

# Testing turbulence models to predict interzonal mass airflows through a stairwell opening for both natural and mixed convection flows in buildings

## Evaluación de modelos de turbulencia para predecir los flujos de masa de aire interzonas a través de una abertura de escalera para la convección natural y mixta en los edificios

Sergio Vera<sup>1\*</sup>, Magdalena Cortés\*, Jiwu Rao\*\*, Paul Fazio<sup>†\*\*</sup>, Waldo Bustamante\*

\* Pontificia Universidad Católica de Chile, Santiago. CHILE

\*\* Concordia University, Montreal. CANADA

Fecha de Recepción: 02/06/2015

Fecha de Aceptación: 21/07/2015

PAG 85-97

### Abstract

The main objective in building design is to balance energy efficiency with healthy, comfortable and productive indoor environments for the occupants. Interior building openings, such as stairwells, are significant paths for the exchange of heat, air, moisture and pollutants. The interzonal airflow through horizontal openings has not been profoundly studied because of its highly transient and unstable nature, the complexity of carrying out experiments and the limited availability of experimental data. Computational Fluid Dynamics (CFD) is an excellent tool to advance the understanding of this phenomenon. In this paper, CFD is applied to evaluate the performance of five two-eddy viscosity turbulence models ( $k-\epsilon$  standard,  $k-\epsilon$  RNG,  $k-\epsilon$  realizable,  $k-\omega$  standard and  $k-\omega$  SST) to predict indoor air conditions and upward mass airflows through a horizontal opening in a full-scale, two-story test hut. This study involves six cases with different temperature gradients between the two floors and with three ventilation strategies that represent natural or mixed convection. The main results show that the temperatures are well predicted by all turbulence models while the simulated air speeds present larger variations among the evaluated turbulence models. Overall, the  $k-\epsilon$  standard and  $k-\epsilon$  realizable models are the most accurate ones to predict indoor temperatures and air speeds for natural and mixed convection, respectively. Moreover, the upward mass airflows through the horizontal opening estimated by both turbulence models are in very good agreement with the experimental data.

**Keywords:** Vertical interzonal airflows; horizontal opening; two eddy-viscosity turbulence models; natural convection; mixed convection

### Highlights:

- Five turbulence models are evaluated against experiments in a full-scale two-story test-hut
- Indoor air conditions and vertical interzonal mass airflows are forecasted by CFD
- The  $k-\epsilon$  and  $k-\omega$  turbulence models predict the temperature distribution accurately
- The  $k-\epsilon$  realizable model is the most accurate one to predict air speed distribution
- The  $k-\epsilon$  standard and  $k-\epsilon$  realizable models excellently predict the interzonal airflow

### Resumen

El objetivo principal del diseño de edificios es el proveer ambientes interiores productivos, confortables y saludables para sus ocupantes en balance con la eficiencia energética. Aberturas interiores de edificios, tales como las de escaleras, son huellas importantes para el intercambio de calor, aire, humedad y contaminantes. Los flujos de aire interzonas a través de aberturas horizontales no han sido estudiados profundamente debido a su naturaleza transiente y altamente inestable, la complejidad para realizar experimentos, y la escasez de datos experimentales disponibles. La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por su acrónimo en inglés) es una excelente herramienta para avanzar en la comprensión de este fenómeno. En este artículo, se aplica CFD para evaluar el desempeño de cinco modelos de turbulencia de dos ecuaciones:  $k-\epsilon$  estándar,  $k-\epsilon$  RNG,  $k-\epsilon$  realizable,  $k-\omega$  estándar y  $k-\omega$  SST, para predecir las condiciones del aire interior y los flujos de la masa de aire ascendente que fluyen a través de una abertura horizontal en una casa de ensayos de dos pisos a escala real. La investigación incluye seis casos con diferentes gradientes de temperatura entre los dos pisos y tres estrategias de ventilación que representan convección natural y mixta. Los principales resultados muestran que las temperaturas son predichas correctamente por todos los modelos de turbulencia, mientras que las velocidades del aire simuladas presentan variaciones mayores entre los modelos de turbulencia evaluados. En general, los modelos  $k-\epsilon$  estándar y  $k-\epsilon$  realizable son los más precisos para predecir las temperaturas interiores y las velocidades de aire para la convección natural y mixta, respectivamente. Además, los flujos de la masa de aire ascendente a través de la abertura horizontal estimados por ambos modelos de turbulencia concuerdan muy bien con los datos experimentales.

