

PERFILES DE FLUJO DE AIRE EN CAVIDADES SOMETIDAS A GRADIENTES TÉRMICOS. APLICACIÓN A CONSTRUCCIONES CIVILES

Marcelo Berli^{a, b}, José Di Paolo^a y Fernando Saita^b

^a*Cátedra de Mecánica de Fluidos, Facultad Regional Santa Fe, Universidad Tecnológica Nacional. Lavaise 610, 3000 Santa Fe. Argentina. mberli@ceride.gov.ar.*

^b*Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química, Universidad Nacional del Litoral, CONICET Güemes 3450, 300 Santa Fe. Argentina.*

Palabras claves: convección natural, elementos finitos, cavidad.

Resumen. En este trabajo se resuelve un modelo bidimensional de flujo laminar dominado por convección natural dentro de una cavidad que representa al techo de una vivienda estándar. La cavidad está restringida por: una parte superior inclinada (techo) con altas temperaturas, una parte inferior con temperatura confortable para el ser humano, dos paredes laterales aislantes y dos orificios de entrada y salida del flujo. Se imponen condiciones de contorno de manera que el flujo evolucione sujeto a las fuerzas de convección por variación de su densidad, para la cual se utiliza un modelo de variación lineal con la temperatura. El efecto de dicha variación es considerada solamente en las fuerzas de volumen pero no en las fuerzas de inercia, lo cual responde al modelo clásico de Boussinesq. El modelo fue validado satisfactoriamente con publicaciones anteriores. Los resultados preliminares muestran que los siguientes factores de diseño influyen notablemente sobre la performance térmica de la cavidad: existencia y amplitud de los orificios de ventilación, relación entre la altura media del techo y longitud de la base y ángulo de inclinación.

NOMENCLATURA

A_m :	Altura media del techo
g :	Aceleración de la gravedad.
L :	Longitud de la base del techo.
l :	Longitud adimensional de la base de la cavidad.
n :	Vector normal a la superficie.
Un :	Número de Nusselt medio.
p :	Presión adimensional
P_c :	Presión característica
Pr :	Número de Prandtl
Re :	Número de Reynolds
T :	Temperatura dimensional
T_o :	Temperatura ambiente.
T_i :	Temperatura interna de la vivienda (en la base del techo).
T_m :	Temperatura de la parte inclinada del techo (considerada máxima en este trabajo)
u :	Componente x de la velocidad.
U_c :	Velocidad característica
v :	Componente y de la velocidad
x :	Coordenada x
y :	Coordenada y
α :	Difusividad Térmica
β :	Módulo de expansión volumétrica del fluido.
μ :	Viscosidad dinámica del fluido.
ν :	Viscosidad cinemática del fluido.
θ :	Temperatura adimensional.
ρ :	Densidad del fluido.
τ :	Tensor de tensiones.

1 INTRODUCCIÓN

La necesidad de contar con un ambiente interno confortable en edificios de zonas con estaciones de altas temperaturas, es uno de los principales objetivos del mercado tecnológico actual de artículos para el hogar. El desarrollo tecnológico ha logrado reducir los costos de producción y aumentar la oferta de acondicionadores de aire, haciéndolos cada vez más accesibles económicamente. Esta situación eleva anualmente los requerimientos energéticos de la población y, por lo tanto, las necesidades de producción de energía eléctrica se incrementan, poniendo en riesgo la capacidad de abastecimiento de las centrales eléctricas y la modificación del medio ambiente local.

Recientemente, la dirección europea sobre performance energética de edificios (European Directive on the energy performance on buildings) ha sugerido (2002/91/CE) el desarrollo de técnicas de enfriamiento pasivo tanto para el mejoramiento de la calidad de aire interno como para disminuir la temperatura y la polución ambiental (Ciampi et al., 2005). La Unión Europea ha forzado luego la formulación de leyes y los caminos necesarios para regular y administrar las sugerencias de dicha dirección para el año 2006. En países en vías de desarrollo como el nuestro, estas leyes no existen y los riesgos tanto económicos como ambientales no están sujetos a controles. Es evidente que crear medios pasivos de confort térmico interno en viviendas es una de las medidas que, a corto plazo, promete ser una solución para disminuir los riesgos mencionados y, al mismo tiempo, reducir los costos

energéticos de cada individuo en los meses de mayores temperaturas.

Una de las principales partes a través de la cual una vivienda intercambia importantes cantidades de calor es el techo. La temperaturas extremas a la que está expuesta la parte superior es transmitida (a través de ciertos aislantes) al cielo raso en contacto con el interior del edificio, y la cámara de aire interpuesta entre ambos juega un papel fundamental en la transmisión de esta energía. Esta cámara no está actualmente optimizada como un elemento pasivo de ahorro energético para una vivienda común, siendo un elemento potencial de diseño para disminuir las pérdidas de calor en invierno y ganancias en verano.

Asan y Namli (2000) analizaron el problema de convección natural en una cavidad triangular cerrada. Simularon condiciones de flujo laminar para distintos valores del número de Rayleigh, concluyendo que la relación base-altura del triángulo es determinante en la transferencia de calor a través de la base, sobre todo para relaciones mayores a 1. A medida que dicha relación aumenta, sus resultados muestran una disminución en el número de Nusselt y, por lo tanto, una reducción en la transferencia de calor en la base.

Hirunlabh et al (2001) realizaron un análisis macroscópico para evaluar la performance de los elementos de construcción en un techo que contiene una ventilación inclinada de sección constante. En este trabajo se consideraron las propiedades de los materiales de construcción, pero con condiciones de flujo impuestas a la entrada de la ventilación. Concluyen que, esta disposición de sección constante no es suficiente para lograr una ventilación natural que satisfaga el confort térmico de la vivienda. Por otro lado, Ciampi et al (2005) realizaron un análisis sobre una disposición del techo similar a la de Hirunlabh et al (2001) pero consideraron régimen laminar y turbulento, con un flujo dominado por el número de Reynolds impuesto. Sus resultados muestran que en régimen laminar, el ahorro de energía debido a la ventilación del techo puede alcanzar el 30 %, situación que mejora con el aumento de la sección de la ventilación y el aumento del ángulo de inclinación del techo.

