

## ESTUDIO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN RECINTOS TRAPEZOIDALES DE BAJA RAZÓN DE ASPECTO CALENTADOS POR DEBAJO

Ester S. Esteban<sup>1</sup>, Ana M. Aramayo<sup>2</sup>, Luis Cardón<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Departamento de Física - INENCO Facultad de Ciencias Exactas, UNSa.

<sup>2</sup>Departamento de Matemática, Facultad de Ciencias Exactas, UNSa.  
Av. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina ([s.esteban593@gmail.com](mailto:s.esteban593@gmail.com))

**Palabras clave:** Convección natural, recinto trapezoidal, transferencia de calor.

**Resumen:** En este trabajo se realiza un estudio numérico del problema de convección natural transitoria en un recinto trapezoidal, cuyas paredes activas (inferior y superior) se inclinan en forma simétrica. La razón de aspecto, cociente entre altura máxima y largo del recinto, varía entre 0.1 y 0.5, el ángulo de inclinación de las paredes del recinto varía de 0 (geometría rectangular) hasta un ángulo máximo (geometría prácticamente triangular). La revisión bibliográfica realizada por (A. Baïri et. al. Appl. *Thermal Eng.* 63: 304-322 (2014)), a pesar de ser exhaustiva, no reporta trabajos para geometrías trapezoidales en régimen de Rayleigh-Benard. Dada la importancia de las aplicaciones que este tipo de configuraciones, este trabajo se propone continuar con el estudio numérico de la convección natural en recintos trapezoidales, calentados por debajo. En este trabajo se presenta y describe las características de flujo que se desarrolla en el interior del recinto, la evolución temporal del número de Nusselt. Se obtiene correlaciones entre el número de Nusselt, Rayleigh, ángulo de inclinación y razón de aspecto. En un trabajo anterior (S. Esteban, et al., *AVERMA*, 3: 08.173-08.183, (2015)) se analizó la misma geometría para razones de aspecto 0.8 a 1.2, obteniéndose que para ángulos menores e iguales a 12° el problema se puede considerar como del tipo calentado por debajo, utilizando la altura promedio del recinto como longitud característica. En tanto que, para ángulos mayores a 12° la longitud característica utilizada fue la proyección vertical de los lados inclinados y el problema, a estos ángulos, puede considerarse del tipo calentado de lado. El cambio de comportamiento térmico, para razones de aspectos cercanas a uno se produce a un ángulo crítico igual a 12°. Uno de los objetivos del presente trabajo es analizar la existencia de un ángulo crítico para bajas razones de aspecto, y en tal caso, determinar las longitudes características correspondientes, para calcular el número de Nusselt y de Rayleigh.

## 1. INTRODUCCIÓN

Existe mucho interés en el estudio de la convección natural en recintos cerrados debido los campos de aplicación tanto ingenieriles como industriales. En los últimos años, según la bibliografía consultada, los autores reportan en forma significativa resultados para la convección natural en recintos con geometrías triangulares y rectangulares inclinados. En tanto que las geometrías trapezoidales, en forma comparativa, ha recibido menos interés, sobre todo aquellas con calentamiento inferior.

A continuación, se realiza una descripción bibliográfica complementaria a la realizada en el trabajo [Esteban et. al \(2015\)](#), en la que se reporta los resultados que puedan utilizarse para comparación con los obtenidos en el presente trabajo.

[Corcione M. \(2003\)](#) estudia numéricamente la convección natural en recintos rectangulares bidimensionales calentados por debajo, para una amplia variedad de condiciones de borde térmicas. Analiza recintos con razones de aspecto de 0.66 a 0.8 y número de Rayleigh ( $Ra$ ) entre  $10^3$  a  $10^6$ . El autor obtiene diferentes configuraciones térmicas interesantes y realiza una comparación con la configuración rectangular típica de calentamiento inferior. Los resultados obtenidos, en cuanto a la transferencia de calor, se expresa a través de correlaciones entre el número de Nusselt ( $Nu$ ), razón de aspecto y  $Ra$ . Si bien el autor utiliza como longitud característica la altura del recinto, el contar con distintas condiciones de bordes térmicas le permite obtener diferentes correlaciones.

En el trabajo [Aramayo et. al \(2008\)](#) se estudia numéricamente la convección natural transitoria en un recinto trapezoidal. Se considera dos razones de aspecto ( $A=H_{máx}/L$ ) 0.2 y 0.4 y distintos ángulos de inclinación y saltos de temperatura. Se encuentra que para  $A=0.2$ ,  $Nu_{Hmáx}$  es independiente de  $\gamma$ , para  $\Delta T \leq 20^\circ\text{C}$ , y para  $\Delta T$  mayores no supera el 25% respecto al valor calculado para una geometría rectangular. Mientras que, para  $A=0.4$ , esta variación puede superar el 50%.

[Yesiloz G. y Aydin O \(2013\)](#) en su trabajo analizan numérica y experimentalmente la convección natural en una cavidad triangular con ángulo recto calentada por debajo y enfriada por la superficie recta, la hipotenusa de la cavidad se mantiene adiabática. El recinto está lleno con agua y las superficies se mantienen a temperatura constante. Se investiga el efecto del número de  $Ra$ ,  $Nu$ , así como los campos de velocidad y temperatura, para  $Ra$  que van de  $10^3$  a  $10^7$ . Los autores advierten la existencia de una singularidad, en la definición del número de Nusselt, que resulta en el vértice de las superficies isotermas. Proponen una nueva metodología para el cálculo de  $Nu$  que permita evitar esta singularidad.

En el artículo presentado por [Baïri et. al \(2014\)](#) se realiza una revisión bibliográfica de la convección natural en cavidades. Estudia el efecto de las geometrías en las características de flujo dentro de la cavidad. Examina una variedad de configuraciones de recintos con diferentes formas e inclinaciones, condiciones de bordes, condiciones iniciales, distribuciones de fuentes de calor, propiedades de fluido. Esta revisión también considera los alcances y limitaciones de las diferentes aproximaciones experimentales, numéricas, analíticas y método inverso; utilizados para el tratamiento de este problema. Los trabajos revisados cubren un amplio número de Rayleigh desde el régimen laminar, casos de estado estacionarios a altamente inestables, problema transitorio y turbulento. El trabajo presta particular interés a la cavidad paralelepípeda, también llamada cavidad convectiva tipo diodo. Esta revisión bibliográfica a pesar de ser exhaustiva, no reporta trabajos para geometrías trapezoidales en régimen de calentamiento inferior. Dada la importancia en las aplicaciones que este tipo de configuraciones, el presente trabajo se propone el estudio numérico de la convección natural en recintos trapezoidales, calentados por debajo.

En el trabajo por Saha y Gu (2015) los autores presentan un estudio numérico del comportamiento térmico de un recinto triangular isósceles con condiciones de borde de enfriamiento no uniforme en las superficies inclinadas y calentamiento uniforme en la base. Las simulaciones transitorias abarcan número de Rayleigh del orden de  $10^4$  a  $10^6$  y razones de aspecto de 0.2 a 1 y muestran que son inestables. Los resultados obtenidos muestran que el desarrollo del flujo atraviesa tres etapas: una inicial, caracterizada por el crecimiento de las capas límites cercanas a las superficies; una de transición, con ascenso y descenso de plumas convectivas y una estable, con establecimiento de un flujo simétrico alrededor del plano de simetría del triángulo a bajos Rayleigh y flujos asimétricos a altos  $Ra$ . Los autores analizan la evolución temporal del número de Nusselt promedio para determinar los tiempos en los cuales ocurre la transición hacia el flujo asimétrico.

