

ESTUDIO DE LA LONGITUD CARACTERÍSTICA PARA CONVECCIÓN NATURAL EN RECINTOS TRAPEZOIDALES

Ester S. Esteban¹, Ana M. Aramayo², Luis Cardón¹, Fátima E. Chauque² y Delfina Aldana Correa²

¹*Departamento de Física - INENCO Facultad de Ciencias Exactas, Av. Bolivia 5150, 4400 Salta UNSa. (s.esteban593@gmail.com)*

²*Departamento de Matemática, Facultad de Ciencias Exactas, UNSa. Av. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina, (am.baranado@gmail.com)*

Palabras Clave: convección natural, recinto trapezoidal, transferencia de calor.

Resumen: Completando el estudio de la transferencia de calor en recintos trapezoidales, 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 0.5 y 0.7, el ángulo de inclinación de las paredes del recinto de 0 (geometría rectangular) hasta un ángulo máximo (geometría prácticamente triangular) y el salto de temperatura impuesto en las paredes inferior y superior de 1 °C a 40°C. En trabajos anteriores se ha analizado la misma geometría para razones de aspecto 0.1 a 0.4 (baja razón de aspecto) y 0.8 a 1.2 (prácticamente cuadrado). En el primer caso, se ha encontrado el establecimiento de celdas convectivas del tipo estacionarias, con movimiento lateral de las mismas, y creación y destrucción de celdas convectivas. En tanto que en el segundo caso, se ha determinado un ángulo crítico que permite distinguir dos regímenes: tipo calentado por debajo y calentado de lado. En este tipo de geometrías existen diferentes alternativas para la elección de una longitud característica que permita describir el comportamiento real del flujo y calcular el número de Nusselt y de Rayleigh, correspondiente. Para recintos con baja razón de aspecto, se ha utilizado la proyección vertical de la pared inclinada del recinto trapezoidal (S. Esteban, et al., *Mecánica Computacional*, 34: 1827-1841 (2016)), en tanto que para recintos prácticamente cuadrados, dependiendo del ángulo de inclinación se ha utilizado además la proyección vertical del lado inclinado, como longitud característica (S. Esteban, et al., *AVERMA*, 3: 08.173-08.183, (2015)). En este trabajo, se presenta y describe las características de flujo que se desarrolla en el interior del recinto y la evolución temporal del número de Nusselt. Se obtiene correlaciones entre el número de Nusselt, Rayleigh, ángulo de inclinación y razón de aspecto, para cada uno de los tipos de regímenes encontrados.

1 INTRODUCCIÓN

En [Bañi 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, 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. La revisión bibliográfica a pesar de ser exhaustiva, no reporta trabajos para geometrías trapezoidales en régimen de calentamiento inferior. Dada la importancia de este tipo de problemas en aplicaciones térmica, el presente trabajo se propone el estudio numérico de la convección natural en recintos trapezoidales, calentados por debajo.

Completando el estudio de la transferencia de calor en recintos trapezoidales, 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 0.5 y 0.7, el ángulo de inclinación de las paredes del recinto varía de 0 (geometría rectangular) hasta un ángulo máximo (geometría prácticamente triangular).

En este tipo de geometrías existen diferentes alternativas para la elección de una longitud característica que permita describir el comportamiento real del flujo y calcular el número de Nusselt y de Rayleigh, correspondiente. Para recintos con baja razón de aspecto, se ha utilizado la proyección vertical de la pared inclinada del recinto trapezoidal, [Esteban, et al., \(2016\)](#) y se ha encontrado el establecimiento de celdas convectivas del tipo estacionarias, con movimiento lateral de las mismas, y creación y destrucción de celdas convectivas. Para recintos prácticamente cuadrados, dependiendo del ángulo de inclinación se ha utilizado además la proyección vertical del lado inclinado, como longitud característica, [Esteban, et al., \(2015\)](#) y se ha determinado un ángulo crítico que permite distinguir dos regímenes: tipo calentado por debajo y calentado de lado.

La convección natural desempeña un rol importante en el transporte de energía, y sirve para un diseño adecuado de recintos si se pretende alcanzar una efectiva transferencia de calor. [Das, et. al. \(2017\)](#) realizan una revisión bibliográfica de la convección natural en recintos de distintas geometrías (triangular, trapezoidal, paralelogramicas, con paredes onduladas, etc.) y condiciones de borde. En esta revisión se citan algunos estudios que han demostrado que la variación de la razón de aspecto y el ángulo de la base de un recinto triangular y rómbico/paralelogramico, tienen influencia en el patrón de flujo desarrollado. En geometrías complejas estos patrones dependen fuertemente de la amplitud de onda y del número de ondulaciones de la pared ondulada. Las investigaciones también tienen en cuenta el efecto de la variación de parámetros como número de Rayleigh, Prandtl, Darcy, Darcy-Rayleigh, etc.

En este trabajo, se presenta y describe las características de flujo que se desarrolla en el interior del recinto y la evolución temporal del número de Nusselt. Se obtiene correlaciones entre el número de Nusselt, Rayleigh, ángulo de inclinación y razón de aspecto, para los casos de flujo multicelular. La razón de aspecto, cociente entre altura máxima y largo del recinto, varía entre 0.5 y 0.7, el ángulo de inclinación de las paredes del recinto de 0 (geometría rectangular) hasta un ángulo máximo (geometría prácticamente triangular) y el salto de temperatura impuesto en las paredes inferior y superior de 1 °C a 40°C.

2 MODELO MATEMÁTICO

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

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

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

De momento:

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

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

En la figura 1, se describen los parámetros geométricos del problema bidimensional estudiado. Las razones de aspecto, $A = H_{\max}/L$, consideradas varían entre 0.5 a 0.7. El ángulo de inclinación de las paredes activas del recinto (γ) varía de 0° (geometría rectangular) hasta γ_{\max} (geometría triangular), en tanto que el salto de temperatura entre las paredes activa entre 1°C y 40°C .

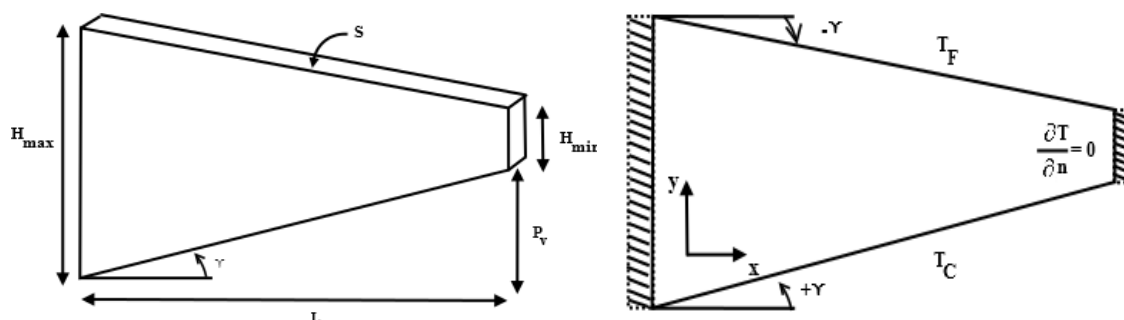


Figura 1. Tipo de geometría estudiada.