**Palabras clave:** Flujos de aire vertical interzonal, aberturas horizontales, modelos de turbulencia de dos ecuaciones, convección natural, convección mixta

### Aspectos destacados:

- Se evaluaron cinco modelos de turbulencia contrastándolos con los experimentos realizadas en una casa de ensayo de dos pisos de escala real
- Se usó la técnica CFD para predecir las condiciones del aire interior y los flujos de las masas de aire vertical entre las zonas
- Los modelos de turbulencia  $k-\epsilon$  y  $k-\omega$  evaluados predijeron con precisión la distribución de la temperatura
- El modelo  $k-\epsilon$  realizable es el más preciso para predecir la velocidad de intercambio de los flujos de aire
- Los modelos  $k-\epsilon$  estándar y  $k-\epsilon$  realizable se desempeñan en forma excelente para predecir los flujos de aire entre las zonas

## 1. Introducción

Las escaleras de casas de más de un piso y edificios son las huellas principales para el intercambio de la

humedad, calor y contaminantes entre los diferentes pisos. El transporte de la masa de aire y calor a través de la abertura de escalera puede tener efectos significativos en el consumo energético de edificios, la calidad del aire interior, la efectividad de la ventilación, y en la propagación del fuego y del humo en caso de incendio. A pesar de la importancia del intercambio de la masa y calor a través de aberturas horizontales en edificios, existe muy

<sup>1</sup> Autor de Correspondencia:

Profesor Asistente, Departamento de Ingeniería y Gestión de la Construcción,  
Pontificia Universidad Católica de Chile  
E-mail: [vera@ing.puc.cl](mailto:vera@ing.puc.cl)



poca información para la convección natural (Brown, 1962; Epstein, 1988; Riffat y Kohal, 1994; Peppes et al., 2001; Blomqvist y Sandberg, 2004; Heiselberg y Li, 2009) y mixta (Vera et al., 2010a; Vera et al., 2010b; Tan y Jaluria, 2001; Klobut y Sirén, 1994; Cooper, 1995). La mayoría de los estudios han sido realizados a pequeña escala experimental y emplean agua salada (salmuera) en vez de aire. Los experimentos a escala real que usan aire como fluido son de alto costo, requieren un tiempo significativo para llevar a cabo los ensayos, y son complejos de realizar. Por estas razones, han existido algunos intentos para estudiar este fenómeno usando la técnica de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

Pocos autores han empleado la técnica de la CFD para estudiar el intercambio de los flujos de aire a través de aberturas horizontales y la mayoría se ha enfocado en los flujos inducidos por flotabilidad (movimientos del aire inducidos sólo por gradientes de temperatura). Riffat y Shao (1995) realizaron uno de los primeros estudios sobre flujos por convección natural a través de aberturas horizontales usando CFD para una simulación transitoria y bidimensional. Los resultados de CFD revelaron patrones de flujo altamente transitorios en la abertura horizontal. La tasa de intercambio de aire entre las dos zonas oscilaba continuamente con pulsos intermitentes. La tasa de intercambio de aire predicha entre las dos zonas vía CFD demostró buena concordancia, 10.5% de diferencia relativa con los datos experimentales de Riffat et al. (1994). Este estudio no entrega información sobre el modelo de turbulencia empleado para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes.

Peppes et al. (2001), con el fin de estudiar la transferencia de masa y calor entre los pisos, presentó los resultados de modelación CFD y las mediciones de los flujos inducidos por flotabilidad a través de una caja de escala que conecta dos pisos independientes. La tasa de intercambio del flujo de aire se midió usando la técnica de gas trazador. Los autores notaron que la tasa de intercambio del flujo de aire entre los dos pisos estaba determinada por el tamaño y geometría de la abertura que separaba los pisos, así como también, por las diferencias de temperatura del aire entre el piso superior e inferior. Con los datos experimentales, los autores propusieron correlaciones empíricas para las tasas de flujo de masa y calor a través de la abertura de escalera. Los casos experimentales fueron simulados usando la técnica CFD. Se escogió el modelo  $k-\varepsilon$  RNG por su capacidad para predecir los flujos de números de Reynolds altos y bajos. Las diferencias relativas entre los resultados CFD y experimentales para las tasas de flujo de aire a través de la abertura se mantuvieron bajo el 11.6% en todos los casos evaluados. En un estudio posterior, Peppes et al. (2002), ampliaron la investigación a un estudio experimental y numérico en un edificio de tres pisos. Se usó el mismo modelo de turbulencia y los datos experimentales y CFD también mostraron una buena concordancia.