En Esteban et.al (2015) se realiza un estudio numérico del problema de convección natural transitorio en un recinto trapezoidal. Las razones de aspecto consideradas varían entre 0.8 y 1.2, el ángulo de inclinación de las paredes activas del recinto de cero grados a un ángulo máximo, que depende de la razón de aspecto del recinto. Se presenta y describe las características de flujo que se desarrolla en el recinto, la evolución temporal del número de Nusselt y se obtiene dos correlaciones entre el número de Nusselt, Rayleigh y razón de aspecto. Las correlaciones propuestas permiten determinar el intercambio convectivo en el recinto trapezoidal.

En el presente trabajo se realiza un estudio numérico del problema de convección natural transitoria en un recinto trapezoidal, cuyas paredes activas (inferior y superior) se inclinan en forma simétrica. La razón de aspecto ( $A$ ), cociente entre altura máxima y largo del recinto, varía entre 0.1 y 0.5, el ángulo de inclinación de las paredes del recinto varía de 0 (geometría rectangular) hasta un ángulo máximo (geometría prácticamente triangular). Se presenta y describe las características de flujo que se desarrolla en el interior del recinto, la evolución temporal del número de Nusselt. Se obtiene correlaciones entre el número de Nusselt, Rayleigh, ángulo de inclinación y razón de aspecto.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

El estudio de la convección natural en recintos, bajo la aproximación de Boussinesq, está modelada por las siguientes ecuaciones:

$$\text{De continuidad:} \quad \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\text{De energía} \quad \frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T = \alpha \Delta T \quad (2)$$

$$\text{De momento:} \quad \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \frac{-1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 \mathbf{u} - g[1 - \beta(T - T_\infty)] \quad (3)$$

Donde  $\mathbf{u}$ , es el campo de velocidad,  $T$  de temperatura,  $P$  de presión. Se han considerado las siguientes condiciones de borde e iniciales:

- paredes verticales:  $u=0, \frac{\partial T}{\partial x}=0$ ,
- pared inferior:  $u=0, T=T_C$  pared superior:  $u=0, T=T_F$
- inicialmente todo el recinto se encuentra estanco y a  $T_0=20^\circ\text{C}$ .

Se han evaluado todas las constantes ( $\beta$ ,  $\alpha$ ,  $\nu$ ) a la temperatura inicial. Con estos parámetros es posible determinar el número de Rayleigh ( $Ra$ ) considerando  $H$  como longitud característica.

$$Ra_H = \frac{g\beta}{\alpha\nu}(\Delta T)H^3 \quad (4)$$

Se ha utilizado el programa OpenFoam® para la resolución numérica de las ecuaciones, obtención de los patrones de flujo y el cálculo de la transferencia de calor. Se ha utilizado la metodología habitual en el cálculo numérico: independencia de la red (convergencia espacial) y se ha iterado hasta 3000s. En este tiempo si bien en algunos casos se alcanza un régimen estacionario, en aquellos que no, se obtiene un régimen oscilatorio permanente.

En la figura 1, se describen los parámetros geométricos del problema estudiado. Las razones de aspecto,  $A = H_{max}/L$ , consideradas varían entre 0.1 a 0.5. El ángulo de inclinación de las paredes activas del recinto ( $\gamma$ ) varía de  $0^\circ$  (geometría rectangular) hasta  $\gamma_{max}$  (geometría triangular), en tanto que el salto de temperatura entre las paredes activa entre 1 C y 40 C. La tabla 1 muestra los valores de inclinación máxima de las paredes activas, para cada razón de aspecto.

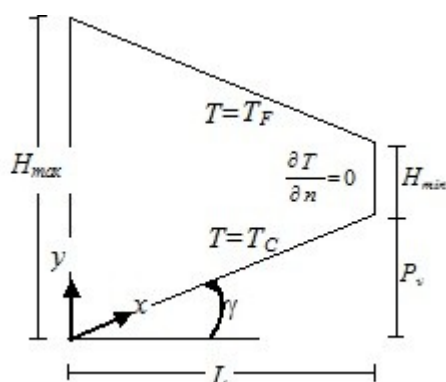


Figura 1: Características geométricas del dominio de cálculo y nomenclatura utilizada.

<b>A</b>	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
<b><math>\gamma_{max}</math></b>	2.5°	5°	8°	10°	12°

Tabla 1. Valores máximos de  $\gamma$  para cada razón de aspecto.

La figura 2 muestra la red utilizada para un recinto con  $A=0.4$ ,  $\gamma=5$ , geometría intermedia (entre la rectangular y la triangular) y 10. El último caso corresponde a una geometría prácticamente triangular.

### 3. VISUALIZACIÓN DE FLUJO

La figura 3 muestra los patrones de flujo obtenidos para un recinto con  $A=0.3$ ,  $\gamma = \gamma_{max}=8$  y un salto de temperatura  $\Delta T=40$ , a distintos tiempos. Este tipo de recintos corresponde a geometrías cercanas a la triangular.

