

Capítulo 8

Conclusiones

En este proyecto fin de carrera se han desarrollado simulaciones numéricas, tanto en flujo laminar como turbulento, para predecir el comportamiento del flujo fluido en el interior de sistemas pasivos de climatización como son las chimeneas solares.

Los estudios abordados están encuadrados en el proyecto de investigación del MEC (Ministerio de Educación y Ciencia): “Optimización de la transmisión de calor por convección natural en sistemas pasivos de climatización” (Paredes Trombe y Chimeneas solares) DPI2003-02719 cuyo investigador responsable es Blas Zamora Parra. Este proyecto ha sido desarrollado por el grupo de investigación de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena. Los objetivos de este proyecto de investigación eran, entre otros muchos, el desarrollar modelos numéricos que permitieran estudiar el flujo inducido por convección natural en configuraciones de aplicación práctica, así como la obtención de correlaciones que proporcionen los coeficientes de transmisión de calor para un amplio rango de parámetros y para diversas configuraciones, intentando conseguir la optimización energética de estos sistemas. En estos objetivos se fundamentó también este proyecto fin de carrera.

En este proyecto fin de carrera nos hemos centrado en el estudio de chimeneas solares; y principalmente en las configuraciones con condiciones de flujo de calor simétrico en sus paredes verticales y paredes verticales isoterma, aunque se han presentado resultados igualmente para un canal vertical con condiciones de flujo de calor simétrico en sus paredes. Ha merecido una especial atención la validación del modelo de turbulencia empleado con resultados tomados de la bibliografía. Por otro lado, el modelo numérico desarrollado se ha validado tanto en régimen laminar como en régimen turbulento para canales simples.

También se ha de señalar que otro de los objetivos de este proyecto era el estudio de la bondad de las simulaciones numéricas turbulentas con respecto al mallado del campo fluido. En la mallas cartesianas ajustadas al cuerpo que se han utilizado en el desarrollo de las simulaciones aquí contenidas, se llegó a la conclusión de que para flujo turbulento un valor del y^+ cerca de las paredes de la chimenea solar en el intervalo 0.2 -0.5 era satisfactorio en lo que se refería a exactitud y tiempo para la convergencia. Valores inferiores alargaban bastante el tiempo de computación y valores superiores no garantizaban un resultado independiente de la malla.

Se ha desarrollado una revisión bibliográfica del tema en estudio, en la que merece especial mención el libro *Arquitectura Bioclimática* (2004) de F. J. Neila González, o los artículos científicos desarrollados por A.K. da Silva & L. Gosselin (2005), H. B. Awbi (1994) y A. M. Rodrigues, A. Canha da Piedade, A. Lahellec & J. Y. Grandpeix (2000). También se ha de mencionar la tesis doctoral de A. S. Kaiser “Estudio de la transferencia de calor y de flujos convectivos inducidos en una cubierta hídrico – solar”, dirigida por A. Viedma & B. Zamora. En

esta tesis se hace un estudio de las simulaciones en régimen turbulento con el modelo $k-\omega$ *low- Re* propuesto por Wilcox (2003) que también ha sido el utilizado en las simulaciones turbulentas de este proyecto.

Los trabajos realizados se llevaron a cabo para un canal simple vertical y para una configuración geométrica de chimenea solar. En el caso del canal simple vertical, se impusieron unas condiciones de flujo de calor simétrico en sus paredes y se desarrollaron simulaciones en un intervalo del número de Rayleigh comprendido entre 10^8 y 10^{16} , así como para ángulos de convergencia de las paredes del canal, γ , entre 0° y 18° . Para la configuración de chimenea solar se desarrollaron simulaciones laminares y turbulentas. A continuación mostramos las diferentes configuraciones para cada uno de los regímenes de flujo, así como los rangos del número de Rayleigh y de los parámetros geométricos para los que se desarrollaron las simulaciones numéricas. En flujo laminar:

- Condiciones isoterma – adiabática en sus paredes verticales: Rango de números de Rayleigh entre 10^5 y 10^8 . Intervalo de variación de relaciones de aspecto, b/L , entre 0.01 y 0.5.
- Condiciones isoterma – isoterma en sus paredes verticales: Rango de números de Rayleigh entre 10^5 y 10^8 . Intervalo de variación de relaciones de aspecto, b/L , entre 0.01 y 0.5.
- Condiciones de flujo de calor simétrico en sus paredes verticales: Rango de números de Rayleigh entre 10^9 y 10^{11} . Intervalo de variación de relaciones de aspecto, b/L , entre 0.01 y 0.5.

