

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos
Universidad Politécnica de Cartagena

Estudio de la transferencia de calor en sistemas de placas en régimen turbulento

Antonio Sánchez Kaiser
Antonio Viedma Robles
Blas Zamora Parra

10 de septiembre de 2004

Índice

1. Estudio de la transferencia de calor en sistemas de placas en régimen turbulento	3
1.1. Introducción	3
1.2. Validación del modelo	4
1.2.1. Comparación con Versteegh y Nieuwstadt	4
1.2.2. Comparación con Rodrigues, Piedade, Lahellec y Grandpeix	6
1.2.3. Comparación con Miyamoto, Kato y Kurima	8
1.3. Transferencia de calor en canal recto	9
Bibliografía	12

1. Estudio de la transferencia de calor en sistemas de placas en régimen turbulento

1.1. Introducción

Esta investigación se presenta en el campo de la transmisión de calor y más concretamente en lo relativo a los flujos convectivos turbulentos originados en este proceso. Las aplicaciones de la transmisión de calor convectiva son bastante variadas. Una de ellas la constituyen los sistemas pasivos de climatización que en muchas ocasiones dan lugar a lo que se ha llamado arquitectura bioclimática.

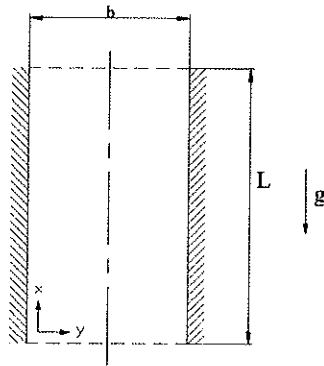


Figura 1: Canal simple con placas verticales simétricas isotermas.

Se analiza en este trabajo el problema del flujo inducido por fenómenos de convección natural en un canal simple (Figura 1) formado por dos placas isotermas simétricas, calentadas a una temperatura T_w mayor que la ambiente T_∞ . La configuración consiste básicamente en un canal vertical con dos placas paralelas, que se consideran infinitas en el plano perpendicular al papel. Las placas tienen una longitud L y están separadas una distancia b . Para la resolución de este problema utilizaremos el modelo de turbulencia $k-\omega$, aproximación de Boussinesq, y malla con un número de celdas que consigan proporcionar valores de y^+ próximos a 0,1. Se presentarán resultados del número de Nusselt en la zona de transición y régimen turbulento para las relaciones de aspecto en el canal de b/L igual a 0,25; 0,1; 0,06 y 0,03; y un rango del número de Rayleigh modificado variando entre 10^4 y 10^{12} .

Como paso previo indispensable a esta presentación de resultados se ha de llevar a cabo una serie de comparativas de los resultados obtenidos por otros autores tanto experimentales

como numéricos con los resultados proporcionados por nuestro modelo numérico para cada uno de los casos presentados por estos autores. De esta manera analizaremos la bondad del modelo así como las limitaciones del mismo. Una vez que el modelo utilizado ha sido validado, se procederá a la presentación de resultados aludidos anteriormente.

1.2. Validación del modelo

Para la validación del modelo utilizado compararemos los casos presentados por Versteegh y Nieuwstadt (1999), Rodrigues et al. (2000) y Miyamoto et al. (1983) con los resultados obtenidos con dicho modelo.

1.2.1. Comparación con Versteegh y Nieuwstadt

El problema que estos autores estudian consiste en el flujo que se establece por convección natural en el interior de un canal vertical entre cuyas paredes se establece una diferencia de temperaturas de $39,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, suficiente para alcanzar el régimen turbulento dadas las condiciones geométricas y físicas del mismo (Versteegh y Nieuwstadt 1999).