Recientemente, Basak et al (2007) utilizaron elementos finitos penalizados para resolver numéricamente un modelo de convección natural en régimen laminar, con el objetivo de estudiar la distribución de temperatura y la transferencia de calor a través de la base de un triángulo cerrado de dimensiones constantes. Sus resultados muestran un aumento del número de Nusselt (y por lo tanto de la transmisión de calor) a través de la base con el aumento del número de Rayleigh (y por lo tanto de las velocidades del flujo). Concluyen además que el número de Prandtl (que relaciona transferencia de calor con transferencia de cantidad de movimiento) tiene poca influencia en el número de Nusselt, comparado con las variaciones debidas al número de Rayleigh.

En este trabajo preliminar se estudian los perfiles de flujo de aire y las distribuciones de temperatura en una cavidad cuya geometría bidimensional es representativa de un corte transversal del techo de una vivienda estándar. La cavidad contiene dos aberturas opuestas para favorecer el flujo a través de la misma. El modelo físico corresponde a un flujo 2D dominado por el efecto de buoyancia (flotación) y consta de las ecuaciones de Navier –Stokes y la ecuación de energía térmica en dos dimensiones. Estas ecuaciones presentan las conocidas no linealidades de los términos convectivos y están altamente acopladas a través de las variables velocidad y temperatura, por lo cual se utiliza el método de elementos finitos (Galerkin) y el método de Newton para resolver las mismas en forma simultánea. Junto con los perfiles mencionados, y mediante un posprocesamiento, se estudia la transferencia de calor a través de la base de la cavidad variando los siguientes parámetros: apertura de los orificios de entrada y salida del flujo, inclinación de la parte superior de la cavidad y separación media entre la parte superior e inferior.

2 MODELO

La figura 1 muestra la malla de elementos finitos sobre la geometría genérica de la cavidad, fuera de escala para su mejor visualización. La parte inclinada (techo) se une en sus extremos con los orificios de entrada y salida. La longitud de estos últimos se consideró igual a la de una pared de 30 cm de espesor, y su apertura se considera un parámetro a estudiar. El orificio más bajo (entrada, a la derecha de la figura 1) se encuentra a una distancia de la base que también será objeto de estudio. Finalmente, la altura media a la que se referirá en este trabajo (A_m), es considerada como la altura perpendicular a la base en la mitad de su longitud.

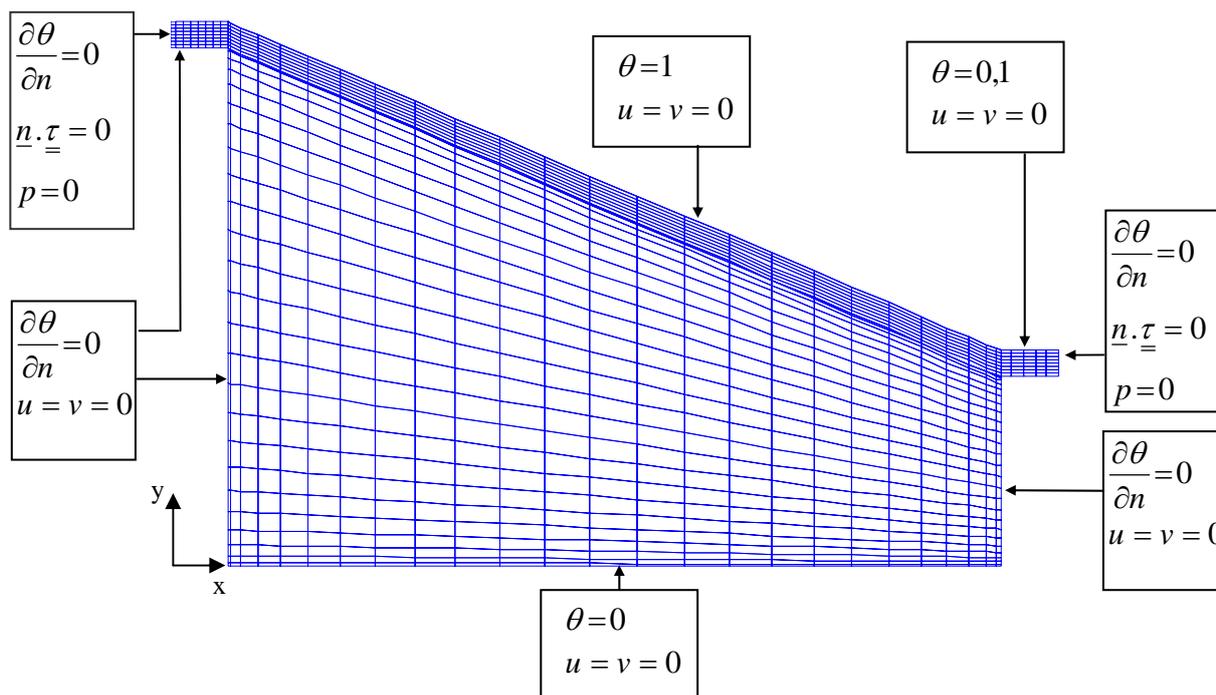


Figura 1: Malla de la geometría junto con las condiciones de contorno de la cavidad que representa a un techo estándar.

El modelo físico corresponde a un modelo clásico de convección natural 2D. Las ecuaciones surgen de aplicar los principios de conservación para un fluido Newtoniano bajo las siguientes hipótesis:

1. Flujo laminar en estado estacionario
2. Variación lineal de la densidad del fluido por variaciones de temperatura, siguiendo la siguiente ley: $\rho = \rho_0 \beta (T_i - T)$ (Jaluria, 1980, Asan y Namli, 2000, Basak et al 2007).
3. ($\beta (T_m - T_i) \ll 1$) \rightarrow Se desprecian las variaciones de densidad en la ecuación de continuidad y en los términos convectivos de las ecuaciones de momento (Jaluria, 1980).
4. Transmisión de calor por conducción y convección. Efectos de radiación despreciables.
5. Ausencia de fuentes térmicas. Disipación viscosa despreciable (Jaluria, 1980).

A continuación, se describen las ecuaciones gobernantes en forma adimensional. Los parámetros dimensionales utilizados en la adimensionalización se resumen en la tabla I.