Li (2007) también estudió los flujos por convección natural a través de aberturas horizontales cuadradas vía CFD. Modeló un espacio experimental tridimensional con una abertura en la parte superior. Las simulaciones de CFD eran dependientes del tiempo y se evaluaron dos modelos de turbulencia, el  $k-\varepsilon$  estándar y la Simulación de Grandes Remolinos (*Large Eddy Simulation*, LES). El modelo LES fue capaz de capturar el flujo bidireccional observado

experimentalmente y coincide con las mediciones. Por el contrario, el modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$  estándar mostró un desempeño pobre porque la tasa de intercambio del flujo de aire a través de la abertura fue significativamente subestimada.

Más recientemente, Vera et al. (2010a) realizaron un experimento único sobre el transporte de aire y humedad interzonas dominado por convección mixta a través de una abertura horizontal en una casa experimental de dos pisos a escala real. Se midieron, en forma experimental, las condiciones del aire interior de la casa de ensayo y las tasas de flujo de masa a través de la abertura considerando diversos escenarios. Vera et al. (2010b) amplió el estudio experimental con simulaciones CFD usando el modelo de turbulencia de cero-ecuación de Chen y Xu (1998). Los resultados CFD verificaron que existía un flujo de aire en dos sentidos incluso en los casos en que la sala superior era más cálida. El modelo CFD fue validado extensivamente y los resultados CFD concordaron bien con los datos experimentales para velocidad del aire, temperatura, contenido de humedad y flujos de la masa de aire entre las zonas. Basados en los mismos datos de simulación con la CFD, Vera et al. (2010b), Vera et al. (2014) derivaron una correlación para la transferencia de calor por convección mixta a través de aberturas horizontales.

La revisión anterior, revela escasez de estudios dedicados a evaluar los modelos de turbulencia para predecir, en primer lugar, las condiciones del aire interior en las espacios conectadas por una abertura horizontal y, en segundo lugar, el intercambio de masa y calor a través de esas aberturas. En contraste, existe una extensiva literatura sobre la evaluación de los modelos de turbulencia para predecir las condiciones del aire interior en espacios o habitaciones individuales para diferentes regímenes de convección. Estos estudios abarcan una gran variedad de modelos de turbulencia, que van desde los modelos más simples como el de cero-ecuación (Zhai et al., 2007) hasta modelos más complejos como Simulación de Remolino Desprendido (*Detached Eddy Simulation*) (Zhang y Chen, 2007; Zhang et al., 2007). Los modelos de turbulencia de dos ecuaciones como el  $k-\varepsilon$  y  $k-\omega$  son los más ampliamente evaluados en cavidades individuales cerradas (Zhang et al., 2007; Posner et al, 2003; Choi et al., 2004; Rundle y Lightstone, 2007; Susin et al, 2009; Cao et al, 2011; Choi y Kim 2012). Basado en la revisión de la extensa literatura existente, Cortés et al. (2014) concluyó que, en general, los modelos  $k-\varepsilon$  y  $k-\omega$  muestran un buen comportamiento en la predicción de las condiciones del flujo del aire interior. Sin embargo, la precisión de ambos modelos de dos ecuaciones se encuentra estrechamente asociada al régimen de convección ya sea natural, forzado o mixto.

El objetivo de este artículo es evaluar cinco modelos de turbulencia de dos ecuaciones ( $k-\varepsilon$  estándar,  $k-\varepsilon$  RNG,  $k-\varepsilon$  realizable,  $k-\omega$  estándar y  $k-\omega$  SST) en términos de predecir: i) las condiciones del aire interior en la casa de ensayo de dos pisos a escala real cuando está presente el intercambio de masa y calor a través de una abertura horizontal que conecta ambos pisos; y ii) la tasa de intercambio de masa a través de la abertura horizontal. En consecuencia, este trabajo avanza en la evaluación de modelos de turbulencia de dos ecuaciones para predecir las condiciones ambientales internas y los intercambios de