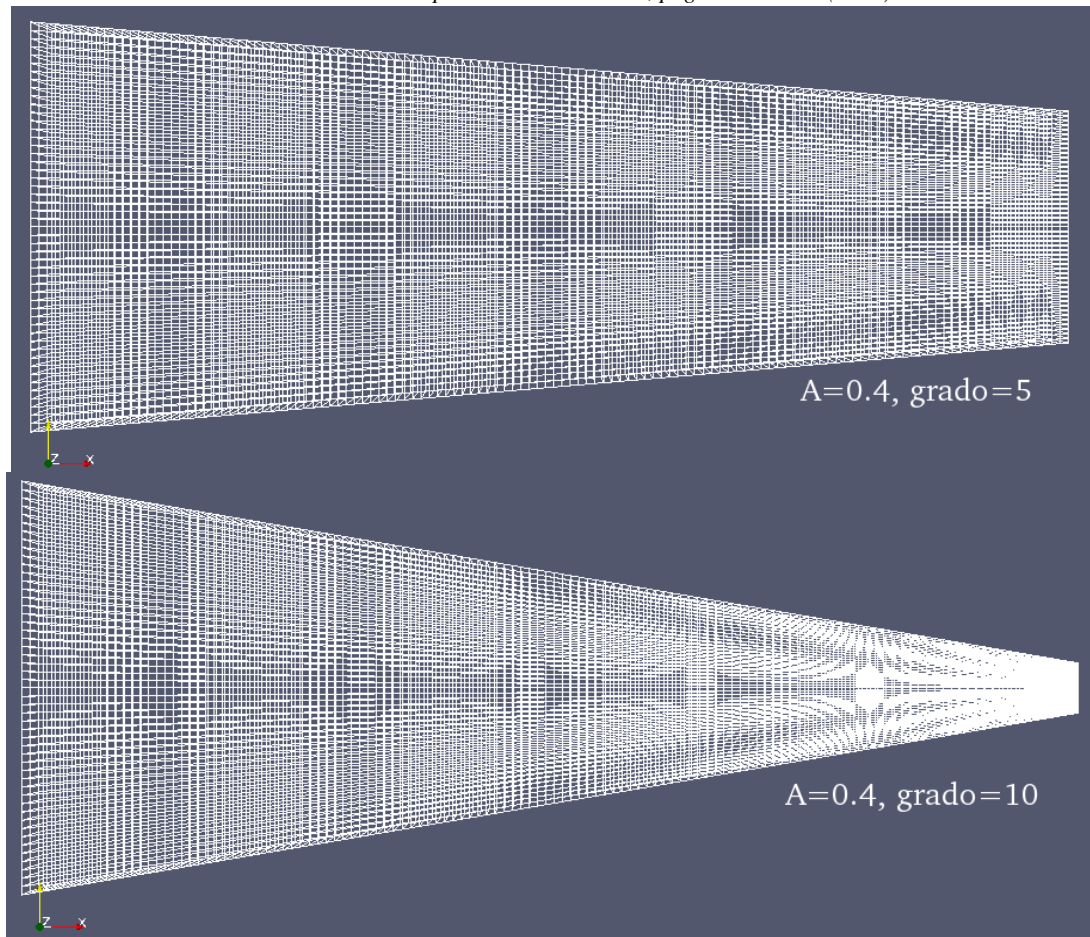


Figura 2. Dominio discretizado para recintos con  $A=0.4$  y  $\gamma=5$  y  $10$ .

El comportamiento observado para las otras razones de aspecto, no mostrado en este trabajo, es similar al descrito en este apartado. En general, se establecen una determinada cantidad de celdas convectivas (en este caso, cinco, a  $t=126s$ ), que varía con la razón de aspecto y el ángulo de inclinación de las paredes activas. La celda de mayor tamaño, con sentido de circulación anti-horario (identificada como 2), es desplazada por la celda ubicada a la izquierda del recinto, con sentido de circulación horario (1); ésta última crece desplazando a las restantes ( $t=136s$ ) hasta hacerlas desaparecer, con el simultaneo surgimiento de una nueva celda convectiva (celda 5, a  $t=126s$ ; celda 6, a  $t=142s$ , celda 7, a  $t=158s$ , celda 8, a  $t=175s$  y celda 9, a  $t=191s$ ). La aparición de nuevas celdas ocurre en la zona de mayor altura del recinto, desde la parte superior (celdas 6 y 8) o inferior (celdas 5, 7 y 9), alternativamente. Siendo las primeras con sentido de circulación horario y las últimas con circulación anti-horaria. Como analizaremos luego, este comportamiento produce oscilaciones en las curvas correspondientes a las gráficas de la evolución temporal del número de Nusselt promedio ( $Nu_{Pv}$ ), figura 6, para los casos  $\Delta T \geq 20$ . A medida que el salto de temperatura disminuye, el proceso de creación y destrucción de celdas desaparece, como también lo muestra la figura 6, para  $\Delta T=1, 5$  y  $10$ .

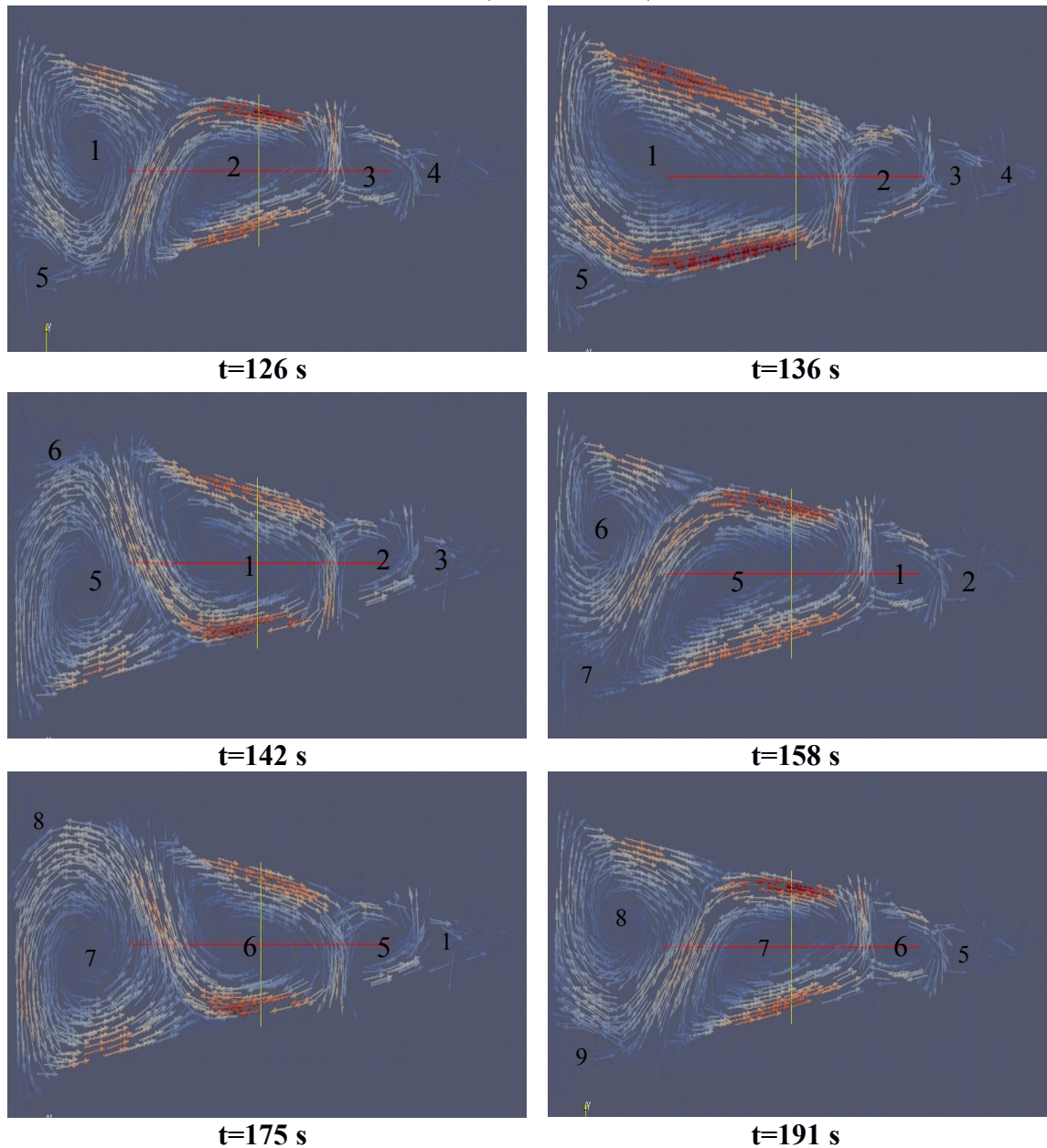


Figura 3. Evolución temporal de los patrones de flujo para un recinto  $A=0.3$  y  $\gamma=8$ ,  $\Delta T=40$ .

La figura 4, muestra la evolución temporal de los patrones de flujo, para un recinto  $A=0.3$  y  $\gamma=4$ , con un salto de temperatura  $\Delta T=30$ . El comportamiento es diferente al anteriormente descrito. Por un lado, se observa el rápido establecimiento de un determinado número de celdas convectivas (cuatro, en este caso) que se mantienen en el tiempo; y por otro, que no existe procesos de creación y destrucción de celdas. Sí puede visualizarse un movimiento lateral de las plumas convectivas.