2.1 Continuidad

Debido a la hipótesis 2, la ecuación de continuidad resulta:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

2.2 Momento

Las hipótesis 1, 2 y 3 conducen a las siguientes ecuaciones Navier-Stokes 2 D:

Comp x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{1}{\text{Re}}\right) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \quad (2)$$

Comp y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \theta + \left(\frac{1}{\text{Re}}\right) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \quad (3)$$

En problemas de convección natural es usual definir el número de Grashoff o de Rayleigh, que asociados al número de Prandtl reemplazan al número de Reynolds en estas ecuaciones. No obstante, para este trabajo se mantuvo el número de Reynolds debido a su amplia utilización en las diversas ramas de la Mecánica de Fluidos, que además puede encontrarse en los modelos de convección presentados en la bibliografía de referencia (Whitaker S., 1977). Para tal fin, el número de Reynolds fue definido como (Jaluria, Y., 1980; Hinojosa et al, 2005):

$$\text{Re} = \frac{\rho U_c L}{\mu}; \quad \text{donde} \quad U_c = \sqrt{\beta L(T_m - T_i) g} \quad (4)$$

La definición (4) indica que, si mantenemos las propiedades del fluido constantes, un cambio en el número de Reynolds implica variaciones en las dimensiones de la cavidad o cambios en el gradiente de temperatura entre la parte inclinada y la base. En este último caso, las fuerzas de flotación aumentarán, provocando elevaciones en las velocidades del fluido que se mueve dentro de la cavidad y a través de los orificios de entrada y salida.

2.3 Energía

Las hipótesis 1, 4 y 5 aplicadas a la ecuación de transporte de energía térmica, derivan en la siguiente ecuación

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \left(\frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}}\right) \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}\right) \quad (5)$$

Donde Pr es el número de Prandtl definido como el cociente entre el coeficiente de transferencia térmica y la viscosidad cinemática del fluido.

$$\text{Pr} = \frac{\alpha}{\nu}$$

Este parámetro se mantiene constante en todo el trabajo (con un valor de 0,71 correspondiente a temperatura de 24°) y expresa la relación entre la capacidad de transferencia térmica y la capacidad de transferencia de cantidad de movimiento del fluido.

El flujo de calor a través de la base de la cavidad es evaluado mediante el número de Nusselt medio, el cual se define de la siguiente manera (Basak et al, 2007) :

$$Nu = \left(\frac{1}{l} \right) \int_0^l \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} dx \quad (5)$$

donde l fue definida en la nomenclatura.

2.4 Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno impuestas a las ecuaciones del modelo pueden observarse en la figura 1, y se comentan a continuación:

- En los orificios de entrada y salida se impone presión ambiental, tracción nula y transferencia de calor principalmente por convección, despreciando la transferencia por conducción. En el caso de la cavidad cerrada, solamente se reemplaza la condición de tracción nula por la de no deslizamiento.
- En la parte inclinada, se impone temperatura máxima, mientras que en la base la temperatura es mínima (condiciones fuertes). En dichas superficies se imponen condiciones de no deslizamiento para las velocidades.
- Las paredes verticales de la cavidad y horizontales de entrada y salida se consideran adiabáticas, con condiciones de no deslizamiento en velocidad.

Se puede notar que no se imponen condiciones fuertes sobre el flujo a la entrada. Con estas condiciones se pretende que el flujo dentro de la cavidad y a través de la entrada-salida evolucione naturalmente gracias a una interacción entre las fuerzas gravitacionales y la presión hidrostática (efecto de flotación, Jaluria, Y., 1980), dependiendo del número de Reynolds.

2.5 Variables características

Símbolo	Nombre	Expresión
L	Longitud de la base	L
U_c	Velocidad característica	$\sqrt{\beta L (T_m - T_i) g}$
P_c	Presión característica	ρU_c^2
T_c	Temperatura característica	$(T_m - T_i)$

Tabla I: Variables físicas utilizadas en el proceso de adimensionalización

Cabe destacar que para adimensionalizar la temperatura, se utilizó la siguiente expresión:

$$\theta = \frac{T - T_i}{T_c}$$

3 MÉTODO

Las ecuaciones 2, 3 y 4 están altamente acopladas a través de los términos convectivos. Debido a la dificultad de obtener una solución analítica en la geometría analizada, se utilizó el método de elementos finitos (MEF) para discretizar el dominio, y se adoptó el clásico método de los residuos ponderados de Galerkin y mapeo isoparamétrico. La presencia de dichos términos convectivos agregan además las conocidas no linealidades al método, por lo que se implementó un esquema iterativo de Newton-Rapson para resolver el sistema simultáneamente y se utilizó continuación paramétrica de orden cero en el número de Reynolds. Para realizar la integración de los residuos y sus derivadas se utilizó el procedimiento de cuadratura de Gauss, con tres puntos de integración por cada eje

coordenado.

Dentro del MEF, se adoptó una formulación mixta con elementos lagrangianos cuadrangulares. Para las variables de velocidad y temperatura se utilizaron elementos bicuadráticos de 9 nodos, mientras que para la presión elementos bilineales (cuatro nodos). En esta primera instancia se implementó el algoritmo en lenguaje Matlab 6,0 bajo plataforma Windows XP y se utilizaron rutinas de dicho programa para resolver el sistema de ecuaciones en cada iteración del método de Newton. Como es sabido, los recursos de procesamiento que ocupa este lenguaje son elevados y los tiempos de ejecución son altos comparados con programas realizados, por ejemplo, en lenguaje Fortran y ejecutados en plataforma Linux. En este caso, para 12.921 grados de libertad el tiempo transcurrido para realizar una corrida desde $Re=100$ a $Re=1500$ con un paso de 100, fue de aproximadamente 10 horas en una PC ATHLON 64 (con sistema operativo de 32 bits) de 3,0 Ghz con 1,0 Gb de memoria Ram. Esto amerita un futuro esfuerzo en confeccionar el algoritmo en lenguaje Fortran o C, implementar rutinas propias de resolución de sistemas de ecuaciones (ej: sistema de eliminación de Gauss) y comparar luego sus velocidades de ejecución para este problema. No obstante, el objetivo principal de este primer trabajo es la aplicación del método para resolver el problema de convección en una geometría similar a la de un techo, lo cual tiene un creciente interés en aplicaciones civiles y agronómicas (Basak et al, 2007).