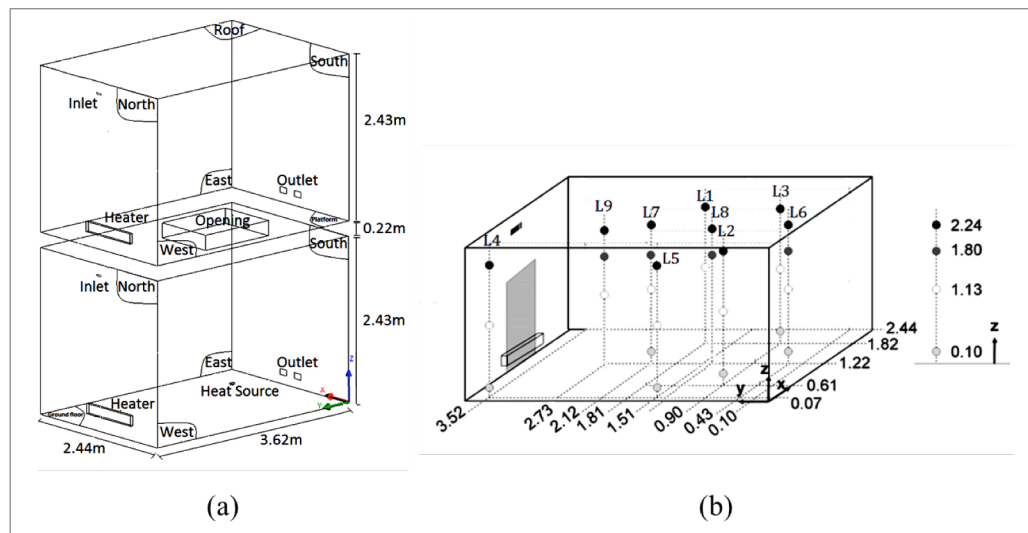
masa interzonas bajo el escenario de dos habitaciones de escala real conectadas por una abertura horizontal, la cual representa una abertura de escalera.

La metodología usada para evaluar el comportamiento de los cinco modelos  $k-\epsilon$  y  $k-\omega$  vía simulaciones CFD se basa en los resultados experimentales obtenidos por Vera et al. (2010a) y Vera (2009) en una casa de ensayo de dos pisos a escala real. Los resultados experimentales corresponden, por un lado, a las condiciones del aire interior, tales como temperatura y velocidad del aire, y por otro lado, a las tasas de flujo de la masa de aire ascendente a través de la abertura horizontal. Se comparan los resultados de la simulación CFD para cada modelo de turbulencia con los resultados experimentales en diferentes ubicaciones a través de la casa experimental para ambos regímenes de convección, natural y mixta.

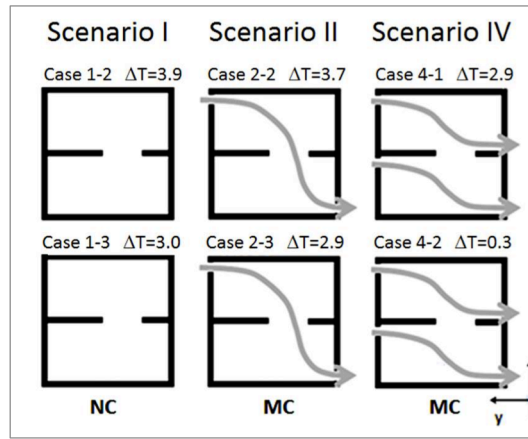
## 2. Experimento en casa de ensayo de dos pisos a escala real

La configuración de este experimento se encuentra descrita detalladamente en Vera et al. (2010a), por lo que esta sección describe brevemente sus aspectos principales. Se construyó a escala real una casa de dos pisos para las pruebas, de modo que representara una casa típica de estructura de madera, y se instaló dentro de la Cámara Ambiental en la Universidad Concordia. La casa de ensayo consistía en dos habitaciones con dimensiones internas de 3.62 m x 2.44 m x 2.43 m cada una, y una abertura

horizontal de 1.19 m x 0.91 m y 0.22 m de espesor. Esta abertura conectaba las dos habitaciones permitiendo el intercambio del flujo de aire y calor. La Figura 1a muestra una vista isométrica esquemática de la casa de ensayo. En cada una de las habitaciones se instaló un calefactor (de tipo radiador eléctrico) en la parte inferior de la pared norte para proporcionar la temperatura interna deseada, variando la potencia de calefacción media. Se colocó una fuente de humedad y calor en la habitación inferior, denominada *heat source* en la Figura 1a. Esta producía humedad a una tasa constante. La diferencia de la temperatura promedio entre la habitación inferior y superior,  $\Delta T$ , fue hasta 3,5°C. Se estudiaron tres estrategias de ventilación como se aprecia en la Figura 2: sin ventilación (escenario I), ventilación con flujo neto descendente a través de la abertura (escenario II), y ventilación independiente en cada habitación (escenario IV). Estas estrategias de ventilación corresponden a convección natural (NC, escenario I) y convección mixta (MC, escenarios II y IV). Se midió la velocidad del aire al interior de la casa de dos pisos usando 19 anemómetros omnidireccionales (tipo esfera caliente, sondas modelo HT- 412 y transductores HT-428 de Sensor Electronic and Measurement Equipment, Polonia), así como también, se monitoreó la temperatura y la humedad relativa interior con 64 sensores (Vaisala Humitter 50Y y HMP50). Todos los sensores se distribuyeron al interior de la casa experimental a diferentes alturas formando líneas desde el piso de la sala inferior hasta el cielo de la sala superior. La Figura 1b muestra la ubicación de los sensores de temperatura y humedad relativa en la sala inferior.