Se ha utilizado el programa OpenFoam® para la resolución numérica de las ecuaciones 1 a 3, 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 software, el problema bidimensional se modela con un recinto tridimensional de espesor mucho menor que las otras dimensiones y paredes en la dirección z , inactivas.

3 VISUALIZACIÓN DE FLUJO

A fin de describir las características del flujo en el interior del recinto y la evolución temporal del número de Nusselt, para cada razón de aspecto y salto de temperatura, se ha dividido los casos simulados en tres:

- Caso A: Geometrías prácticamente rectangulares.
- Caso B: Geometrías intermedias.
- Caso C: Geometrías cercanas a la triangular.

La [tabla 1](#), muestra la variación del ángulo de inclinación para cada razón de aspecto. La distinción entre los casos se ha realizado, de acuerdo a las características geométricas y del tipo de flujos encontrados.

	A=0.5	A=0.6	A=0.7
Caso A	1°- 4°	1°- 4°	1°- 4°
Caso B	5°- 8°	5°- 8°	5°- 9°
Caso C	9°- 12°	9°- 16°	10°- 18°

Tabla 1. Casos considerados, variación del ángulo de inclinación.

La [figura 2](#) muestra los patrones de flujo obtenidos para un recinto con $A=0.5$ y $\gamma=1$ (Caso A) y $\gamma=10$ (Caso C), para un salto de temperatura $\Delta T=1$, a distintos tiempos. En el primer caso podemos ver que en el interior del recinto se establece una única celda convectiva con sentido de circulación antihorario, este mismo comportamiento se observa a $\gamma=2$ pero con sentido de circulación horario. El patrón de flujo unicelular es característico para los primeros ángulos ($\gamma \leq 4$) en recintos con razones de aspecto 0.6 y 0.7. En el segundo caso (caso C), en cambio, se establece tres celdas convectivas principales y dos de pequeño tamaño e intensidad, ubicada en la parte inferior y superior de la base mayor del trapecio, que no llegan a desarrollarse.

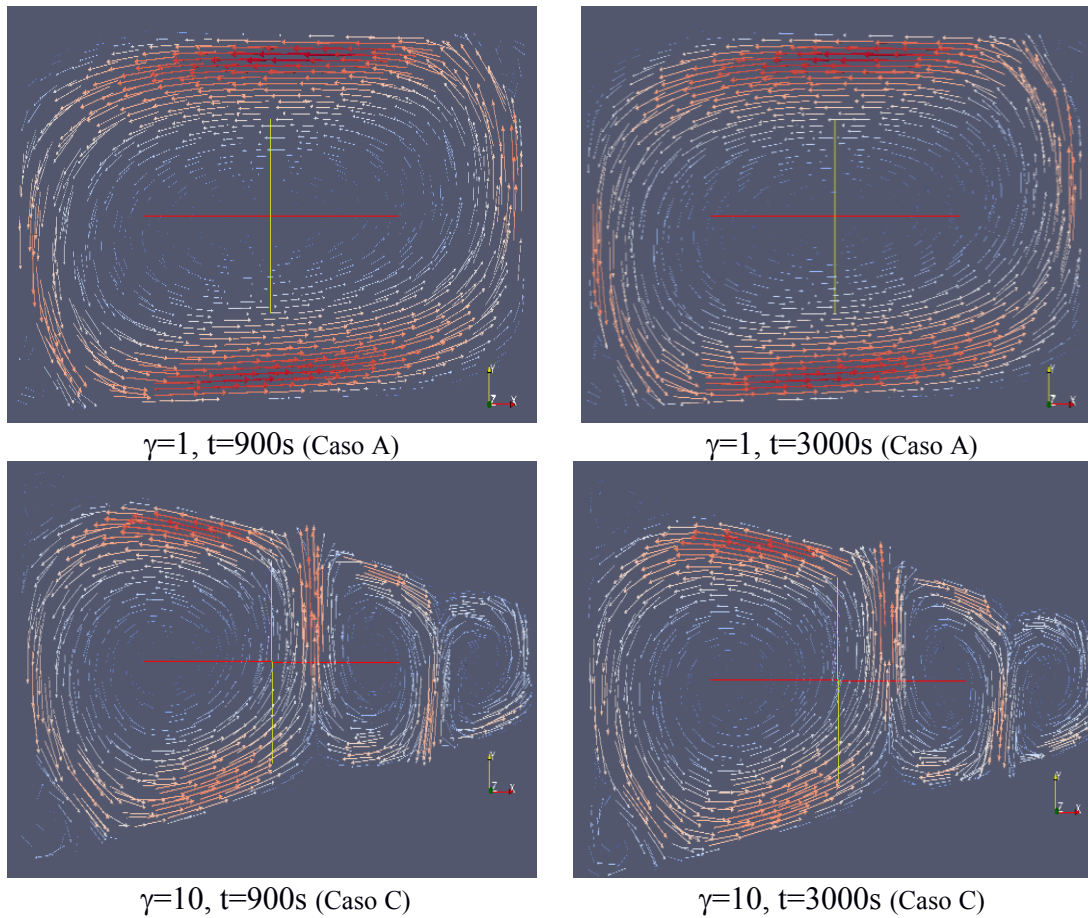


Figura 2. Evolución temporal de los patrones de flujo para $A=0.5$ y $\gamma=1$ (Caso A) y $\gamma=10$ (Caso C), $\Delta T=1$.

La [figura 3](#) muestra los patrones de flujo obtenidos para un recinto con $A=0.7$ y $\gamma=4$ y un salto de temperatura $\Delta T=40$ (Caso A), a distintos tiempos.

En general, se tiene que el surgimiento de nuevas celdas tiene lugar en la base mayor del trapecio y puede ocurrir desde la parte superior o inferior, de la misma. El sentido de circulación de estas celdas es contrario al de la celda principal. Por otro lado, la destrucción de celdas ocurre en la base menor del trapecio.

Para $t=750s$, se observa dos celdas convectivas, la de mayor tamaño con sentido de circulación horario. A medida que transcurre el tiempo, la celda de mayor tamaño crece hasta ocupar la totalidad del recinto, $t=850s$. Este proceso (que incluye la destrucción de celdas) origina una disminución en la transferencia de calor, como se verá en la próxima sección.

Otro comportamiento encontrado, no mostrado en esta sección, corresponde al movimiento lateral de la celda de principal o las celdas existentes, con posible aumento y disminución de tamaño, pero sin destrucción de celdas, dando lugar a que la evolución temporal del número de Nusselt basado en la proyección vertical (Nu_{Pv} , definido en la próxima sección) tenga un comportamiento oscilatorio (figura 7, $\gamma=7$).