4 RESULTADOS

Los resultados presentados aquí corresponden a un análisis preliminar de la cavidad para condiciones de flujo laminar. Si bien el número de Reynolds para cavidades amplias sujetas a gradientes de temperatura elevados puede alcanzar valores de orden 10^5 , las simulaciones con flujo laminar son muy utilizadas para obtener una primera inferencia sobre las variables estudiadas (Asan y Namli, 2000; Basak et al, 2007; Ciampi et al, 2005). No existen datos experimentales en la bibliografía sobre el rango de Re laminar para la geometría representada en este trabajo. No obstante, el criterio de transición de flujo laminar a turbulento para la convección natural sobre placas planas verticales, indica que la turbulencia aparece ante un valor de $Ra = 10^9$ (número de Rayleigh) (Jaluria, 1980; Jiji, 2006), que corresponde a un $Re=37529,3$ para el valor de $Pr = 0,71$ ($Ra=Pr.Re^2$, definiendo Re como (4)), valor 12,5 veces superior al máximo Re para el cual se muestran resultados en este trabajo.

4.1 Validación

La figura 2 muestra la validación del modelo con los resultados mostrados por Basak et al (2007), para un problema de convección natural con una geometría y con condiciones de contorno diferentes a las de este trabajo (ver epígrafe de la figura 2). Se compararon todos los resultados de dicho artículo con los obtenidos por el modelo de este trabajo, pero por cuestiones de espacio se muestran solo dos, los cuales están además validados con el trabajo de Haese y Teubner (2002). La correlación entre los resultados de los trabajos citados (en círculos, figura 2) y el presente trabajo (líneas continuas, figura 2) nos confiere la confianza necesaria en cuanto a la correcta implementación numérica del modelo.

Debido a que en esta primera instancia se trabajó en la confección, implementación, puesta a punto y validación del modelo, se presenta a continuación un análisis de los resultados preliminares sobre el problema en estudio. Las dimensiones de la cavidad están referidas a una habitación de 4,0 metros de fondo (longitud de la base, L), cuyo valor fue utilizado para adimensionalizar todas las longitudes. Dicha dimensión se mantiene constante en todas las simulaciones, variando solamente algunas de las restantes dimensiones geométricas de la cavidad, como puede verse en los siguientes ítems: 4.2) apertura de los orificios de entrada y

salida, 4.3) ángulo de inclinación manteniendo la altura de entrada constante, 4.4) ángulo de inclinación manteniendo la altura media constante y 4.5) cociente entre la altura media y la longitud de la base (Am/L) para un ángulo constante de 15° .

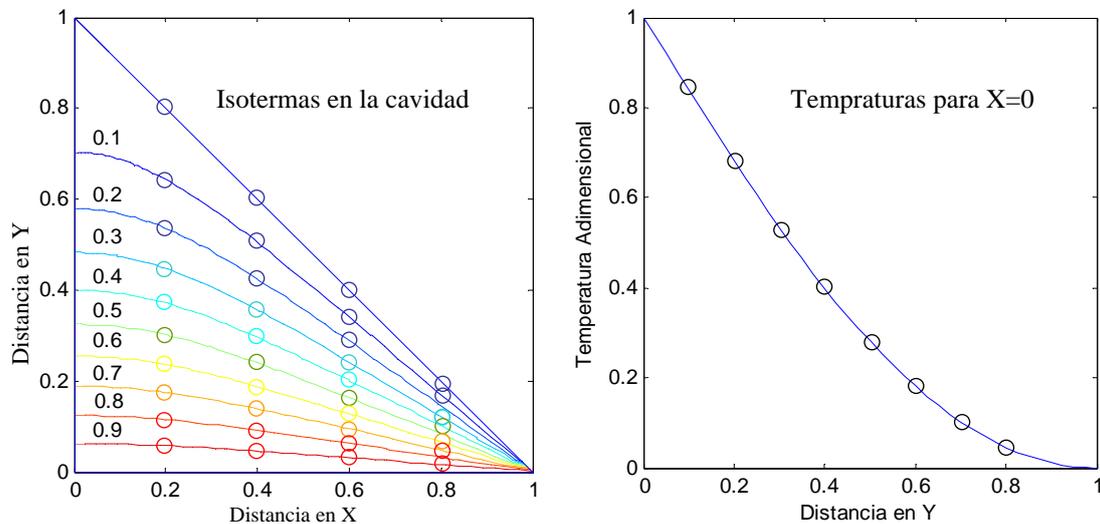


Figura 2: Comparación entre los resultados obtenidos por Basak et al (2007, Pagina 2630) y Haese and Teubner (2002). En círculos se grafican los valores obtenidos de las publicaciones citadas y en líneas continuas los resultados del presente modelo aplicado a una cavidad triangular cerrada con las siguientes condiciones de contorno: Pared vertical adiabática, pared inclinada con $\theta=0$, base con $\theta=1$.

4.2 Apertura del orificio de entrada-salida.

Desde el punto de vista térmico, la principal función de los orificios de entrada y salida en la cavidad es la de contar con un medio para extraer calor del espacio confinado. Esta práctica no está adoptada en todas las construcciones estándares actuales, por lo que en este trabajo se estudia su posible efecto.

La figura 3 muestra el número de Nusselt medio (Nu) en la base en función del Re para una apertura de 15 cm , $3,0\text{ cm}$ y, en el último caso, para una cavidad cerrada, manteniendo una relación $Am/L = 0,50$ en todos los casos. Puede observarse que con aperturas amplias, mejora la disipación térmica en la base debido a una mayor capacidad de transporte de fluido que acarrea calor por convección a través de los orificios.

La figura 3 muestra además que, para un orificio de $3,0\text{ cm}$ de apertura, el Nu sobre la base tiene un sostenido crecimiento, situación que es revertida cuando el orificio tiene una apertura de 15 cm . Esto muestra que ante condiciones de elevados gradientes de temperatura, las dimensiones de los orificios de ventilación son un importante factor de diseño, ya que una aperturas muy pequeñas no tienen los beneficios requeridos para una buena ventilación desde el punto de vista térmico.