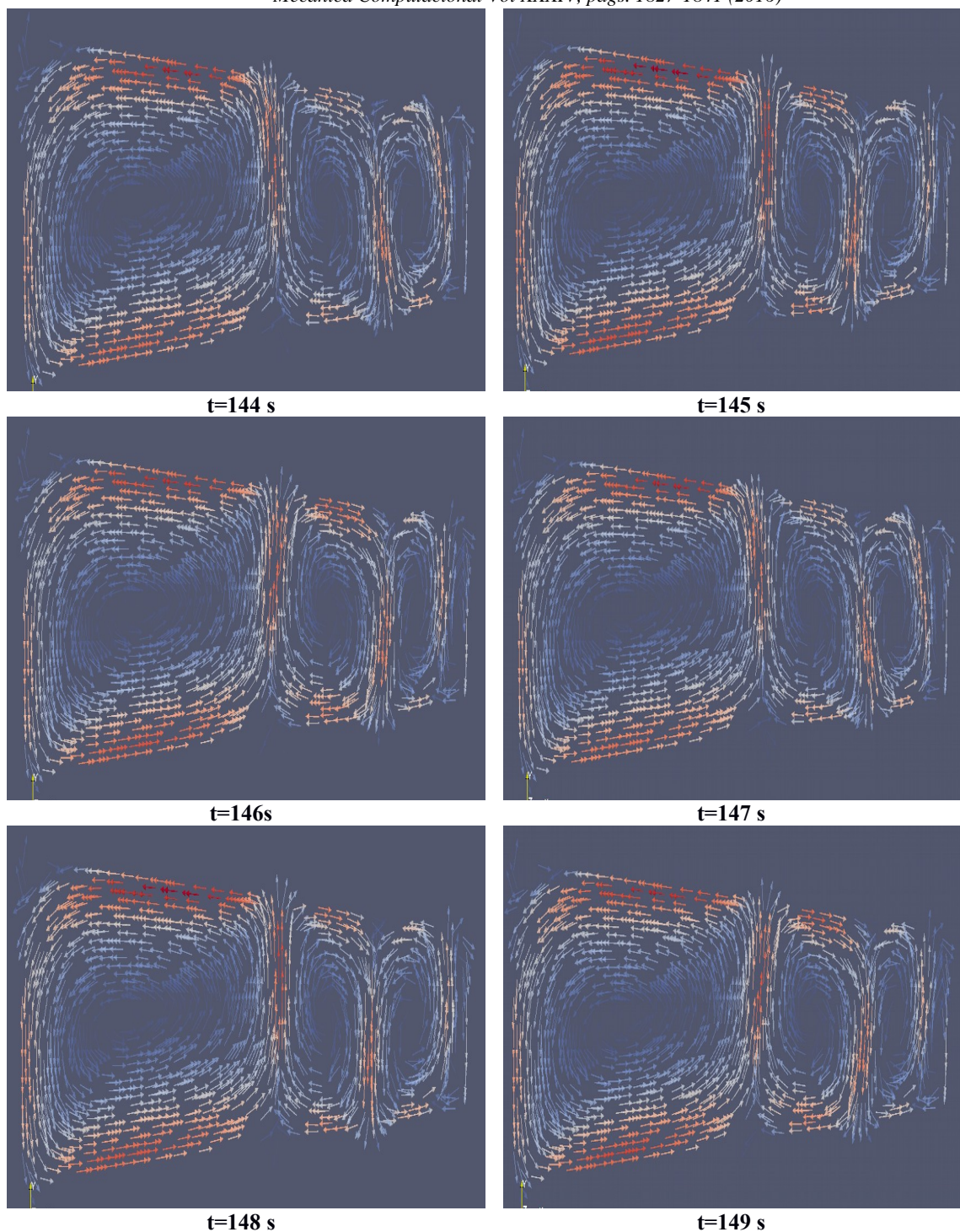


Figura 4. Evolución temporal de los patrones de flujo para un recinto  $A=0.3$  y  $\gamma=4$ ,  $\Delta T=30$ .

#### 4. TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor convectiva se cuantifica a través del número de Nusselt global (promedio espacial sobre una pared activa). Para una geometría particular, como la analizada en este trabajo, es importante definir correctamente este número. Para recintos rectangulares la mayoría de los trabajos consideran como longitud característica, para el cálculo del número de Nusselt, la altura del recinto o bien la distancia entre las paredes activas.

La transferencia de calor adimensional se ha determinado a través del número de Nusselt global, definido de la siguiente manera:

$$\overline{Nu}_H = \frac{H}{\Delta T \times S} \iint \frac{\partial T}{\partial n}(x_i, y_i) dS \quad (5)$$

donde  $\Delta T$  es el salto de temperatura impuesto,  $S$  el área de la superficie en la cual se calcula el promedio y  $H$  una longitud característica.

En el trabajo [Aramayo et. al \(2008\)](#) en el que se analiza la transferencia de calor en recinto con  $A=0.2$  y  $0.4$ , se utiliza como longitud característica a  $H_{\max}$  (figura 1) la que no es representativa de la geometría del recinto, ya que no tiene en cuenta la inclinación de las paredes activas. En tanto que, en el trabajo [Esteban et. al \(2015\)](#) donde se estudia recintos con razones de aspecto cercanas a 1, se obtuvo que para describir mejor el comportamiento térmico se hace necesario la utilización de dos longitudes características,  $P_v$  y  $H_{prom}$ :

Altura promedio del recinto:

$$H_{prom} = \frac{H_{\max} + H_{\min}}{2} = H_{\max} - L \tan \gamma \quad (6)$$

Proyección vertical de las paredes activas:  $P_v$ , dada por:

$$P_v = L \tan \gamma \quad (7)$$

En este trabajo, para las razones de aspecto consideradas ( $0.1 \leq A \leq 0.5$ ) se propone utilizar como longitud característica a  $P_v$ , ya que esta elección permite describir el comportamiento multicelular dentro del recinto, obtenida en prácticamente todas las simulaciones.

La figura 5 muestra la evolución temporal del Nusselt promedio en la pared superior, basado en la proyección vertical del recinto, con  $A=0.3$  y  $\gamma=4$ ; para los distintos saltos de temperaturas impuestos. Este recinto corresponde a una geometría intermedia entre la rectangular ( $\gamma=0$ ). Las oscilaciones observadas para  $\Delta T \geq 10$  se deben al movimiento lateral de las celdas convectivas, descrita en el apartado anterior, figura 4. Para  $\Delta T=10$  y  $5$ , las celdas se establecen al comienzo de la simulación y no se observan oscilaciones de las mismas, alcanzando así el estado estacionario.

Otro aspecto a considerar es que a partir de  $\Delta T=20$ , la transferencia de calor no aumenta con el incremento del salto de temperatura, como ocurre para  $\Delta T < 20$ . Este mismo comportamiento se observa en las restantes geometrías intermedias.