Y en flujo turbulento:

- Condiciones isoterma – isoterma en sus paredes verticales: Rango de números de Rayleigh entre 10^8 y 10^{12} . Intervalo de variación de relaciones de aspecto, b/L , entre 0.01 y 0.5.
- Condiciones de flujo de calor simétrico en sus paredes verticales: Rango de números de Rayleigh entre 10^{11} y 10^{15} . Intervalo de variación de relaciones de aspecto, b/L , entre 0.01 y 0.5.

Los estudios se desarrollaron en la siguiente secuencia y los resultados que se obtuvieron se muestran a continuación.

Se comenzó con un estudio de un canal simple con flujo de calor simétrico en sus paredes donde se estudio la temperatura base para la obtención del número de Nusselt; llegando a la conclusión, tras validaciones con fórmulas empíricas halladas en la bibliografía, que la temperatura máxima hallada en la pared era la más significativa a la hora de definir tal parámetro. También se estudió la distribución de la temperatura, localización de la temperatura máxima y temperatura promediada en función de parámetros como el número de Rayleigh o el ángulo de convergencia de las paredes del canal.

Se prosiguió con el estudio de simulaciones en régimen laminar para chimeneas solares. Aquí se abordaron diversas configuraciones, en primer lugar se estudiaron chimeneas con condiciones adiabática – isoterma en sus paredes verticales. Las correlaciones halladas para la relación de aspecto óptima que maximizaba el número de Nusselt y el flujo másico fueron, respectivamente:

$$(b/L)_{\text{opt}} \cong 2.3972(Ra_L)^{-0.2218}, \quad (8.1)$$

$$(b/L)_{\text{opt}} \cong 3.1089(Ra_L)^{-0.2077}. \quad (8.2)$$

Estos resultados fueron comparados con los obtenidos por A.K. da Silva & L. Gosselin (2005) siendo la comparación satisfactoria.

La siguiente configuración estudiada fue la de calentamiento isoterma en las paredes verticales. En esta ocasión no se consiguió correlacionar la relación de aspecto óptima que maximizaba el flujo másico pero sí se obtuvieron correlaciones de bastante fidelidad con los resultados numéricos obtenidos para el número de Nusselt en el muro y en la pared de cristal, por este orden, son las siguientes:

$$(b/L)_{\text{opt}} \cong 2.8659(Ra_L)^{-0.2153}, \quad (8.3)$$

$$(b/L)_{\text{opt}} \cong 2.9434(Ra_L)^{-0.2261}. \quad (8.4)$$

Por último, en flujo laminar se estudió la configuración más cercana a la realidad que es la que presenta un flujo de calor simétrico en las paredes verticales. En esta configuración no se obtuvieron máximos para ninguno de los números de Nusselt a diferencia de las demás configuraciones. Con respecto a la relación de aspecto que maximizaba el flujo másico se llegó a la expresión mostrada a continuación al correlacionar los resultados:

$$(b/L)_{\text{opt}} \cong 1.2261(Ra_L)^{-0.0774}. \quad (8.5)$$

Una vez obtenidos los resultados en régimen laminar, se hizo una última aproximación a la realidad con la simulación del flujo turbulento desarrollado en el interior de estos sistemas pasivos de climatización por medio del modelo $k-\omega$ *low-Re* propuesto por Wilcox (2003), muy adecuado para el estudio de los flujos de transición que se abordaron en este trabajo. Dentro de las simulaciones turbulentas realizadas se estudiaron dos configuraciones; se siguió con la condición de flujo de calor simétrico en las paredes verticales y también se trató la condición de paredes verticales isotermas. Esta última se realizó con el objetivo de comparar el comportamiento del flujo con las demás resultados obtenidos, aunque esta configuración nos alejaba de la realidad del flujo.