Para el caso de un orificio de 15 cm y $Re=900$, el Nu es un 22% menor que para una cavidad cerrada, mostrando el beneficio de la sola presencia de los orificios sobre la performance térmica de la cavidad. La figura 4 muestra las isotermas y las líneas de corriente para una cavidad cerrada y una cavidad con 15 cm de apertura en los orificios de entrada-salida. Es evidente el efecto de la apertura sobre la circulación del fluido. Para una cavidad cerrada, la recirculación que transfiere calor por convección hacia la base toma contacto con la zona de altas temperaturas, mientras que para la cavidad ventilada, el flujo de aire aleja las recirculaciones de dicha zona, y genera un efecto de cortina entre la base y la pared superior.

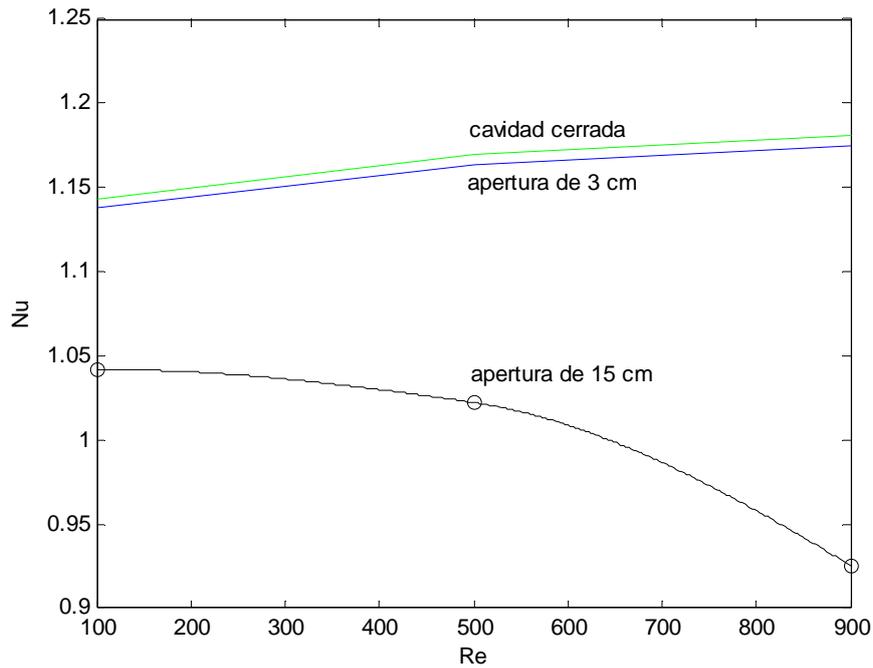


Figura 3: Nu medio a través de la base de la cavidad en función del Re para una inclinación de 15° , relación Am/L de $0,50$ y tres amplitudes diferentes de los orificios de entrada y salida. Para la curva con círculos, estos se ubican en los Re para los cuales se obtuvieron resultados, mientras la línea llena es una interpolación con preservación de la forma.

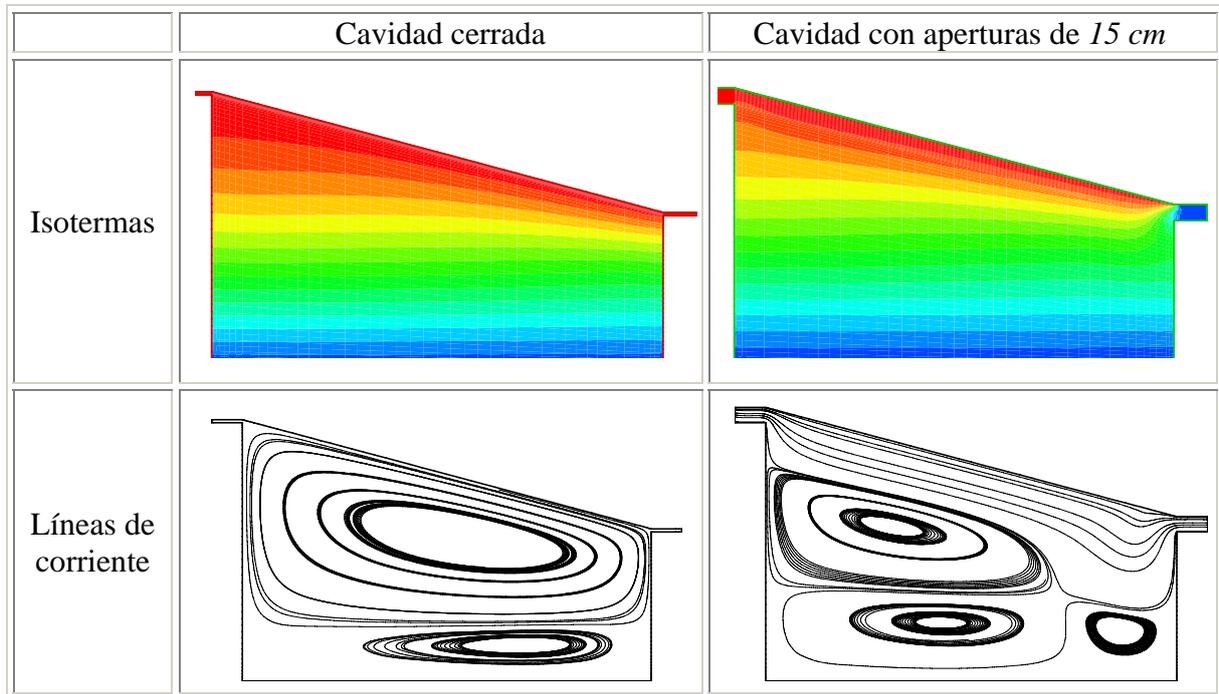


Figura 4: Isotermas y líneas de corriente en una cavidad con 15° de inclinación, relación Am/L de $0,50$ y $Re=900$. Para las isotermas, el color rojo corresponde a $\theta=1$ y el color azul $\theta=0$.

4.3 Altura de entrada nula

Desde el punto de vista económico, es usual diseñar una cavidad con la menor cantidad de material posible. En primera instancia se planteó la construcción de una cavidad con un

orificio de entrada a la misma altura de la base (altura de entrada nula), modificando el ángulo de inclinación solamente. Cabe destacar que de esta manera, el volumen encerrado en la cavidad no permanece constante.