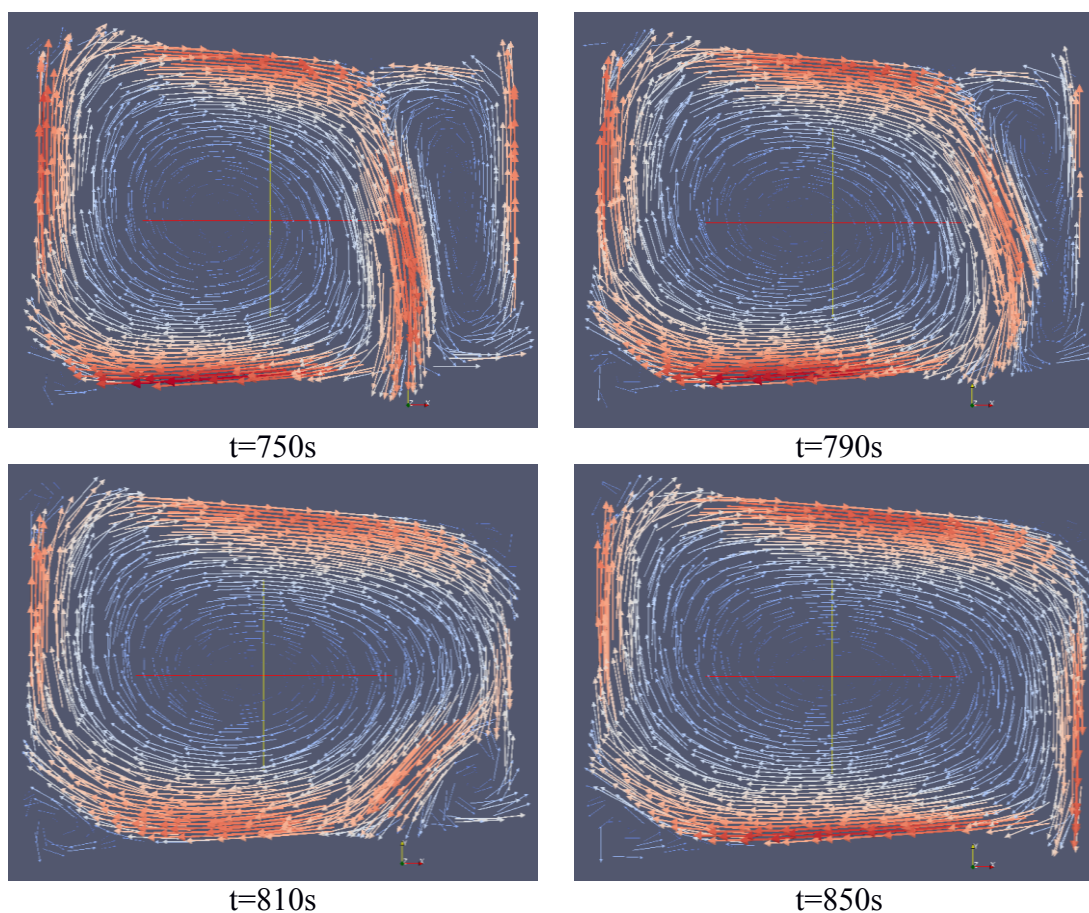


Figura 3. Evolución temporal de los patrones de flujo para un recinto $A=0.7$ y $\gamma=4$, $\Delta T=40$ (Caso A).

La figura 4 muestra los patrones de flujo obtenidos para un recinto con $A=0.6$ y $\gamma=5$ y un salto de temperatura $\Delta T=30$ (Caso B), a distintos tiempos en los que ocurren destrucción y creación de celdas.

Para $t=1110s$, se observa nuevamente dos celdas convectivas, la de mayor tamaño con sentido de circulación horario. Transcurrido un cierto tiempo, $t=1130s$, la celda de mayor tamaño crece hasta hacer desaparecer la otra celda, dando lugar a la formación de dos celdas secundarias de poca intensidad, ubicadas en la parte inferior y superior de la base mayor del trapecio.

La celda establecida a $t=1130s$, persiste hasta $t=1600s$. Para $t=1600s$, las dos celdas secundarias (ubicadas en la base mayor del trapecio, con sentido de circulación anti-horario) crecen hasta dar lugar a la formación de una única celda que crece en tamaño e intensidad. Este proceso (que incluye la creación de una nueva celda) origina un aumento en la transferencia de calor, como se verá en la próxima sección.

Este comportamiento de creación de celdas, su establecimiento durante un cierto tiempo, y su posterior crecimiento hasta destruir la celda de menor intensidad, se repite dando lugar un comportamiento de la evolución temporal del Nu_{Pv} observado en los casos de $\gamma=5, 6$ y 7 , figura 9.