Se comenzó identificando la zona de transición de flujo laminar a turbulento, que resultó estar en las inmediaciones de un número de Rayleigh de $2 \cdot 10^{13}$. A partir de este estudio de determinación de la zona de transición se llegaron a una serie de correlaciones para el número de Nusselt en el muro para el régimen de transición y de turbulencia desarrollada, respectivamente fueron:

$$Nu_{L,trans} \cong 0.1721(Ra_L)^{0.2479}, \text{ para } 10^{11} \leq Ra_L \leq 2 \cdot 10^{13}, \quad (8.6)$$

$$Nu_{L,turb} \cong 0.0433(Ra_L)^{0.2917}, \text{ para } 2 \cdot 10^{13} \leq Ra_L \leq 10^{15}. \quad (8.7)$$

Se consiguieron también correlaciones para el número de Nusselt en la pared de cristal, las cuales se muestran a continuación:

$$Nu_{L,trans} \cong 0.1547(Ra_L)^{0.2556}, \text{ para } 10^{11} \leq Ra_L \leq 2 \cdot 10^{13}, \quad (8.8)$$

$$Nu_{L,turb} \cong 0.0762(Ra_L)^{0.2793}, \text{ para } 2 \cdot 10^{13} \leq Ra_L \leq 10^{15}. \quad (8.9)$$

Estas se compararon con las obtenidas para flujo laminar:

$$Nu_L \cong 0.2187(Ra_L)^{0.2354} \quad (8.10)$$

para el muro y

$$Nu_L \cong 0.6608(Ra_L)^{0.1896} \quad (8.11)$$

para la pared de cristal. Se observó una gran coherencia y continuidad entre los datos laminares y turbulentos

En este estudio también se pudo correlacionar el flujo másico adimensionalizado en función del número de Rayleigh, a continuación se muestran las correlaciones obtenidas para flujo laminar y turbulento, respectivamente:

$$M \cong 0.5464(Ra_L)^{0.2902}, \quad (8.12)$$

$$M \cong 0.1619(Ra_L)^{0.3465}. \quad (8.13)$$

Así como el parámetro Φ , razón entre el flujo másico adimensional y el número de Rayleigh, de nuevo para flujo laminar y turbulento se obtuvieron las siguientes expresiones:

$$\Phi \cong 0.5515(Ra_L)^{-0.7102}, \quad (8.14)$$

$$\Phi \cong 0.1619(Ra_L)^{-0.6534}. \quad (8.15)$$

Al centrarnos en la variación de la relación de aspecto para esta configuración de chimenea solar se llegó a una correlación para la relación de aspecto óptima que maximizaba el flujo másico dada por:

$$(b/L)_{opt} \cong 0.1643(Ra_L)^{0.0161}. \quad (8.16)$$

No se pudo correlacionar el número de Nusselt en ninguna de las paredes, ya que, al igual que ocurría en flujo laminar, no se encontraron máximos de estos parámetros en las gráficas.

Para la configuración de paredes verticales con calentamiento isoterma en flujo turbulento, no se consiguieron correlacionar los datos de forma satisfactoria pero estas simulaciones sirvieron para comparar y verificar los resultados obtenidos anteriormente, verificando el comportamiento del flujo ante la variación de parámetros como el número de Rayleigh.

Una vez analizados los resultados tanto en flujo laminar como en turbulento y tras comprobar las variaciones en el comportamiento del flujo y los cambios desarrollados en la distribución de propiedades del fluido, se ha de señalar el particular comportamiento de las zonas de recirculación dentro de la chimenea solar como una de las conclusiones de este proyecto.

En flujo laminar se encontraron zonas de flujo reverso en la zona de entrada para un valor suficientemente alto del número de Rayleigh. Al seguir subiendo este parámetro adimensional, así como la relación de aspecto de la chimenea, aparecía un nuevo flujo reverso en la sección de salida del canal. Cuando las dos regiones comentadas se unían, producían una caída violenta del flujo másico. Este fenómeno también fue observado en flujo turbulento y de una forma más acusada pero, esta vez, para valores de la relación de aspecto superiores a los de flujo laminar. En el caso de flujo turbulento totalmente desarrollado, el efecto del acusado descenso del flujo másico se suaviza. La razón de este suavizado es que la zonas de recirculación o flujo reverso antes descritas crecen de una forma mucho más progresiva.

Para terminar estas conclusiones sólo añadiremos algunas posibles líneas de desarrollo a partir de este proyecto fin de carrera con el fin de conseguir simulaciones aún más reales de los flujos desarrollados en estos sistemas pasivos de climatización. Se podría abordar la simulación de los flujos inducidos en chimeneas solares incluyendo los efectos de ventilación en habitaciones, y comparar con los resultados obtenidos con geometrías truncadas. También sería de interés la introducción de distribuciones de temperatura no uniformes en las paredes con objeto de simular de modo más fehaciente el efecto de la radiación solar. Y por último, el estudio de la influencia del viento exterior al actuar sobre una chimenea solar.