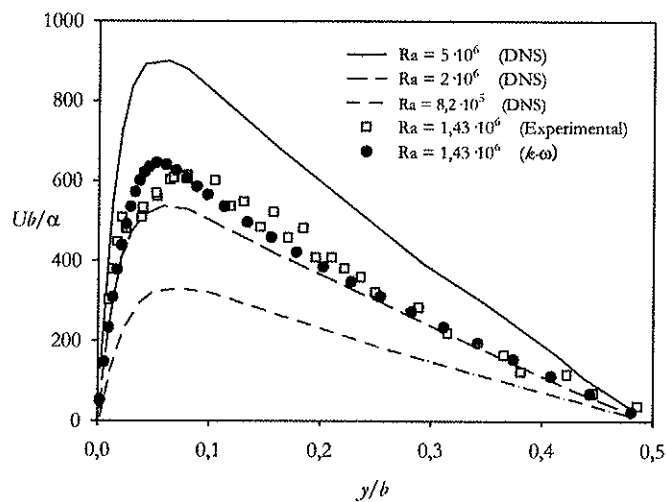


Figura 2: Comparación de los perfiles de velocidad medios adimensionales obtenidos mediante DNS y experimentalmente con los resultados obtenidos con Fluent mediante el modelo $k-\omega$

Los autores abordan el problema desde un punto de vista numérico. En la simulación utilizan un modelo 3D con simulación directa (DNS), imponiendo en la entrada y salida la condición de periodicidad. De este modo evitan resolver la posible transición de régimen laminar a régimen turbulento. Con el fin de validar sus resultados numéricos, los autores presentan igualmente resultados experimentales de algunos de los casos analizados. Estos mismos casos han sido resueltos con el modelo $k-\omega$ propuesto en este trabajo, utilizando una simulación 2D.

La Figura 2 representa los perfiles de velocidad obtenidos con DNS y experimentalmente por Versteegh y Nieuwstadt (1999), junto con los proporcionados por la simulación 2D de este estudio con el modelo $k-\omega$. Cualitativamente se observa que la forma del perfil es bastante similar en los tres casos, con el máximo un poco desplazado hacia el interior del canal en el caso de resultados experimentales. Cuantitativamente se observan discrepancias próximas al 4 % entre estos resultados y los proporcionados por el modelo $k-\omega$. Los resultados proporcionados por DNS parecen distanciarse algo más de los resultados experimentales.

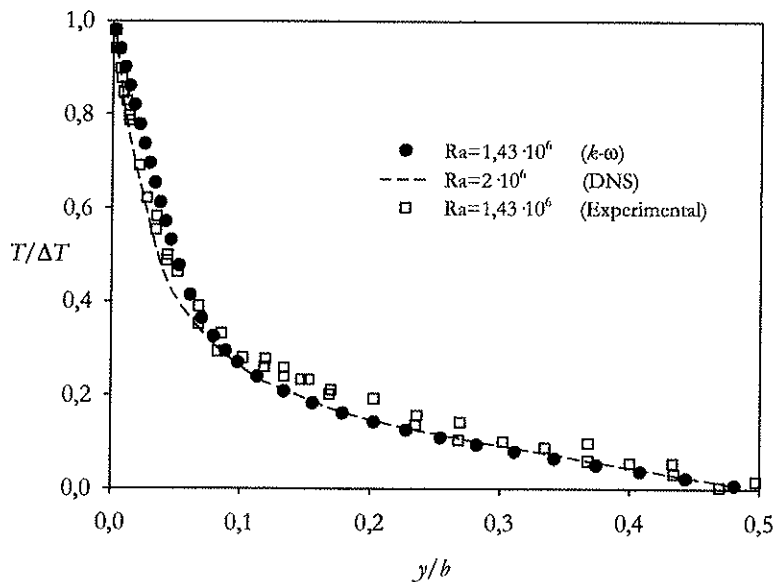


Figura 3: Comparación de los perfiles de temperatura medios adimensionales obtenidos mediante DNS y experimentalmente con los resultados obtenidos con Fluent mediante el modelo $k-\omega$

Con respecto a los perfiles de temperatura adimensionales (Figura 3), se observa una mayor concordancia entre los resultados del modelo $k-\omega$ y DNS, obteniéndose discrepancias respecto

a los resultados experimentales inferiores al 5% en la mayoría de los casos. Dada la condición de periodicidad, el número de Rayleigh está basado en el ancho del canal, definiéndose de la siguiente forma

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T b^3}{\alpha \nu} \quad (1)$$

1.2.2. Comparación con Rodrigues, Piedade, Lahellec y Grandpeix

Estos autores proponen en su trabajo (Rodrigues et al. 2000) el análisis de un flujo turbulento generado por convección natural en el interior de un canal vertical. Para ello resuelven numéricamente las ecuaciones promediadas de Reynolds, utilizando la aproximación de Boussinesq para el tensor de esfuerzos turbulentos donde el valor de la viscosidad turbulenta se obtiene a partir del modelo de turbulencia $k-\epsilon$.

