente abajo del canal se encuentra un crecimiento del Nusselt debido a las zonas de recirculación que se forman entre la primer y tercer aleta, asociadas a zonas de mayor mezclado resultando un aumento en la transferencia de calor por convección. En la zona de la aleta tres ($x/s=9.8$) se encuentra una zona de estancamiento de flujo y su consecuencia en la caída del Nusselt hasta un valor cero, como se describió para la aleta uno. Asimismo, se observa que corriente abajo de la aleta 3 se alcanzan los valores máximos para el Nusselt que se asocian a las zonas de recirculación más grandes dentro del canal. Posterior a este máximo, el Nusselt decrece hacia su valor asintótico a la salida para $Re=50$. Sin embargo, para un $Re=200$ hay una zona entre $x/s=25$ y $x/s=30$ donde se presenta un aumento considerable en el Nusselt y comparando con la figura 3 para el mismo Reynolds coincide con la ubicación de la segunda recirculación de la pared inferior. Este comportamiento no es tan evidente para $Re=100$ pero si está presente.

Se observa que se tienen mayores valores de Nusselt para Reynolds más altos (figura 6 parte inferior). A medida que el Reynolds aumenta, la magnitud de los gradientes de tempera-

tura se incrementa en la región anterior a la esquina superior de las aletas en la pared inferior. El mayor momentum del flujo reduce el espesor de la capa límite térmica en esta zona, y la magnitud de los gradientes de temperatura se ve aumentada. Basado en esto, el Nusselt local cerca del borde de ataque tiene el valor más alto, posteriormente decrece a lo largo de la superficie de la aleta hasta el borde derecho, donde el Nusselt se incrementa ligeramente para volver a caer bruscamente. En la zona entre aletas existe un incremento considerable en la transferencia de calor, pero el máximo se presenta después de la última aleta.

Finalmente, se puede apreciar en la figura 6 parte superior que se registran mayores valores del Nusselt para convección mixta ($Ri>1$) que para convección forzada ($Ri=0$). En este punto se establece que las fuerzas de flotación contribuyen de forma positiva a una mejor transferencia de calor. La figura 6 en su parte inferior muestra que para un $Re=200$ la convección forzada pura ($Ri=0$) y la convección mixta ($Ri>0$) tienen un comportamiento muy similar y que superan ampliamente el caso de $Ri\approx 1$; que a su vez fue el que exhibió un mejor comportamiento en la gráfica de la parte superior de la figura. Esto permite llevar a la conclusión de que para un Reynolds bajo (menores a 100) la convección mixta y las fuerzas de flotación tienen un papel importante en la transferencia de calor del flujo, pero para Re igual a 200, el mecanismo predominante de la transferencia de calor es por el momentum del flujo, aún y cuando existe una influencia marcada de las fuerzas de flotación en el comportamiento del flujo, como se discutió en la primer parte de esta sección.