La figura 6 muestra la evolución temporal del Nusselt promedio, para un recinto con  $A=0.3$  y  $\gamma=8$  para los distintos saltos de temperaturas impuestos, este caso corresponde a una geometría prácticamente triangular. Los patrones de flujos obtenidos (no incluidos en este trabajo) muestran en todos los casos, la formación de cinco a siete celdas convectivas. Las oscilaciones observadas en las curvas para  $\Delta T \geq 20$  se deben a la aparición y destrucción de celdas convectivas, detalladas en la sección previa. Para saltos de temperaturas menores, se observa sólo un movimiento lateral de las celdas de mayor tamaño.



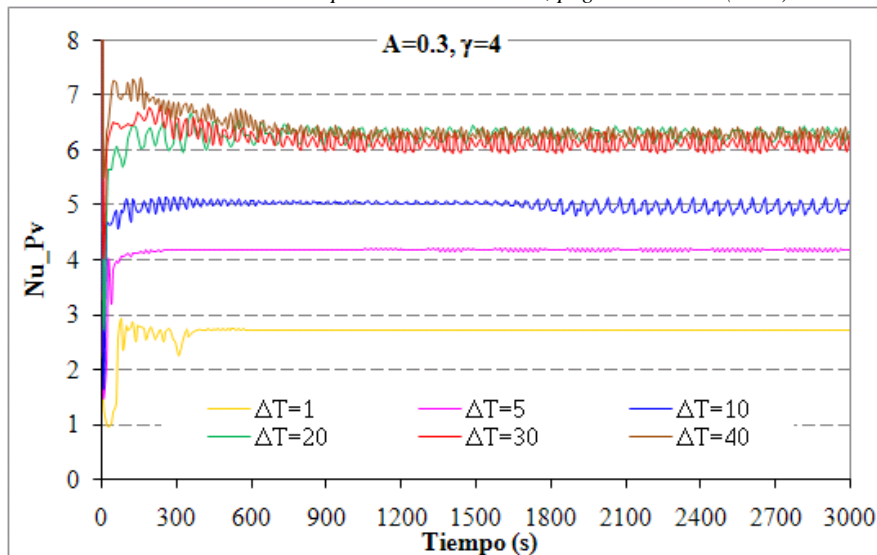


Figura 5. Evolución temporal de  $Nu$  basado en  $Pv$  para recintos con  $A=0.3$  y  $\gamma=4$ .

Desde la figura 8 a 11, se presenta la evolución temporal de  $Nu_{Pv}$  para recintos con  $A=0.2, 0.4$ ;  $\Delta T=1$  y  $40$ , para distintos ángulos de inclinación. Se observa que para  $A=0.2$ ,  $\Delta T=1$  y  $40$  y  $A=0.4$ ,  $\Delta T=1$  se alcanzan valores de estado estable, figuras 8 a 10. El incremento de los valores de  $Nu_{Pv}$  con  $\gamma$  está relacionado con la mayor cantidad de celdas convectivas formadas en cada caso; por ejemplo para  $A=0.2$ ,  $\Delta T=40$  (figura 9) para  $\gamma=0.5$  se forman cinco celdas, en tanto que para  $\gamma=5$  el número de celdas asciende a trece (los patrones de flujo de estos dos últimos casos, no se presentan en este trabajo).

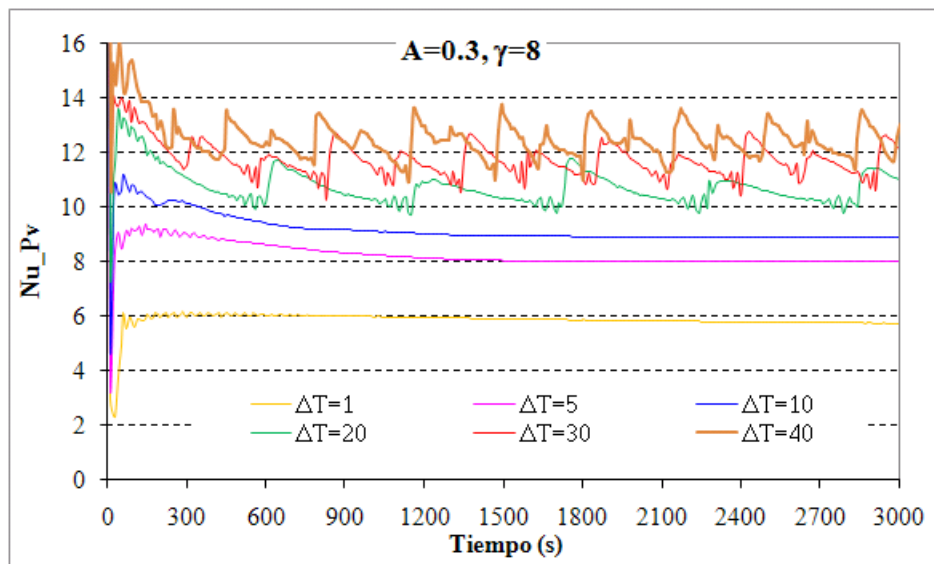


Figura 6. Evolución temporal de  $Nu$  basado en  $Pv$  para recintos con  $A=0.3$  y  $\gamma=8$ .

A fin de comparar el comportamiento térmico de recintos con la misma geometría se ha graficado en la figura 7, la evolución temporal del Nusselt promedio, para recintos con  $\Delta T=10$  y  $\gamma=\gamma_{\max}$  (geometrías prácticamente triangular) para todas las razones de aspecto consideradas. Del análisis de los perfiles obtenidos de  $Nu_{Pv}$ , para este salto de temperatura, los procesos de creación y destrucción de celdas ocurren para  $A=0.4$  y  $0.5$ .

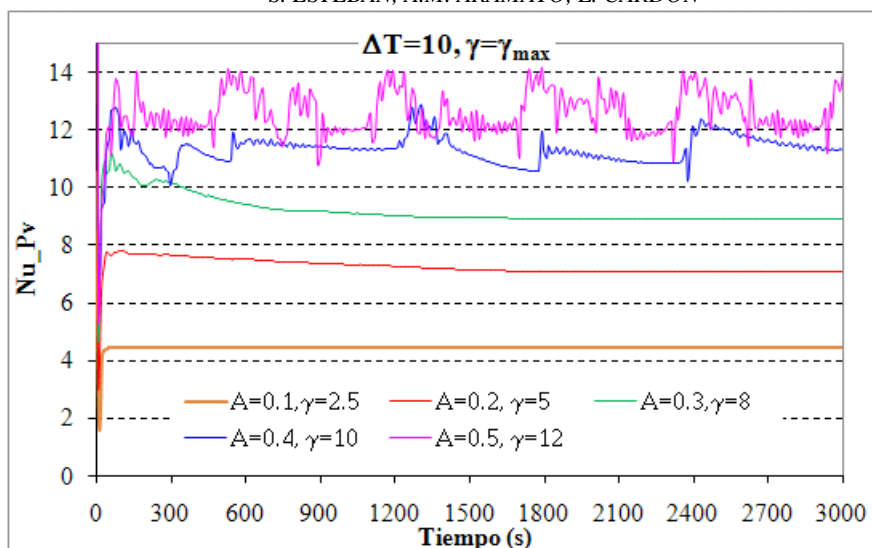


Figura 7. Evolución temporal de  $Nu_{Pv}$  basado en  $Pv$  para recintos con geometría tipo triangular.