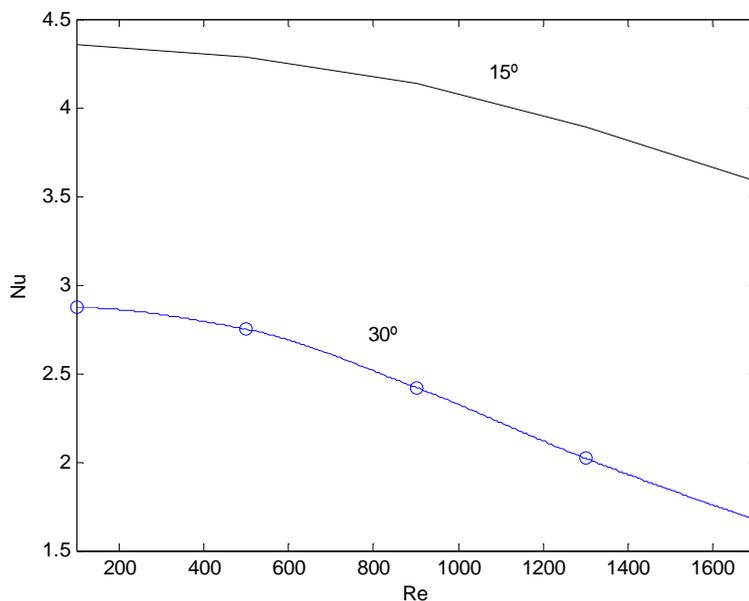


Figura 5: Nu en función del Re para dos inclinaciones del techo diferentes y orificio de entrada a la altura de la base (ver figura 7). Para la curva con círculos: ídem figura 3.

La figura 5 muestra que, al duplicar el ángulo de la parte inclinada desde 15° hasta 30° , el número de Nusselt medio disminuye un 37 % para Reynolds bajos ($Re=100$) y luego esta diferencia se amplía con el aumento del Re , llegando a una diferencia de 53% para $Re=1700$.

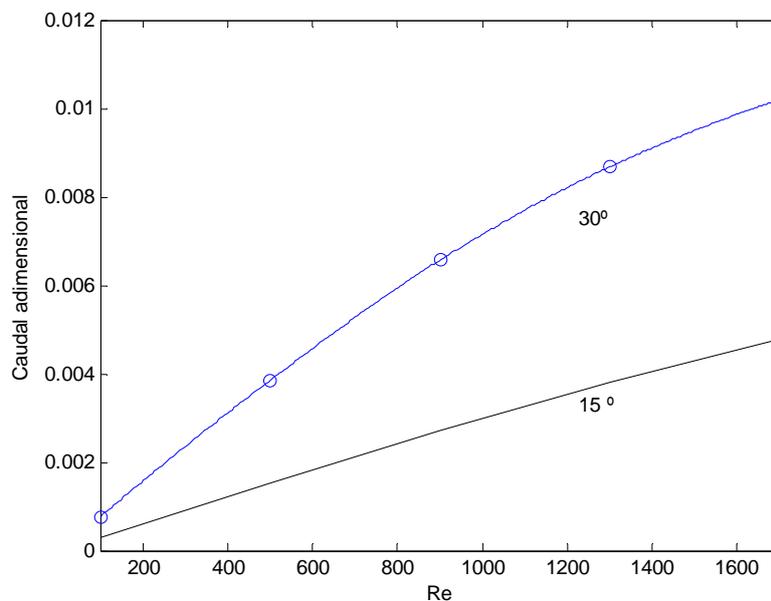


Figura 6: Caudales adimensionales que circulan a través de los orificios de entrada y salida en función del Re para las condiciones de la figura 5. Para la curva con círculos: ídem figura 3.

El beneficio que confiere un mayor ángulo en estas condiciones se debe a dos factores. Por un lado, una mayor inclinación implica mayor energía potencial debido a las fuerzas de flotación para las partículas cercanas a la parte inclinada. Con un orificio adecuado, esta

energía es transformada, en gran medida, en energía cinética, proporcionando un mayor caudal a través de los orificios como muestra la figura 6. El aumento del flujo puede acarrear cantidades crecientes de calor por convección creando una zona delgada de altas temperaturas sobre el techo (efecto de cortina de aire, ver figura 7), fenómeno que es aprovechado para ambas inclinaciones. Al mismo tiempo, como se relató en el inciso anterior, el flujo de recirculación que transporta calor hacia la base es alejado de la zona de altas temperaturas, como muestran las líneas de corriente de la figura 8. Por otro lado, si bien la superficie de calentamiento (parte inclinada) es mayor para ángulos mas grandes, la altura media del techo se incrementa, aumentando el espacio aislante.

Estos resultados concuerdan cualitativamente con los obtenidos por Ciampi et. Al (2005).