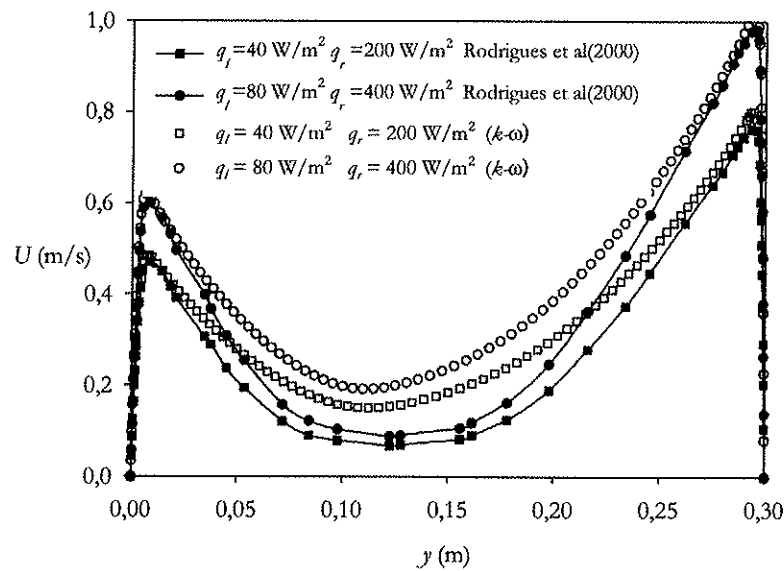


Figura 4: Comparación de los perfiles de velocidad medios para distintos flujos de calor obtenidos por Rodrigues et al. (2000) con los resultados obtenidos por Fluent mediante el modelo $k-\omega$

Por tratarse de un problema de convección natural, el modelo propuesto incluye además un término que tiene en cuenta la flotación. Dado que el modelo $k-\epsilon$ así planteado solamente es

aplicable para Reynolds altos, cerca de la pared donde la viscosidad molecular es importante, se ha utilizado leyes de pared.

En la Figura 4 se puede apreciar que aunque cerca de las paredes los resultados obtenidos con ambos modelos son prácticamente coincidentes, cuando nos acercamos al centro del canal las velocidades inducidas por la flotación presentan grandes discrepancias.

Uno de los aspectos más importantes de este trabajo es el modo en que estos autores tratan el problema de la transición de régimen laminar a régimen turbulento. Basándose en las investigaciones de Kitamura et al. (1995) y Vliet y Liu (1969), fijan la transición en un Grashof local de 10^{12} . Según este valor crítico, estos autores proponen dos dominios computacionales. Uno donde el Grashof local es inferior a este valor, resolviéndose en él las ecuaciones laminares, y otro donde el Grashof local es superior, aplicándose entonces el modelo de turbulencia antes indicado. Como condiciones de contorno se fija un flujo de calor asimétrico en las paredes, presión total igual a cero en la entrada y presión estática igual a cero en la salida.

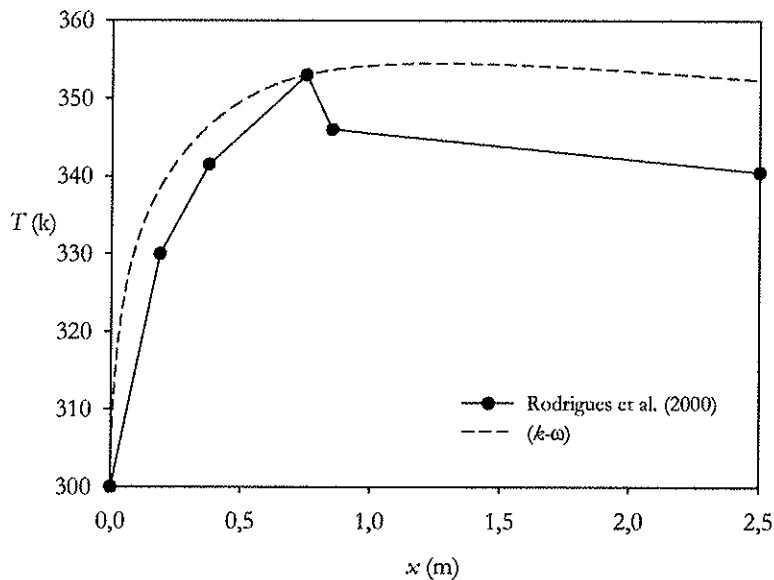


Figura 5: Distribución de temperaturas de pared para un flujo de calor de 200 W/m^2 obtenidas por Rodrigues et al. (2000) y las obtenidas por Fluent con el modelo $k-\omega$.