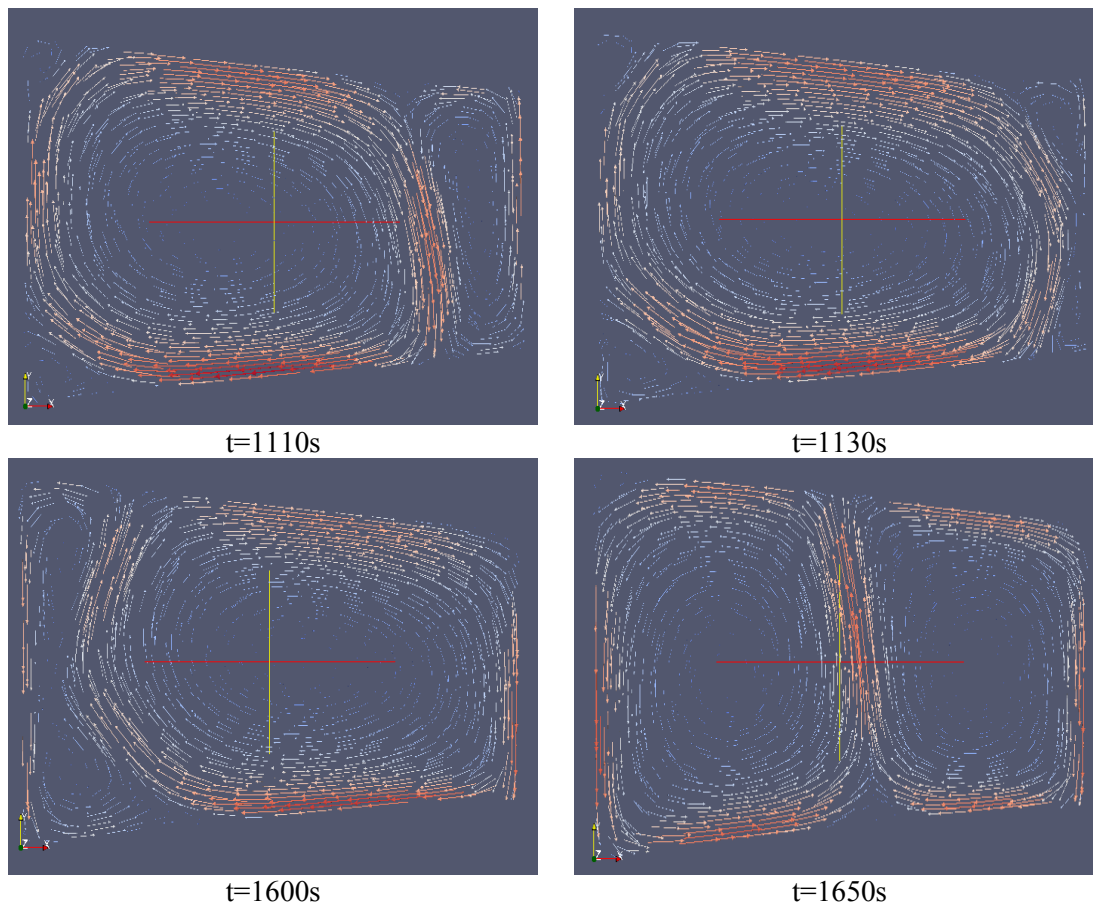


Figura 4. Evolución temporal de los patrones de flujo para un recinto $A=0.6$ y $\gamma=5$ (Caso B), $\Delta T=30$.

La figura 5 muestra los patrones de flujo obtenidos para un recinto con $A=0.7$ y $\gamma=16$ y un salto de temperatura $\Delta T=40$ (Caso C), a distintos tiempos en los que ocurren la destrucción, surgimiento y re-acomodamiento de celdas, de manera prácticamente instantánea.

Para $t=1500s$, se observan cuatro celdas convectivas identificadas de la siguiente manera: la de mayor tamaño con sentido de circulación antihorario (celda 2), la ubicada en el extremo superior de la base mayor del trapecio (celda 1) y las dos restantes, en el extremo derecho del recinto (celda 3). Para $t=1510s$, la celda 1 crece provocando una disminución de tamaño de la celda 2. A medida que transcurre el tiempo, la celda 1 evoluciona hasta convertirse en la celda principal (de mayor tamaño) con sentido de circulación horario ($t=1530s$). Simultáneamente, se observa el surgimiento de una nueva celda (celda 4) de poca intensidad, en la parte inferior del recinto, la que crece en tamaño e intensidad, hasta convertirse en la celda principal ($t=1570s$).

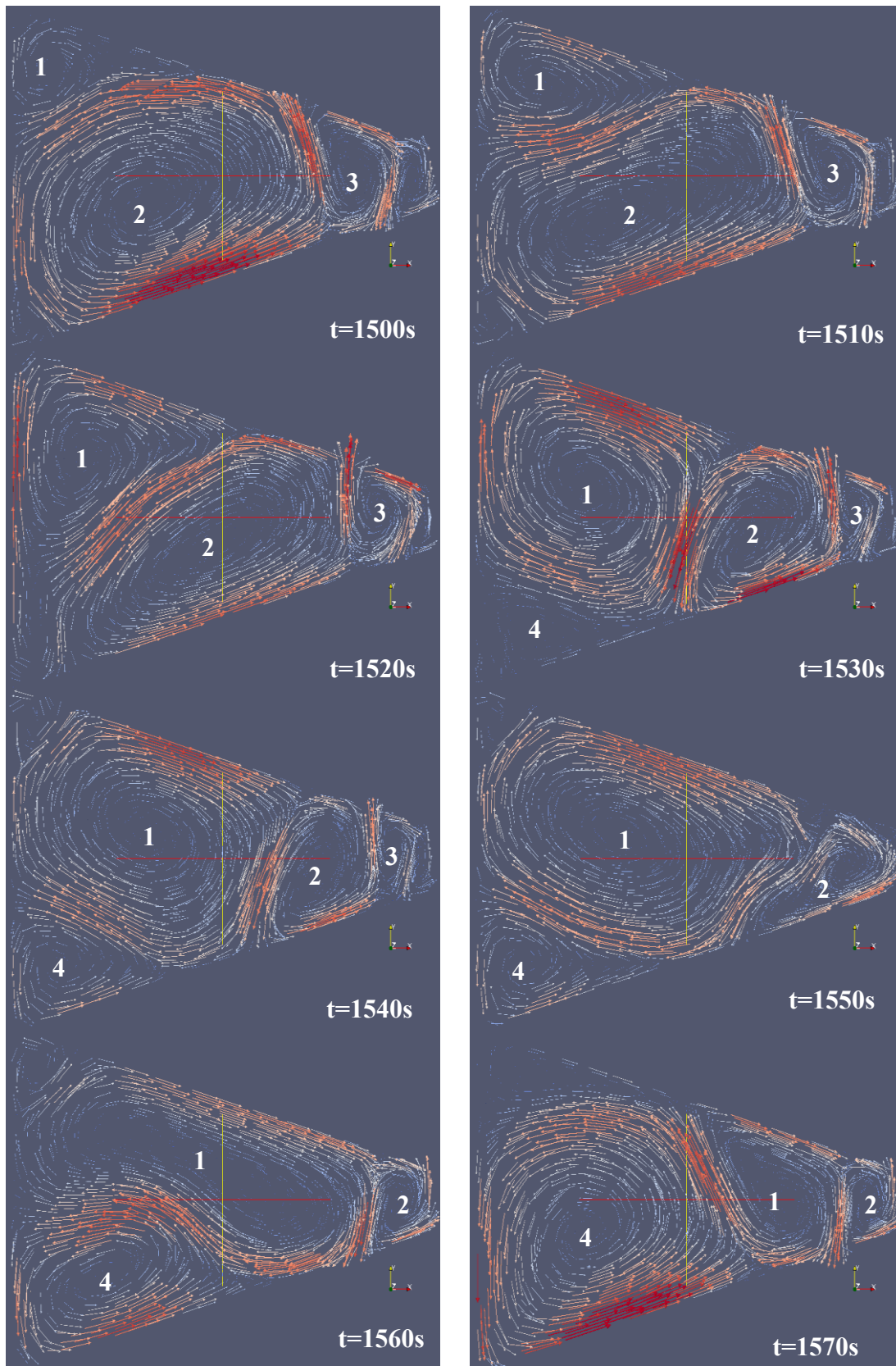


Figura 5. Evolución temporal de los patrones de flujo para un recinto $A=0.7$ y $\gamma=16$ (Caso C), $\Delta T=40$.

Este proceso se repite a lo largo de todo el tiempo simulado, lo que da cuenta del comportamiento oscilatorio permanente de la transferencia de calor, como lo veremos en la próxima sección.