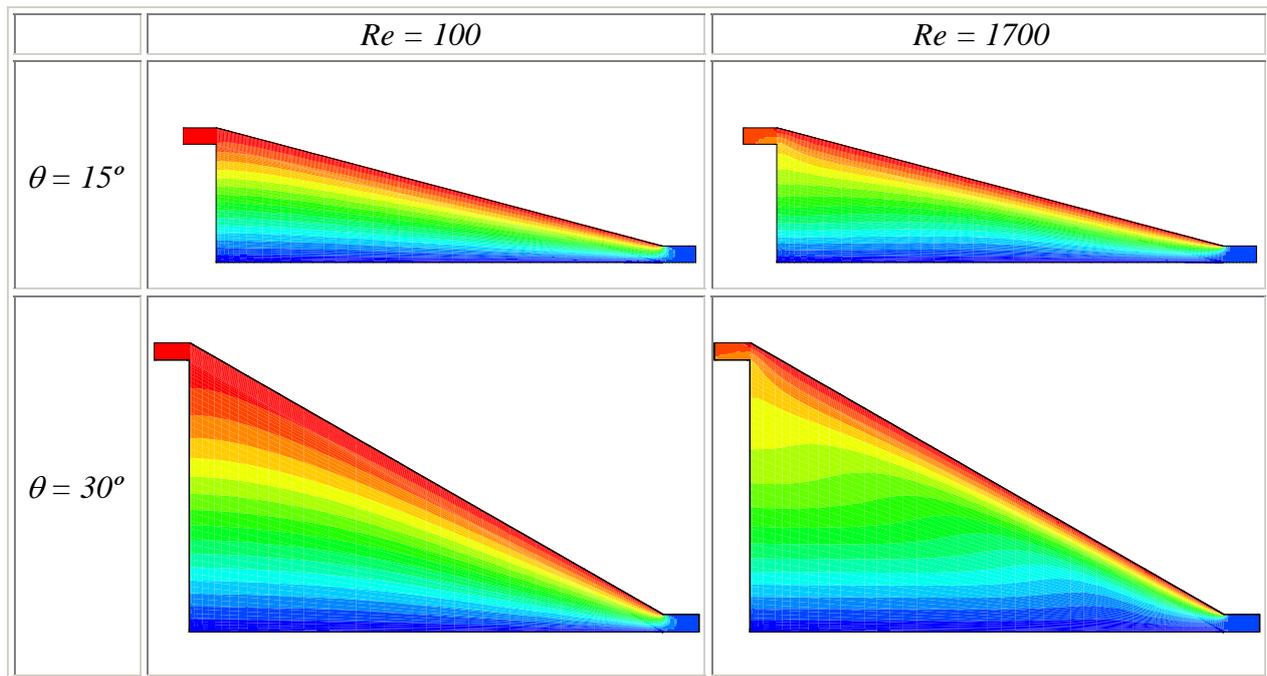


Figura7: Isotermas para dos inclinaciones y Re diferentes, con el orificio de entrada ubicado a la misma altura de la base. Graduación de colores: ídem figura 4.

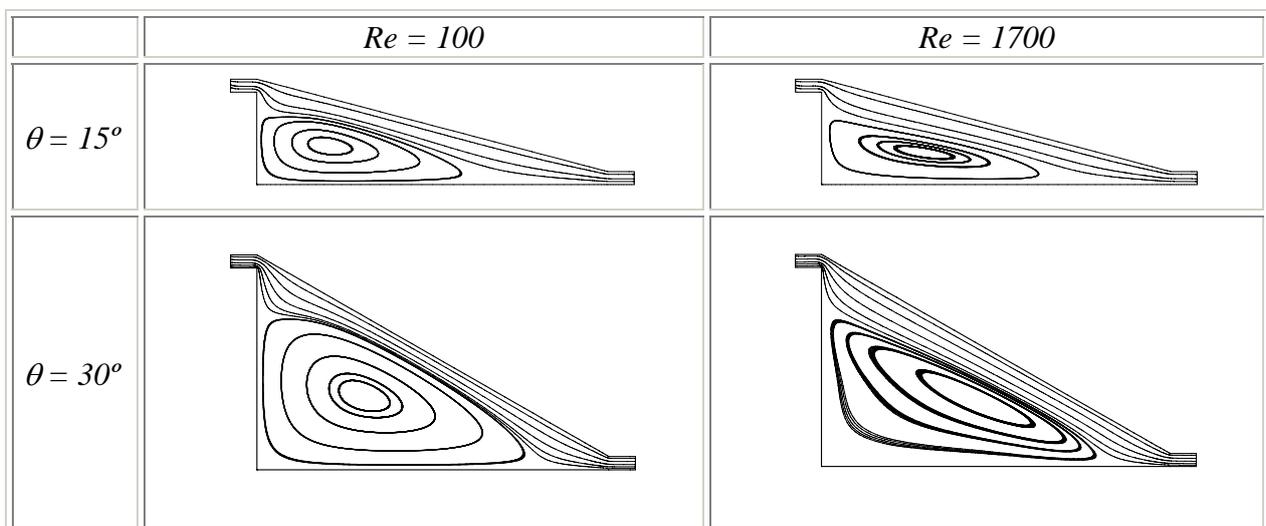


Figura 8: Líneas de corriente para las mismas condiciones de la figura 7.

4.4 Altura media constante

Con el fin de estudiar la influencia del ángulo de inclinación a volumen de cavidad constante, se realizaron simulaciones manteniendo la altura media de la cavidad invariante. Esto significa que la parte inclinada del techo adopta como pivot la altura media para variar el ángulo. Ante estas condiciones, los resultados se revierten con respecto a los del inciso 4.3 para números de Reynolds bajos y altos. Los resultados de la figura 9 muestran la importancia de la relación Am/L sobre el diseño térmico del techo, al punto de revertir la respuesta del mismo para ciertos Re con respecto a los resultados del inciso 4.3.

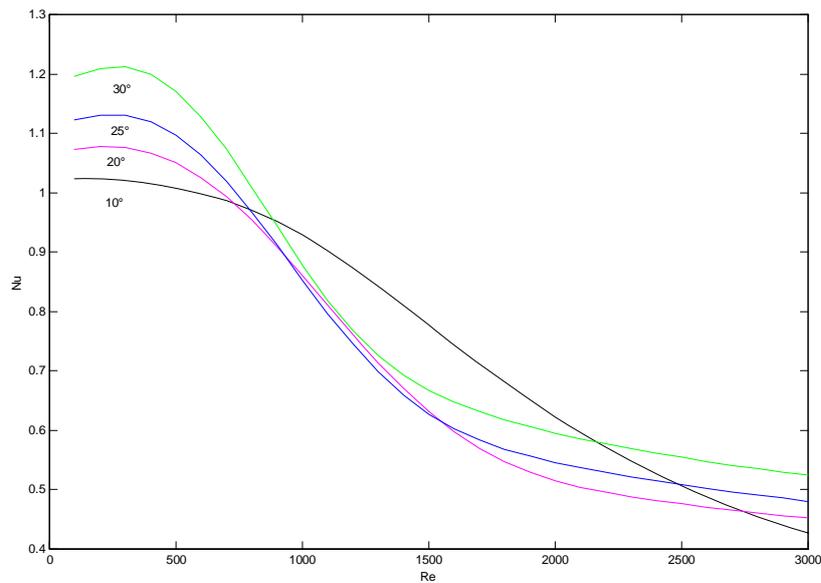


Figura 9: Nu en función del Re para una altura media constante (relación $Am/L=0,50$) y cuatro ángulos de inclinación diferentes. El volumen permanece constante para cada caso.