Desde la figura 8 a 11, se presenta la evolución temporal de  $Nu_{Pv}$  para recintos con  $A=0.2, 0.4$ ;  $\Delta T=1$  y 40, para distintos ángulos de inclinación. Se observa que para  $A=0.2$ ,  $\Delta T=1$  y 40 y  $A=0.4$ ,  $\Delta T=1$  se alcanzan valores de estado estable, figuras 8 a 10. El incremento de los valores de  $Nu_{Pv}$  con  $\gamma$  está relacionado con la mayor cantidad de celdas convectivas formadas en cada caso; por ejemplo para  $A=0.2$ ,  $\Delta T=40$  (figura 9) para  $\gamma=0.5$  se forman cinco celdas, en tanto que para  $\gamma=5$  el número de celdas asciende a trece (los patrones de flujo de estos dos últimos casos, no se presentan en este trabajo).

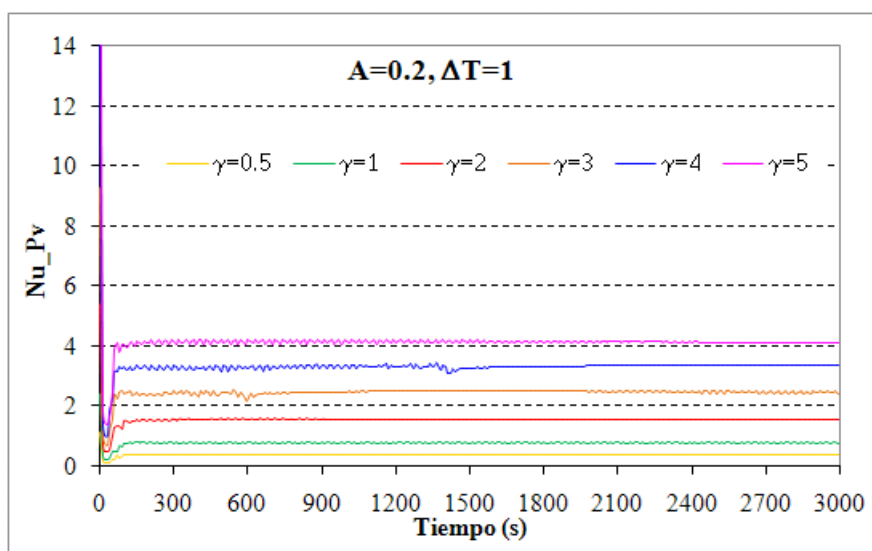


Figura 8. Evolución temporal de  $Nu_{Pv}$  para  $A=0.2$ ,  $\Delta T=1$ , con distintas inclinaciones.

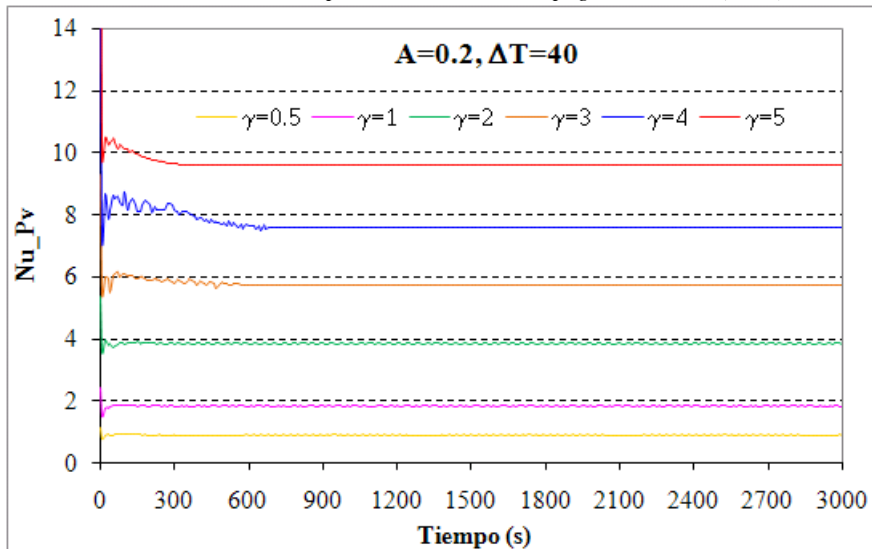


Figura 9. Evolución temporal de  $Nu_{Pv}$  para  $A=0.2$ ,  $\Delta T=40$ , con distintas inclinaciones.

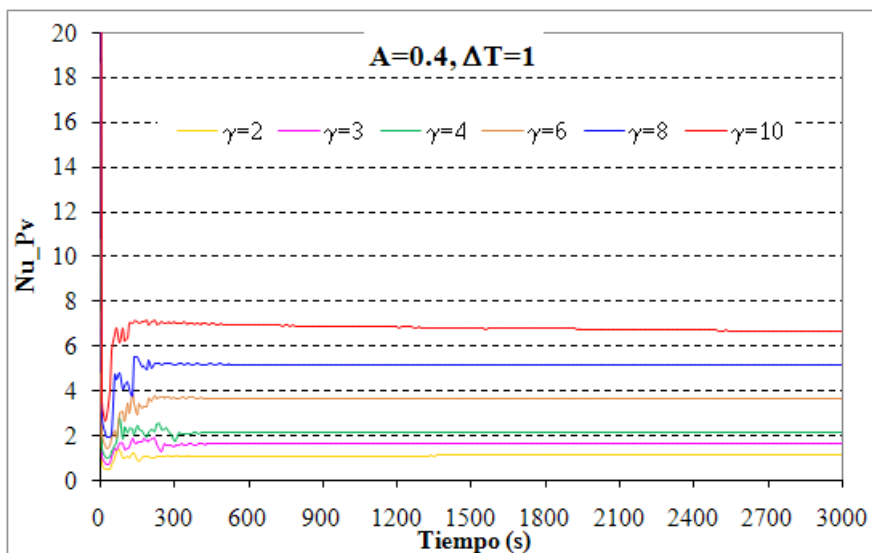


Figura 10. Evolución temporal de  $Nu_{Pv}$  para  $A=0.4$ ,  $\Delta T=1$ , con distintas inclinaciones.

En la figura 11 se observa en la evolución temporal de  $Nu_{Pv}$ , oscilaciones correspondientes a la creación y destrucción de celdas convectivas, descrita con anterioridad para otras razones de aspecto, para  $\gamma=8$  y 10. Este mismo comportamiento se observa, a ésta razón de aspecto y tipo de geometría, a  $\Delta T=10$  (figura 7); y también para  $A=0.3$  con  $\Delta T=20$ , 30 y 40 (figura 6).

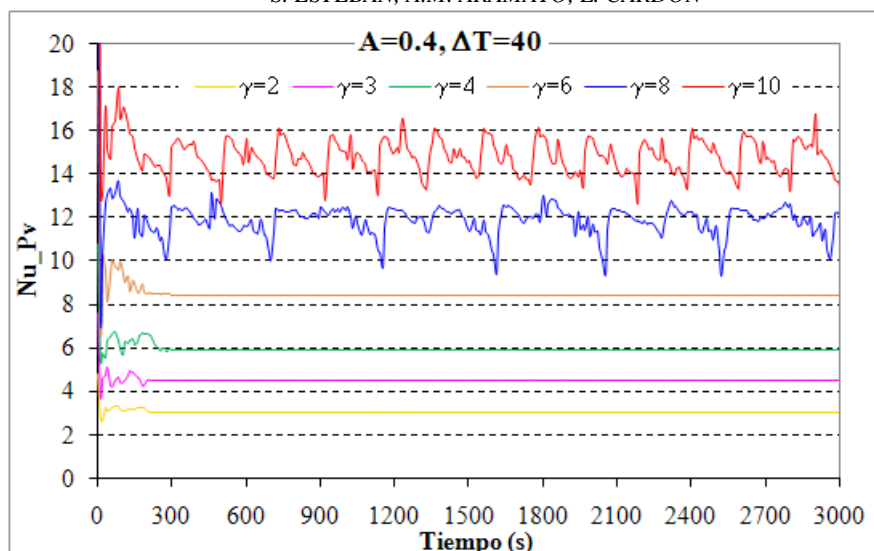


Figura 11. Evolución temporal de  $Nu_{Pv}$  para  $A=0.4$ ,  $\Delta T=40$ , con distintas inclinaciones.