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, eligiendo en forma apropiada una longitud característica de la cavidad. 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:

$$\overline{Nu}_H = \frac{H}{\Delta T \times S} \iint_S \frac{\partial T}{\partial n}(x_i, y_i) ds \quad (4)$$

donde ΔT 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 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, la proyección vertical de las paredes activas P_v y la altura promedio del recinto H_{prom} , definidas por:

$$H_{prom} = \frac{H_{\max} + H_{\min}}{2} = H_{\max} - Lt \tan \gamma \quad (5)$$

$$P_v = Lt \tan \gamma \quad (6)$$

De las ecuaciones 5 y 6, se observa que H_{prom} tiene en cuenta todos parámetros geométricos, en tanto que en P_v no interviene la altura del recinto.

En el trabajo [Esteban et. al \(2016\)](#) donde se estudia el comportamiento térmico de recintos aplanados ($0.1 \leq A \leq 0.4$) se utiliza P_v , como longitud característica.

En este trabajo, para las razones de aspecto consideradas ($0.5 \leq A \leq 0.7$) se propone utilizar como longitud característica P_v , ya que esta elección permite describir el comportamiento multicelular dentro del recinto, obtenida en prácticamente todas las simulaciones.

A continuación, se analiza la transferencia de calor determinada a través de la ecuación 4, basada en la longitud P_v , Nu_{P_v} .

Las figuras 6 a 13, muestran la evolución temporal de Nu_{P_v} , para una razón de aspecto y salto de temperatura dados, parametrizadas con el ángulo de inclinación de las paredes activas, según sea el caso A, B y C.

Las figuras 6 a 8, muestran la evolución temporal de Nu_{P_v} para $A=0.5$, salto de temperatura $\Delta T=20^\circ\text{C}$, para los tres casos considerados. Para el caso A, se observa que Nu_{P_v} alcanza un valor estable, [figura 6](#). Si se aumenta el ángulo de inclinación (caso B) [figura 7](#), se observa un comportamiento irregular pero que se repite. Se tiene un comportamiento del tipo oscilatorio, por ejemplo: para $A=0.5$ $\Delta T=20$ $\gamma=7$.

La [figura 8](#), muestra que para todos los ángulos considerados (Caso C) el comportamiento es inestable con periodos de oscilación pequeños.

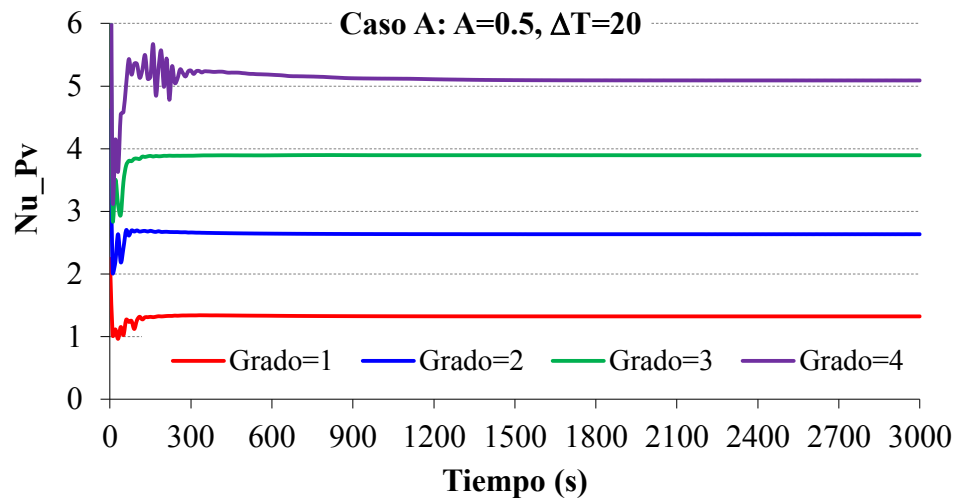


Figura 6. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.5$, $\Delta T=20$, con distintas inclinaciones.

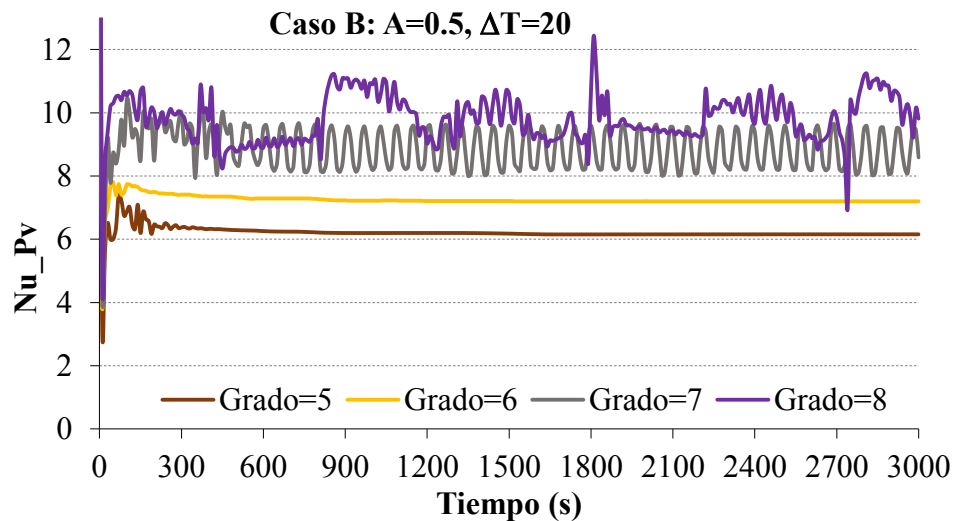


Figura 7. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.5$, $\Delta T=20$, con distintas inclinaciones.

Las figuras 9 y 10, muestran la evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.6$, salto de temperatura $\Delta T=30^\circ\text{C}$, para los casos B y C. El caso A, no incluido en este trabajo, presenta un comportamiento similar al de la figura 6, con valores de Nu_{Pv} mayores.

La figura 9, muestra el caso B caracterizado por presentar un comportamiento irregular asociado con la creación y destrucción de celdas, descrito en la figura 4.

En la figura 10, caso C, se observa oscilaciones permanentes también asociadas a la creación y destrucción de celdas, característico de las geometrías prácticamente triangulares.

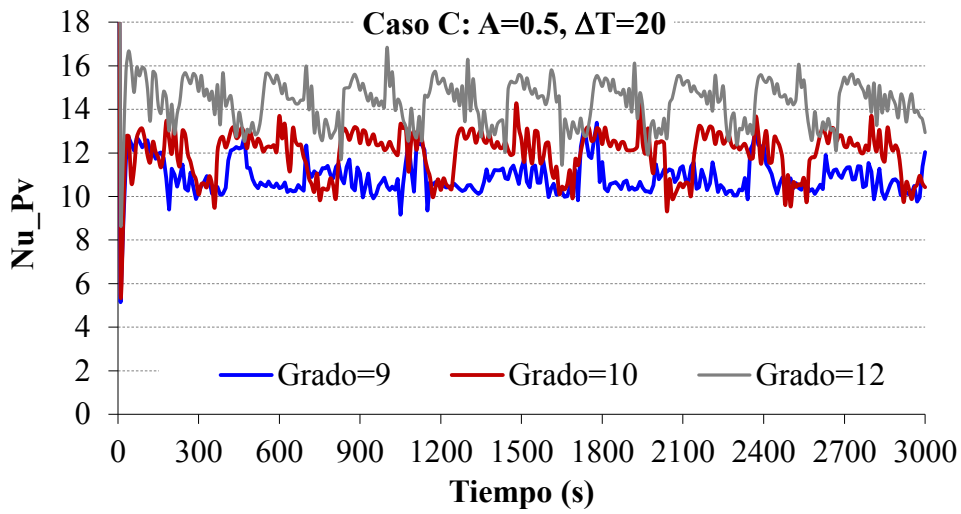


Figura 8. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.5, \Delta T=20$, con distintas inclinaciones.