En la Figura 5 se observa en los resultados obtenidos con el modelo $k-\omega$ que partir de un cierto valor de la coordenada espacial, la temperatura de la pared comienza suavemente a disminuir. Esto es síntoma de un mezclado entre las distintas capas del fluido, o lo que es lo

mismo, de la transición de régimen laminar a régimen turbulento. Estos resultados establecen una transición próxima a un Grashof local crítico de $5 \cdot 10^{12}$, cercano al valor predicho por Kitamura et al. (1995) y Vliet y Liu (1969) y fijado por Rodrigues et al. (2000) en sus investigaciones.

1.2.3. Comparación con Miyamoto, Kato y Kurima

El trabajo presentado por estos autores consiste en el estudio experimental de un flujo turbulento generado por convección natural entre dos placas verticales de longitud 5 m, imponiendo en una de ellas un flujo de calor constante y manteniendo la otra en condiciones adiabáticas. El estudio cubre distintas separaciones entre las placas (50, 95 y 195 mm) así como distintos flujos de calor comprendidos entre 52 y 208 W/m².

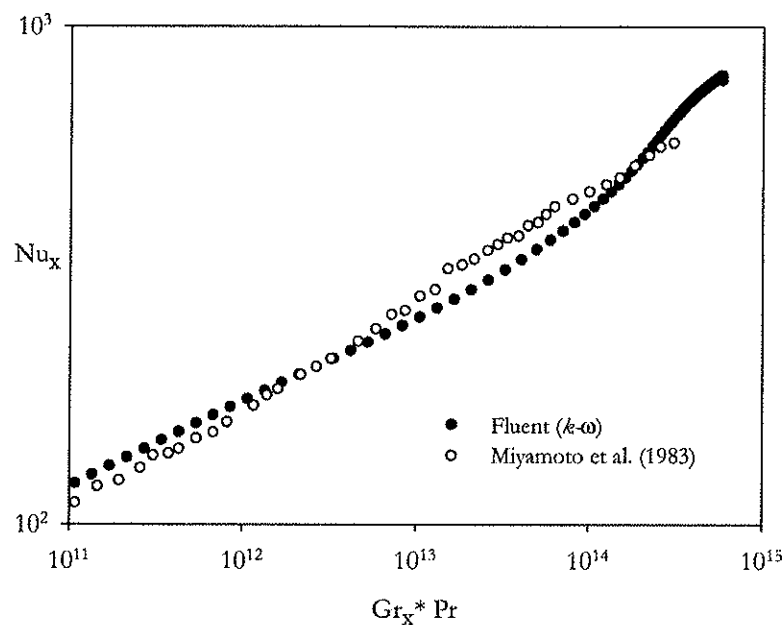


Figura 6: Distribución del número de Nusselt local con un flujo de calor de 208 W/m² obtenido por Miyamoto et al. (1983) y el obtenido por Fluent con el modelo $k-\omega$

Para la comparación entre los resultados propuestos por estos autores y los proporcionados por el código Fluent utilizando el modelo $k-\omega$ se ha seleccionado el caso de una separación

entre placas de 95 mm y un flujo de calor de 208 W/m². Estos resultados han sido presentados para el número de Nusselt local en función del número de Grashof local multiplicado por el número de Prandtl.

Los resultados obtenidos con el modelo $k-\omega$ muestran el inicio de la transición para un Grashof local del orden de 10^{14} , valor algo superior al mostrado por los resultados experimentales de Miyamoto et al. (1983) (Fig. 6), aunque el orden de los valores en el rango estudiado resulta ser bastante coincidente. Comparando con el apartado anterior, el punto de transición calculado es también algo superior al presentado en la Figura 5, lo cual parece ser debido a la diferencia de relaciones de aspecto presentadas por ambas configuraciones. La influencia de este parámetro en la transición a la turbulencia será estudiada más en detalle en apartados posteriores.