## 5. PROMEDIO TEMPORAL DEL NUMERO DE NUSSELT

Generalmente, el número de Nusselt promedio (temporal) se correlaciona con el número de Rayleigh ( $Ra$ ) o Grashof ( $Gr$ ) de la forma  $Nu = a Ra^b$  o bien  $Nu = a \times Gr^b$ . Los valores del coeficiente  $a$  y el exponente  $b$  se determinan por mediciones experimentales o bien numéricamente. Algunas correlaciones tienen en cuenta los ángulos de inclinación de la cavidad y/o su razón de aspecto ( $A=H/L$ ). Otras en cambio, incluyen estos parámetros en el coeficiente  $a$ . Se debe prestar especial atención a estas expresiones ya que dependen de la definición de los números adimensionales que puede variar con el autor y de artículo a artículo. Por ejemplo, la modificación de la longitud característica modifica los valores de  $Ra$  y  $Gr$  considerados, sobre todo porque esta longitud característica aparece en la definición de estos números igual a la tercera o cuarta potencia dependiendo de las condiciones de borde.

A fin de analizar la dependencia entre el número de Nusselt  $Nu_{Pv}$  y  $Ra$ , se tomó el promedio temporal de  $Nu_{Pv}$  en todos los casos considerados.

La figura 12 muestra el comportamiento de  $Nu_{Pv}$  en función del ángulo de inclinación de las paredes activa,  $\gamma$ ; para  $A=0.2$  y los distintos saltos de temperaturas considerados. En todos los casos, se observa el aumento de  $Nu_{Pv}$  con el incremento lineal de  $\gamma$  y de  $\Delta T$ .

En la figura 13, se ha graficado,  $Nu_{Pv}$  a  $\Delta T=40$  en función de  $\gamma$ , para las razones de aspecto consideradas. De los resultados obtenidos se observa que a medida que aumenta la inclinación de las paredes activas aumenta la transferencia de calor; por otro lado, el incremento de la razón de aspecto produce una disminución de  $Nu_{Pv}$ .

Del análisis de los patrones de flujos obtenidos, los cuales presentan formación de múltiples celdas convectivas revela un comportamiento característico del problema de calentamiento inferior. El exponente obtenido,  $\approx 0.3$ , en todos los ajustes corrobora el que la elección de la longitud característica ( $Pv$ ) es la adecuada para estos tipos de recintos (aplanados).

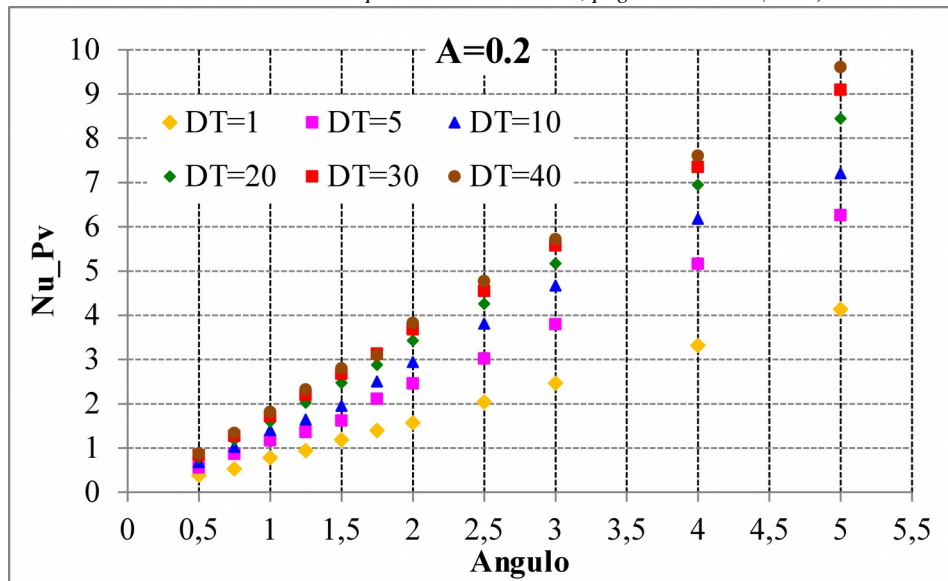


Figura 12. Dependencia de Nu\_Pv con el ángulo de inclinación para recinto de A=0.2 para distintos saltos de temperaturas.

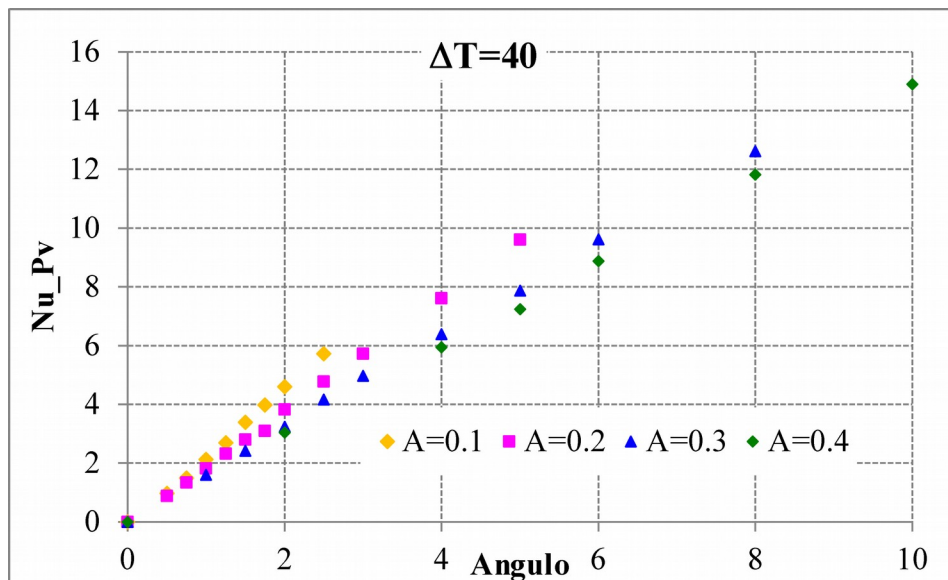


Figura 13. Dependencia de Nu\_Pv con  $\gamma$  para recinto con  $\Delta T=40$  para las razones de aspecto consideradas.

La tabla 2 muestra las correlaciones Nu\_Pv en función de Ra\_Pv, obtenidas para cada razón de aspecto y su correspondiente coeficiente cuadrático de correlación. El mejor ajuste se obtiene para A=0.3.