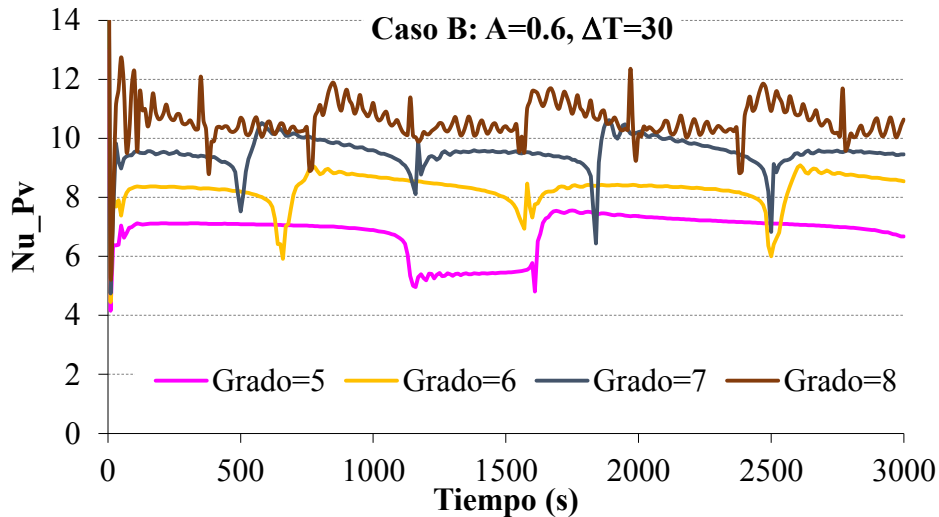


Figura 9. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.6, \Delta T=30$, con distintas inclinaciones.

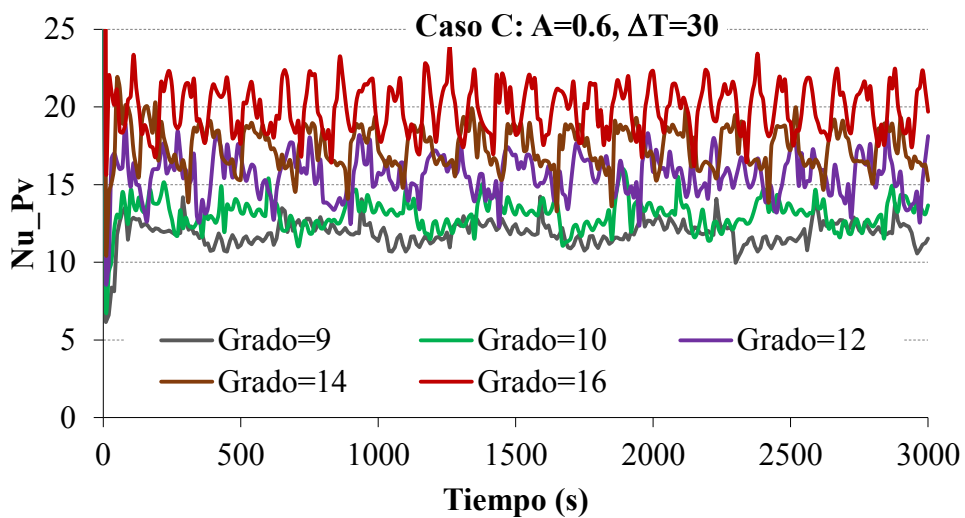


Figura 10. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.6, \Delta T=30$, con distintas inclinaciones.

Las figuras 11 a 13, muestran la evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.7$, salto de temperatura $\Delta T=40^\circ\text{C}$, para los tres casos considerados.

En la figura 11, se observa que Nu_{Pv} , para todos los ángulos, alcanza un valor estable. La curva correspondiente a $\gamma=4$, presenta un comportamiento diferente, hasta $t=800$ alcanza un valor y luego disminuye, esto da cuenta de la destrucción definitiva de celdas, como se describe en la sección anterior (figura 3).

Otro tipo de comportamiento encontrado, corresponde al aumento y disminución en el valor de Nu_{Pv} , en forma periódica, mostrado en la figura 12. Este comportamiento está asociado al proceso de creación y destrucción de celdas, que persisten durante cierto tiempo.

La figura 13, caso C, muestra un comportamiento altamente inestable de Nu_{Pv} con períodos de oscilación pequeños. A medida que aumenta el ángulo de inclinación de las paredes activas, aumenta la amplitud de las oscilaciones.

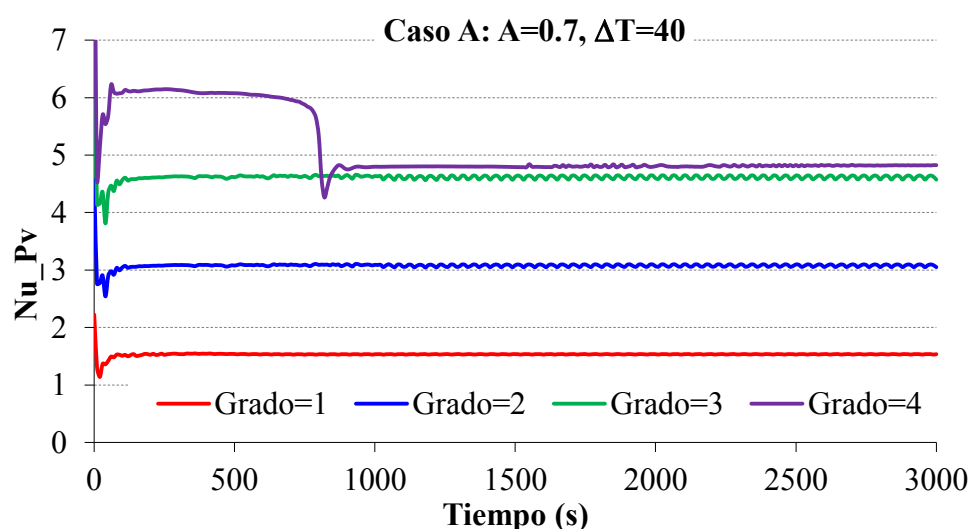


Figura 11. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.7, \Delta T=40$, con distintas inclinaciones.