1.3. Transferencia de calor en canal recto

Una vez validado el modelo $k-\omega$ se presentan a continuación los resultados obtenidos con dicho modelo para la transferencia de calor y gasto másico en canales verticales variando el número de Rayleigh desde 10^4 hasta 10^{12} .

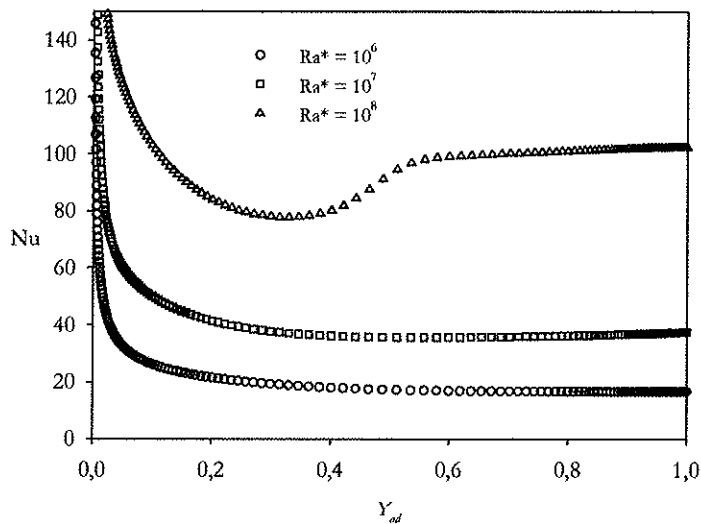


Figura 7: Distribución del número de Nusselt local a lo largo de la pared calentada isotérmicamente en un canal vertical para distintos números de Rayleigh y una relación de aspecto de 0,1.

En primer lugar se presentaran resultados para la relación de aspecto de 0,1 para posteriormente comparar estos resultados con los obtenidos para otras relaciones de aspecto de 0,03; 0,06 y 0,25; deduciendo de este modo la influencia de este parámetro en la transferencia de calor.

La figura 7 muestra la evolución del número de Nusselt sobre una de las paredes del canal para distintos números de Rayleigh. Los efectos de la transición empiezan a observarse a partir de valores de este parámetro superiores a 10^7 . En este momento comienza a observarse un ligero aumento del número de Nusselt con forme el flujo se va desarrollando sobre la pared. Este efecto se ve mucho más acusado en la curva correspondiente al número de Rayleigh de 10^8 , donde el incremento del número de Nusselt es bastante más acusado.

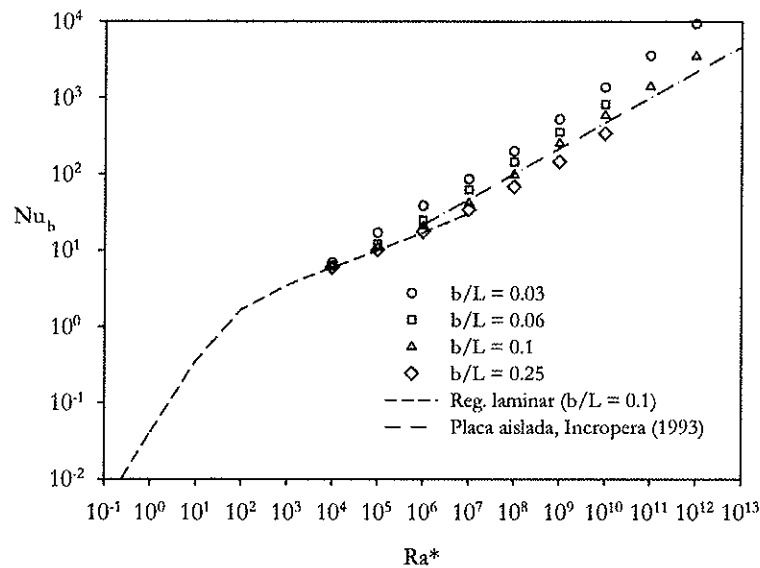


Figura 8: Distribución del número de Nusselt basado en el ancho del canal en función del número de Rayleigh modificado para distintas relaciones de aspecto.