A	Correlación	R <sup>2</sup>
0.1	$0.1539Ra^{0.2992}$	0.9507
0.2	$0.1125Ra^{0.3167}$	0.9726
0.3	$0.1055Ra^{0.3112}$	0.9855
0.4	$0.1023Ra^{0.3072}$	0.9767

Tabla 2. Correlaciones obtenidas Nu (Ra) para cada A.

La longitud característica propuesta,  $P_v$  (ecuación 7), es independiente de la razón de aspecto. Las gráficas de la figura 13, muestran que  $Nu_{P_v}$  depende también de  $A$ ; por lo que es necesario encontrar una correlación que tenga en cuenta esta dependencia. A fin de obtener una única función que involucre  $Nu_{P_v}$ ,  $Ra_{P_v}$  y  $A$ , se obtuvo una correlación múltiple del tipo potencial, cuya expresión es:

$$Nu = 0.079 A^{-0.252} Ra^{0.3099} \quad (8)$$

$$R^2 = 0.976$$

La figura 14 muestra los  $Nu_{P_v}$  en función de  $Ra_{P_v}$ , en escala doble logarítmica para todas las razones de aspecto. Los puntos corresponden a los datos obtenidos en las simulaciones y las líneas a la correlación múltiple, ecuación 8.

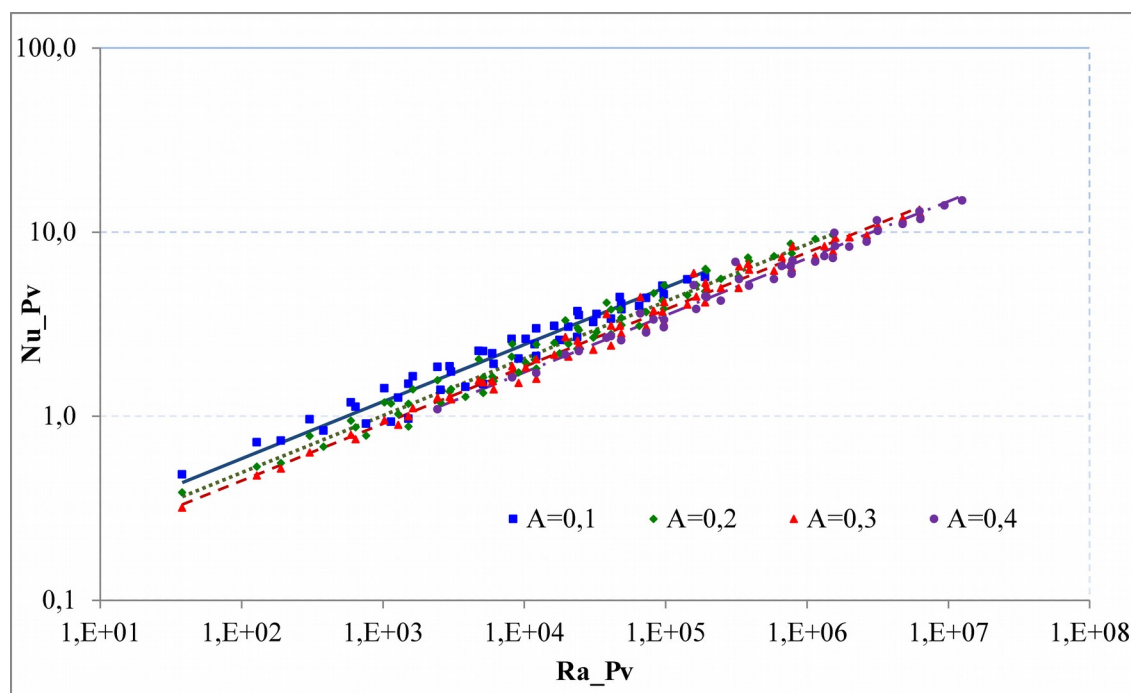


Figura 14. Correlación de  $Nu_{P_v}$  en función de  $Ra_{P_v}$  y la razón de aspecto.

El exponente del número de Rayleigh, aproximadamente igual a 0.3, en la correlación múltiple obtenida (ecuación 8) se corresponde con los problemas de recintos con calentamiento inferior. El exponente negativo de la razón de aspecto, indica una disminución de la transferencia de calor con el incremento de la razón de aspecto, la cual se observa en las gráficas de la figura 13; resultados similares se han obtenido experimentalmente para geometrías triangulares, Anderson et. al (2010). No obstante, esta disminución no es significativa, como puede verse en la figura 14.

## 6. CONCLUSIONES

Se ha realizado un estudio numérico del problema de convección natural transitoria en un recinto trapezoidal, cuyas paredes activas (inferior y superior) se inclinan en forma simétrica. La razón de aspecto  $A$  varía entre 0.1 y 0.5, el ángulo de inclinación de las paredes del recinto varía de 0 hasta un ángulo máximo  $\gamma_{\text{máx}}$ , en tanto que el salto de temperatura entre las paredes activa entre 1 C y 40 C.

Se ha encontrado distintos patrones de flujo en el interior del recinto: establecimiento de celdas convectivas del tipo estacionarias, con movimiento lateral de las mismas; y creación y destrucción de celdas convectivas. Los distintos comportamientos se evidencian en la evolución temporal del  $Nu_{Pv}$ .

Se ha utilizado como longitud característica, tanto para el cálculo del número de Rayleigh como para el número de Nusselt, la proyección vertical de las paredes activas ( $Pv$ ); encontrándose una correlación (para cada una de las razones de aspecto consideradas) del tipo potencial entre  $Nu_{Pv}$  y  $Ra_{Pv}$ , cuyo exponente es aproximadamente igual a 0.3, característico del problema de calentamiento inferior.

Como en el cálculo de la longitud característica ( $Pv$ ) no interviene la razón de aspecto del recinto ( $A$ ), fin de determinar una función que correlacione la transferencia de calor con el número de Rayleigh y la razón de aspecto, se ha obtenido la correlación múltiple dada por la ecuación 8.

## 7. REFERENCIAS

- Anderson T., Duke M., Carson J. . Experimental determination of natural convection heat transfer coefficients in an attic shaped enclosure. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37:360–363, 2010.
- Aramayo A. M., Esteban E. S., Cardón L.. Análisis de la transferencia de calor convectiva en recintos trapezoidales con redes no ortogonales. Acta de la XXXVIII Reunión de Trabajo de la *Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente*, 12:08.109-08.116, 2008.
- Baïri A.. On the Nusselt number definition adapted to natural convection. *Applied Thermal Engineering*, 28:1267–1271, 2008.
- Corcione Massimo. Effects of the thermal boundary conditions at the sidewalls upon natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled from above. *International Journal of Thermal Sciences*, 42:199–208, 2003.
- Esteban E. S., Aramayo A. M., Cardón L..Efecto de la inclinación y de la separación de las paredes activas, en la transferencia de calor en recintos trapezoidales calentados por debajo. Acta de la XXXVIII Reunión de Trabajo de la *Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente*, 3:08.173-08.183, 2015.
- Saha C. S., Y.T. Gu . Natural convection in a triangular enclosure heated from below and non-uniformly cooled from top. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80:529–538, 2015.
- Yesiloz G. and Aydin O.. Laminar natural convection in right-angled triangular enclosures heated and cooled on adjacent walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60:365–374, 2013.