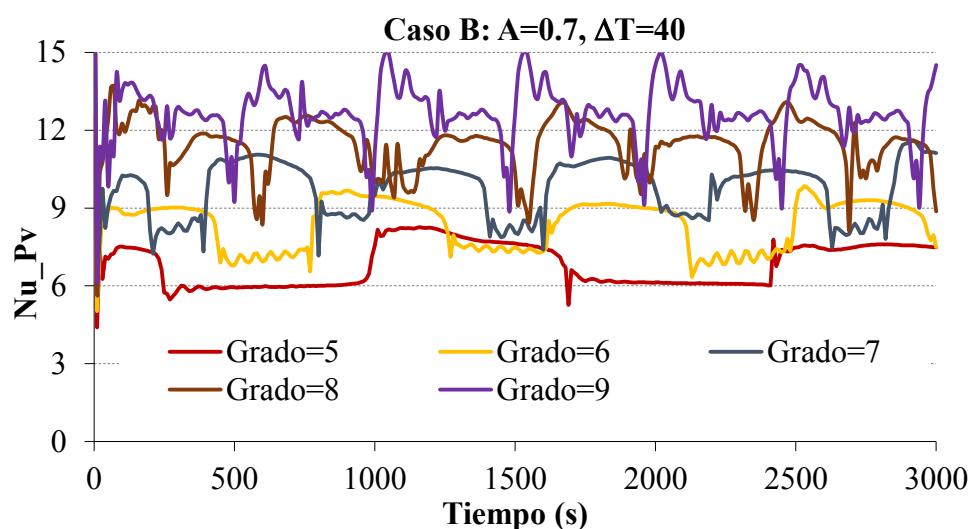


Figura 12. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.7, \Delta T=40$, con distintas inclinaciones.

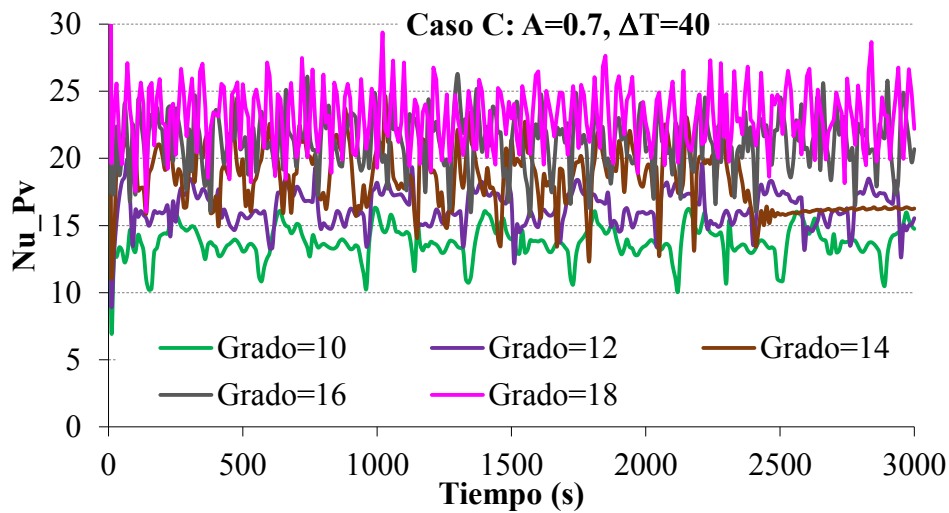


Figura 13. Evolución temporal de Nu_{Pv} para $A=0.7$, $\Delta T=40$, con distintas inclinaciones.

5 PROMEDIO TEMPORAL DEL NUMERO DE NUSSOLT

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.

El número de Rayleigh en función de la longitud característica propuesta en este trabajo, está definido por:

$$Ra_{Pv} = \frac{g\beta}{\alpha\nu} \Delta T (Pv)^3 \quad (7)$$

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

En el análisis de la cavidad rectangular que se inclina, [Bejan \(1993\)](#), afirma que el ángulo de inclinación γ , tiene un efecto determinante en el flujo y en las características de la transferencia de calor. El mecanismo de transferencia de calor cambia de conducción pura (una única celda) a convección de Benard (multicelular).

En este trabajo, se tiene el efecto de la inclinación de dos paredes en sentidos contrarios: pared inferior en sentido positivo y superior negativo ([figura 1](#)). Como se analiza en las secciones anteriores estas geometrías producen distintas estructuras de flujos: única celda, dos celdas que persisten en el tiempo, destrucción y creación de celdas, múltiples celdas.

Un análisis de los patrones de flujo ([figura 2](#)), muestra que en algunos casos se encuentran estructuras unicelulares estables, por lo que su correspondiente Nu_{Pv} no se incluye en la correlación general para cada razón de aspecto.

La [figura 14](#) muestra Nu_{Pv} en función de Ra_{Pv} para $A=0.6$ parametrizado con el salto de temperatura. En el gráfico, se incluyen las correlaciones para cada salto de temperatura y el coeficiente cuadrático de correlación, los que muestran un muy buen ajuste para cada caso. Se

observa que a medida que aumenta el salto de temperatura, el exponente de Ra_{Pv} se acerca 0.3, característico del problema de calentamiento inferior. Para $\Delta T=1$ y 5 el exponente se aleja del valor 0.3, comportamiento también observado para $A=0.5$ y 0.7.

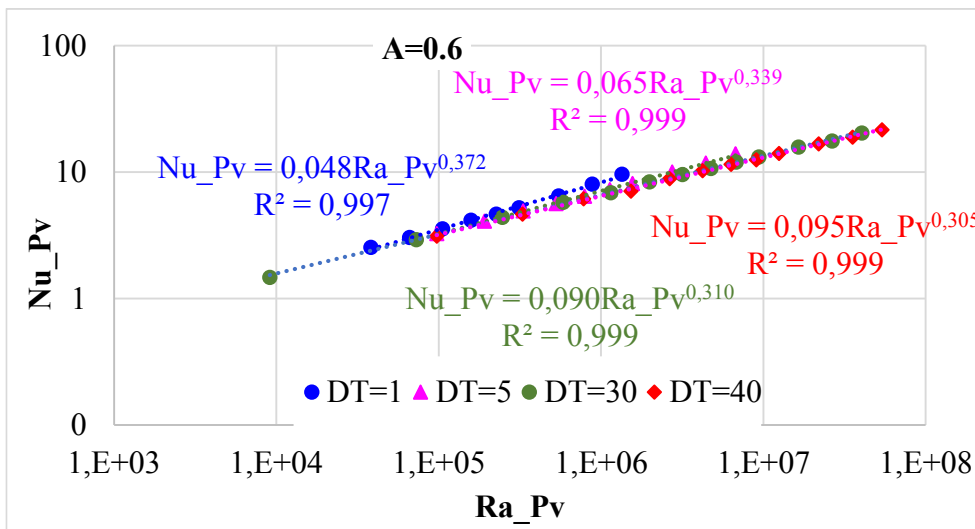


Figura 14. Dependencia de Nu_{Pv} con Ra_{Pv} para $A=0.6$ para todos los saltos de temperaturas.