4.5 Relación Am/L

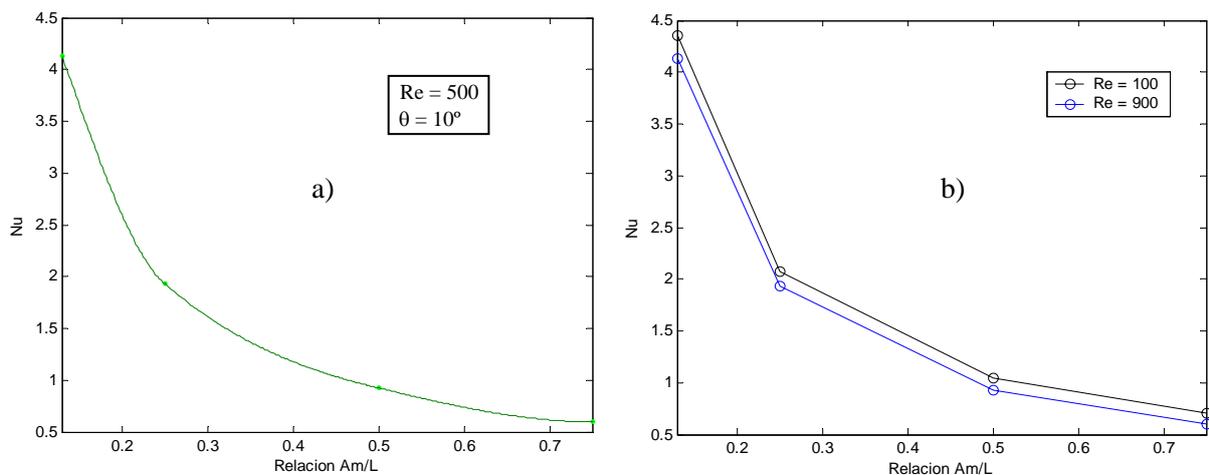


Figura 10: Nu en función de la relación Am/L para un ángulo de inclinación de 15° ; a) resultados para $Re=500$, y b) resultados para $Re=100$ y $Re=900$, mostrando en estos últimos la persistencia de la tendencia observada para $Re=500$. Para la figura b), los círculos se ubican en los valores de Am/L para los cuales se obtuvieron resultados.

En vista de que la relación entre la altura media (Am) y la longitud de la base (L) influye notablemente sobre el Nu , se obtuvieron resultados en función de la relación Am/L para una inclinación estándar de 15° y un $Re = 500$. La figura 10-a) muestra la marcada disminución del Nu , principalmente para valores de Am/L entre $0,13$ (altura de entrada nula) y $0,50$. En dicho rango la disminución de Nu alcanza un 76% , mientras que en el rango $0,13-0,75$ la disminución es del 83% , un 7% más que en el rango anterior. La figura 10-b) muestra que estas inferencias se mantienen para diferentes Re .

5 CONCLUSIONES

En este trabajo se resolvió un modelo de convección natural en régimen laminar y estado estacionario dentro de una cavidad de geometría similar a un techo estándar. El método numérico fue validado con el trabajo de Basak et al (2007), obteniendo resultados altamente satisfactorios. Las principales conclusiones de estos resultados preliminares se resumen a continuación:

- La presencia de orificios de entrada y salida mejoran notablemente la performance térmica disminuyendo significativamente la transferencia de calor a través de la base. En el caso estudiado, la disminución fue superior al 20% para altos Re .
- La dimensión de la apertura de los orificios de ventilación es un parámetro que influye notablemente en la ventilación. Orificios muy pequeños generan un aumento del Nu , mientras que orificios de tamaños adecuados disminuyen notablemente el Nu en la base.
- Para un orificio de entrada a nivel de la base, se obtiene una marcada disminución del Nu con el aumento del ángulo de inclinación, teniendo en cuenta que además aumenta el volumen de la cavidad.
- Para un volumen de cavidad constante, ángulos menores generan Nu más bajos para gran parte del rango explorado de Re .
- La relación entre la altura media del techo y la longitud de la base influye notablemente en la transferencia de calor sobre la base. En el rango Am/L de $0,13$ a $0,50$ la disminución es del 73% para una inclinación estándar de 15° . Relaciones mayores a $0,50$ no aportan beneficios térmicos importantes.

Estos resultados alientan a explorar un mayor rango de los valores de diseño y combinaciones de los parámetros geométricos de la cavidad. En futuros trabajos se prevé un estudio más detallado para sugerir criterios de diseño en la construcción del techo de una vivienda estándar con el objetivo de disminuir los requerimientos energéticos para mantener un ambiente confortable.

AGRADECIMIENTOS:

Al Grupo Biomecánica Computacional de la FI – UNER por los recursos prestados para la elaboración de parte de este trabajo. A la Dra. María Delia Giavedoni y a los Dres. Diego Campana y Sebastián Ubal por sus valiosas discusiones.

REFERENCIAS

- Asan, H., Namli, L. Laminar natural convection in a pitched roof of triangular cross-section: summer day boundary conditions. *Energy and Buildings*. Elsevier. 33:69-73. 2000.
- Basak, T., Roy, S., Thirumalesha, Ch. Finite element analysis of natural convection in triangular enclosure: Effects of various thermal boundary conditions. *Chemical Engineering Science*, Elsevier, 62:2623–264, 2007.
- Ciampi, M., Leccese, F., Tuoni, G.. Energy analysis of ventilated and microventilated roofs. *Solar Energy*. Elsevier, 79:183–192, 2005.
- Haese, P. M., Teubner, M. D. Heat exchange in an attic space. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier, 45(5):4925–4936, 2002.
- Hinojosa, J.F., Cabanillas, R.E., Alvarez, G., Estrada, C.E. Nusselt number for the natural convection and surface thermal radiation in a square tilted open cavity. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Elsevier, 32:1184–1192, 2005.
- Hirunlabh, J., Wachirapuwadon, S., Pratinthong, N., Khedari, J. New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation. *Building and Environment*. Pergamon, 36:383–391, 2001.
- Jaluria, Y. *Natural Convection. Heat and Mass Transfer*, Volume V, 1980.
- Jiji, L.M., *Heat Convection*, Srpinge, 2006.
- Whitaker, S., *Fundamental principles of heat transfer*, Pergamon Press, 1977.