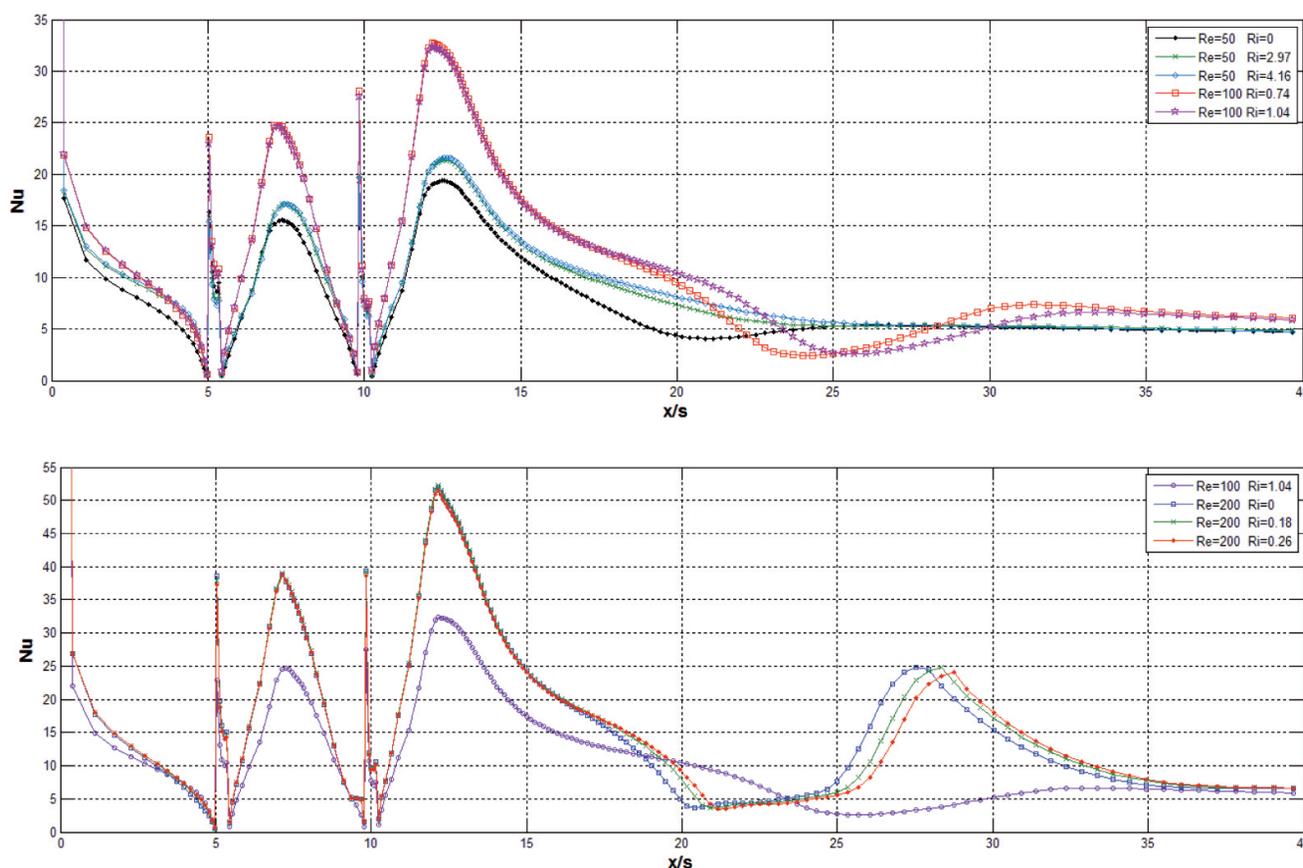


Fig. 6: Nusselt local para el canal horizontal a través de la pared inferior

4. CONCLUSIONES

Se presentaron las distribuciones de velocidad para la componente axial de la velocidad (u), las estructuras de flujo, la vorticidad, así como la distribución de temperatura, y el Nusselt local a lo largo del canal horizontal con cuatro aletas por el cual circula un flujo de aire para diferentes condiciones de convección.

- El código numérico desarrollado para tal efecto fue validado previamente, obteniéndose errores cercanos al 8%.

- Se observó que las recirculaciones producidas por el paso del flujo aumentan en tamaño en la dirección axial y en la dirección normal según la dirección principal del flujo en el canal.
- Al incremento del Reynolds todas las zonas de recirculación aumentan su tamaño.
- En las zonas de recirculación el Nusselt presenta incrementos, esto puede ser debido a que el flujo en esta zona presenta un mayor mezclado.

NOMENCLATURA

	Descripción	[unidades]
C_p	Calor específico (1005)	[J/kg-K]
div	Divergencia	
g	Aceleración de la gravedad (9.81)	[m/s ²]
$grad$	Gradiente	
k	Conductividad térmica (0.0259)	[W/m-K]
l_x	Longitud del canal en la dirección x/horizontal (40s)	[m]
l_y	Longitud del canal en la dirección y/vertical (2.4s)	[m]
ρ	Presión	[Pa]
s	Longitud de la aleta en la dirección vertical (s=0.01)	[m]
T	Temperatura	[K]
T_b	Temperatura media o de bulk $T_b = \frac{1}{Au_m} \int_A uT dA$	[K]
T_0	Temperatura a la entrada del canal (293)	[K]
T_w	Temperatura de la pared inferior	[K]
\vec{u}	Vector velocidad	[m/s]
u	Componente de velocidad en la dirección x	[m/s]
v	Componente de velocidad en la dirección y	[m/s]
u_m	Velocidad media $u_m = \frac{1}{A} \int_A u dA$	[m/s]
x	Dirección en la coordenada x/horizontal	[m]
y	Dirección en la coordenada y/vertical	[m]
x_r	Longitud de la zona de recirculación en el eje x	[m]
Símbolos griegos		
β	Coefficiente de expansión volumétrico (3.407×10 ⁻³)	[K ⁻¹]
Δ	Delta o diferencia	K
μ	Viscosidad dinámica (1.81×10 ⁻⁵)	[N-s-m ⁻²]
ρ	Densidad (1.205)	[kg-m ⁻³]
ζ	Vorticidad	[s ⁻¹]