Una vez analizado el problema desde un punto de vista local, pasaremos a estudiarlo desde un punto de vista global. La Figura 8 muestra la distribución del número de Nusselt basado en el ancho del canal en función del número de Rayleigh modificado para distintas relaciones de aspecto. Se observan grandes variaciones entre los resultados obtenidos para las diferentes relaciones de aspecto lo cual induce a pensar que se trata de un parámetro muy influyente o más bien, que la definición de los parámetros adimensionales utilizados para la representación

no son los correctos, es decir, que la relación de aspecto no es un parámetro que afecte a la transferencia de calor.

Esto último parece tener cierto sentido: conforme alcanzamos regímenes cada vez más turbulentos las capas límite que se establecen en las paredes resultan ser cada vez más delgadas por lo que parece claro que la influencia de una placa sobre la otra cada vez sea más pequeña. En efecto, si observamos la Figura 9 donde se ha eliminado la influencia de la relación de aspecto en los parámetros adimensionales, se aprecia que en regímenes claramente turbulentos los resultados obtenidos para diferentes relaciones de aspecto se solapan. Si nos situamos en la zona de la transición, para números de Rayleigh basados en la longitud que abarcan desde 10^8 y 10^{11} , este hecho parece no estar tan claro, observándose una ligera influencia de la relación de aspecto en la transferencia de calor.

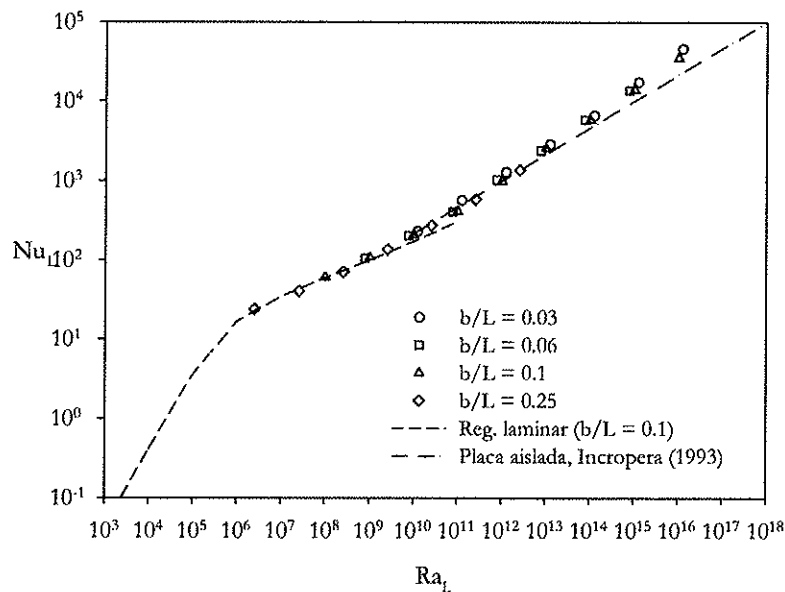


Figura 9: Distribución del número de Nusselt basado en la longitud del canal en función del número de Rayleigh basado en la longitud para distintas relaciones de aspecto.

Referencias

- Habib, M., Said, S., Ahmed, S. y Asghar, A. (2002), 'Velocity characteristics of turbulent natural convection in symmetrically and asymmetrically heated vertical channels', *Experimental Thermal of Fluid Science* **26**, 77–87.
- Kitamura, K., Koike, M., Fukuoka, I. y Saito, T. (1995), 'Large eddy structure and heat transfer of turbulent natural convection along a vertical flat plate', *Int. J. Heat and Mass Transfer* **28**, 837–850.
- Miyamoto, M., Kato, Y. y Kurima, J. (1983), 'Turbulent free convection heat transfer from vertical parallel plates in air (heat transfer characteristics)', *NACSIS Electronic Library Service* **1**, 1–7.
- Rodrigues, A., Canha, A., Lahellec, A. y Grandpeix, J. (2000), 'Modelling natural convection in a heated vertical channel for room ventilation', *Buildings and Environment* **35**, 455–469.
- Versteegh, T. y Nieuwstadt, F. (1999), 'A direct numerical simulation of natural convection between two infinite vertical differentially heated walls scaling laws and wall functions', *Int. J. Heat Mass Transfer* **42**, 3673–3693.
- Vliet, G. y Liu, C. (1969), 'An experimental study of natural convection boundary layers', *J. Heat and Mass Transfer* **91**.