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.

A	Correlación	R ²
0.5	$0.093Ra^{0.312}$	0.989
0.6	$0.103Ra^{0.303}$	0.988
0.7	$0.079Ra^{0.319}$	0.987

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

La [figura 15](#) muestra el comportamiento de Nu_{Pv} en función Ra_{Pv} , en escala doble logarítmica, para $A= 0.6$ para todos los saltos de temperaturas. Si bien para cada salto de temperatura se obtuvo distintas líneas de tendencia ([figura 14](#)), en esta figura se presenta una correlación general que no distingue todos los saltos de temperatura.

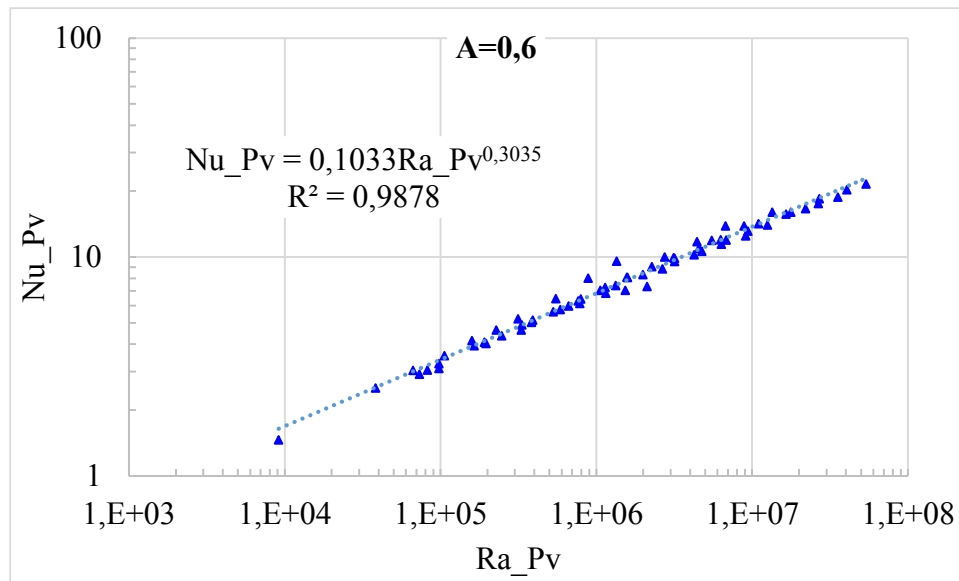


Figura 15. Dependencia de Nu_{Pv} con Ra_{Pv} para $A=0.6$ para todos los saltos de temperaturas.

La figura 16 muestra el comportamiento de Nu_{Pv} en función Ra_{Pv} , en escala doble logarítmica, para todas las razones de aspecto y los saltos de temperaturas. Se ha encontrado una correlación múltiple de Nu_{Pv} en función Ra_{Pv} y la razón de aspecto, obteniéndose la ecuación:

$$Nu_{Pv} = 0.081A^{-0.192}Ra_{Pv}^{0.313} \quad (8)$$

$$R^2 = 0.988$$

El exponente de Ra_{Pv} cercano a 0.3 describe el comportamiento multicelular encontrado en la mayoría de los casos considerados. El exponente negativo que acompaña a la razón de aspecto, muestra una disminución de la transferencia de calor con el aumento de A .

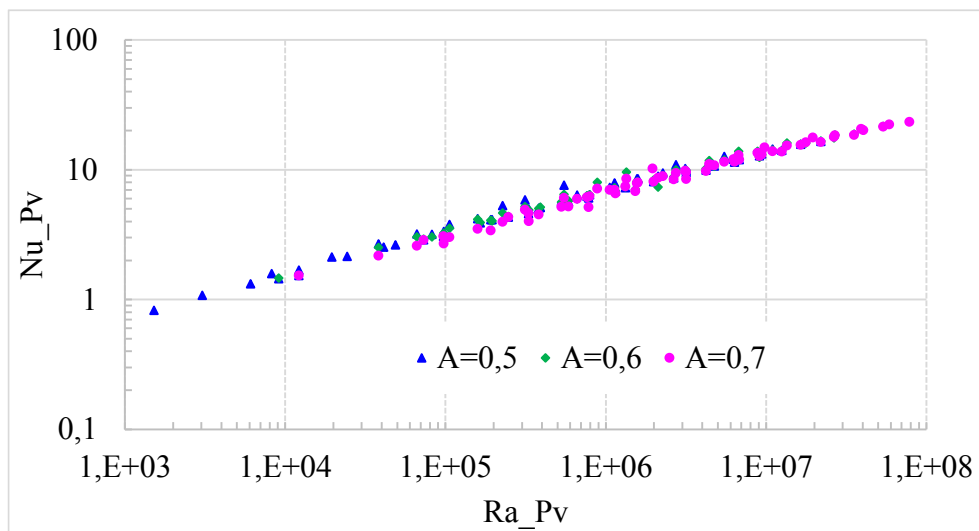


Figura 16. Dependencia de Nu_{Pv} con Ra_{Pv} para todos los casos considerados.

6 CONCLUSIONES

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, varía entre 0.5 y 0.7, el ángulo de inclinación de las paredes del recinto varía de 0 (geometría rectangular) hasta un ángulo máximo (geometría prácticamente triangular). Dada las distintas características de flujo encontradas, se ha considerado conveniente dividir los casos, para cada razón de aspecto, en tres: geometrías prácticamente rectangulares (caso A), geometrías intermedias (caso B) y geometrías cercanas a la triangular (caso C).

Se ha encontrado una correlación múltiple entre Nu_{Pv} , razón de aspecto y número de Rayleigh, teniendo en cuenta sólo los casos multicelulares. El exponente de Ra_{Pv} cercano al valor 0.3, indica que la elección de la longitud característica es apropiada para describir el tipo de flujo multicelular. Por otro lado, se tiene que para un incremento de la razón de aspecto la transferencia de calor disminuye.

REFERENCIAS

- 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., Zarco-Pernia E., García de María J.-M. A review on natural convection in enclosures for engineering applications. The particular case of the parallelogrammic diode cavity. *Applied Thermal Engineering* 63, pags. 304-322, 2014.
- 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.
- Baïri A. On the Nusselt number definition adapted to natural convection. *Applied Thermal Engineering*, 28:1267–1271, 2008.
- Esteban E. S., Aramayo A. M., Cardón L. Estudio numérico de la transferencia de calor en recintos trapezoidales de baja razón de aspecto calentados por debajo. *Mecánica Computacional*, 34, pag, 1827-1841, 2016.
- Das D., Roy M., Basak T. Studies on natural convection within enclosures of various (non-square) shapes – A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, pag. 356–406, 2017.
- Bejan A. *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., 1993.