- Se presenta la formación de nuevas zonas de recirculación, conforme aumenta la velocidad del flujo, y las otras zonas ubicadas en los alrededores de las aletas se intensifican, como es el caso de $Re=100$ y 200 , donde se presentan vórtices corriente abajo a partir de la mitad del canal, y pequeños vórtices en las bases de las aletas.
- La zona de mayor vorticidad se da en la punta de las aletas donde el desprendimiento de la capa límite es obvio debido a la reducción brusca en el área transversal normal a la dirección del flujo principal.
- El Nusselt aumenta con el incremento del Reynolds. En la zona entre aletas existe un incremento del Nusselt y su máximo en la pared inferior se localiza en la región posterior a la aleta 3 y posteriormente decrece asintóticamente.
- Para Reynolds $Re=100$ y $Re=50$ combinados con Richardson $Ri>0$ se reportan valores de Nusselt de mayor magnitud. Sin embargo, para un $Re=200$ el Nusselt tiene un considerable aumento comparado con los demás casos concluyendo que para este valor la convección predominante es la forzada.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Sahiti N. Pin Fin Heat Transfer Surfaces. VDM Verlag, 2008. 160p. ISBN 978-3639441543
- [2] Korichi A, Oufer L. "Numerical Heat Transfer in a Rectangular Channel with Mounted Obstacles on upper and Lower Walls". International Journal of Thermal Sciences. Jul 2005. Vol. 44-7. p. 644-655. (www.http://doi:10.1016/j.ijthermalsci.2004.12.003)
- [3] Young TJ, Vafai K. "Convective Cooling of a Heated Obstacle in a Channel". International Journal of Heat and Mass Transfer. Oct 1998. Vol. 41-20. p. 3131-3148.
- [4] Maughan JR, Incropera FP. "Mixed Convection Heat Transfer with Longitudinal Fins in a Horizontal Parallel Plate Channel: Part I-Numerical Results". Journal of Heat Transfer ASME. Aug 1990. Vol. 112-3. p.612-618. (www.http://doi:10.1115/1.2910431)
- [5] Maughan JR, Incropera FP. "Mixed Convection Heat Transfer with Longitudinal Fins in a Horizontal Parallel Plate Channel: Part II-Experimental Results". Journal of Heat Transfer ASME. Aug 1990. Vol. 112-3. p.619-624. (www.http://doi:10.1115/1.2910432)
- [6] Boutina L, Bessaïh R. "Numerical Simulation of Mixed Convection Air-Cooling of Electronic Components Mounted in an Inclined Channel". Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31. p. 2052-2062. (www.http://doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.03.021)
- [7] Leung CW, Chen S, Chan TL. "Numerical Simulation of Laminar Forced Convection in an Air-Cooled Horizontal Printed Circuit Board Assembly". Numerical Heat Transfer Part A. 2000. Vol. 37-4. p. 373-393. (www.http://doi:10.1080/104077800274235)
- [8] Dogan M, Sivrioglu M. "Experimental Investigation of Mixed Convection Heat Transfer from Longitudinal Fins in a Horizontal Rectangular Channel". International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 53. p. 2149-2158. (www.http://doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.031)
- [9] Al-Sarkhi A, Abu-Nada E, Akash A, Jaber JO. "Numerical Investigation of Shrouded Fin Array under Combined Free and Forced Convection". Int. Comm. Heat Mass Transfer. 2003, Vol. 30-3. p.435-444.
- [10] Alosaimy AS. "Numerical Simulation of Mixed Convection from Longitudinal Fins in a Horizontal Rectangular Channel". Journal of Engineering and Computer Sciences. 2012, Vol. 5-1. p. 73-92.
- [11] Rout SK, Mishra DP, Thatoi DN, Acharya AK. "Numerical Analysis of Mixed Convection through an Internally Finned Tube". Advances in Mechanical Engineering. 2012. 1-10. (www.http://doi:10.1155/2012/918342)
- [12] Dogan M, Sivrioglu M. "Experimental Investigation of Mixed Convection Heat Transfer from Longitudinal Fins in a Horizontal Rectangular Channel: In Natural Convection Dominated Flow Regimes". Energy Conversion and Management. Oct 2009. Vol. 50-10. p. 2513-2521. (www.http://doi:10.1016/j.enconman.2009.05.027)
- [13] Bakkas M, Amahmid A, Hasnaoui M. "Numerical Study of Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Channel Provided with Rectangular Blocks Releasing uniform Heat Flux and Mounted on its Lower Wall". Energy Conversion and Management. Oct 2008. Vol. 49-10. p. 2757 -2766. (www.http://doi:10.1016/j.enconman.2008.03.017)
- [14] Versteeg HK, Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method. Prentice Hall, 2007. 257p. ISBN 0-582-21884-5
- [15] Desrayaud G, Lauriat G. "Flow reversal of Laminar Mixed Convection in the entry Region of Symmetrically Heated, Vertical Plate Channels". International Journal of Thermal Sciences. Nov 2009. Vol. 48-11. p. 2036-2045. (www.http://doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.002)
- [16] Comici G, Nonino C. "The Outflow Boundary Condition for Mixed Convection Problems". Transactions on Engineering Sciences. 1998. Vol. 18. P. 1-10. (www.http://doi:10.2495/AFM980081)
- [17] Yang MH, Yeh RH, Hwang JJ. "Forced Convective Cooling of a Fin in a Channel". Energy Conversion and Management. Jun 2010, Vol.51-6. p. 1277-1286. (www.http://doi:10.1016/j.enconman.2010.01.003)
- [18] Patankar SV. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Taylor & Francis, 1980. 197p. ISBN 0-89116-522-3
- [19] Yang MH, Yeh RH, Hwang JJ. "Mixed Convective Cooling of a Fin in a Channel". International Journal of Heat and Mass Transfer. Jan 2010, Vol.53-4. p. 760-771. (www.http://doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.012)
- [20] Hernández-Gutiérrez IV. "Simulación Numérica de la Transferencia de Calor por Convección Mixta a través de un Canal Aletado" Tesis de Maestría. Sección de Estudios de Posgrado e Investigación Unidad Zacatenco-IPN, 2012.