**Figura 1.** a) Representación esquemática de casa de ensayo de dos pisos, (b) Distribución de sensores de temperatura y humedad relativa en la habitación inferior (dimensión en metros)



**Figura 2.** Escenarios de ventilación ensayados: sin ventilación (escenario I), ventilación sencilla con flujo neto descendente a través de la abertura (escenario II), y ventilación independiente en cada habitación (escenario IV)

### 3. Modelo CFD

Se desarrolló un modelo de CFD de la casa de dos pisos a escala real para simular las condiciones ambientales interiores (temperatura, contenido de humedad, velocidad del aire), para lo cual se usó el software de CFD comercial Ansys Fluent v.14.0 (Ansys 2011). Las cantidades de la condición del aire interior se rigen por las leyes de conservación de masa, momento y energía. En este estudio, se evaluaron cinco modelos de turbulencia de dos ecuaciones. Estos modelos son:  $k-\epsilon$  estándar (Launder y Spalding, 1974),  $k-\epsilon$  RNG (Yarkhot y Orszag, 1986),  $k-\epsilon$  realizable (Shih et al., 1995),  $k-\omega$  estándar (Wilcox, 1988) y  $k-\omega$  SST (Menter, 1994). Los modelos  $k-\epsilon$  son los modelos más comunes usados para la simulación del flujo de aire interior por su comportamiento robusto; mientras que los modelos  $k-\omega$  presentan una formulación más novedosa para el tratamiento cerca de la pared que podría hacerlos más precisos y robustos para las condiciones ambientales interiores. Se escogieron estos modelos debido a su precisión para evaluar las condiciones ambientales interiores y, por lo demás, han sido ampliamente validados para un ambiente interior de una zona única por Zhang y Chen (2007), Zhang et al. (2007), Posner et al. (2003), Choi et al. (2004), Rundle y Lightstone (2007), Susin et al. (2009); Zitzmann et al. (2005), Voigt (2000), Rohdin y Moshfegh (2011), Stamou y Katsiris (2006), Moureh y Flick (2003).

#### 3.1 Geometría

Se modeló la casa experimental de dos pisos usando Ansys Fluent v.14. Las paredes se consideraron como de espesor cero y adiabáticas. Para cada caso, las temperaturas superficiales experimentales en las diferentes ubicaciones se establecieron como condiciones de frontera. La fuente de humedad y calor era un pequeño cilindro de calor sensible de 85 W. Las entradas y salidas de aire de ventilación correspondían a secciones rectangulares de 96.5mm de ancho por 21.8 mm de alto y de 135.0 mm de ancho por 85.0 mm de alto, respectivamente. Los calefactores radiadores fueron modelados como objetos rectangulares de 0.45 m x 0.150 m x 0.920 m.

#### 3.2 Método de solución numérica

Se realizaron simulaciones en estado estacionario y tridimensional usando el programa Ansys Fluent v.14 para predecir las principales condiciones del aire interior (temperaturas, velocidades del aire, patrón del flujo de aire) en la casa experimental de dos pisos así como también la tasa de intercambio del flujo de la masa de aire interzonas a través de la abertura horizontal. Se escogió un esquema de diferenciación *upwind* de segundo orden para lograr una mayor precisión de las soluciones. Se tuvo en cuenta la aproximación de Boussinesq, de modo de considerar la densidad como un valor constante en todas las ecuaciones resueltas, excepto para la expresión de flotación. El criterio de convergencia fue de  $10^{-6}$  para energía y de  $10^{-3}$  para las demás variables. Para obtener la convergencia, se fijaron los factores de relajación entre 0.15 y 0.5 para momento; entre 0.5 y 0.85 para presión; 1.0 para densidad, fuerzas corporales, viscosidad turbulenta y energía; 0.8 para energía cinética turbulenta y tasa de disipación de la turbulencia. Se seleccionó el Método Semi-Implícito de Ecuaciones Ligadas para la Presión (SIMPLE) como algoritmo acoplamiento de la presión y velocidad.

#### 3.3 Verificación de la cuadrícula

Se construyó un mallado hexaédrico no estructurado (Figura 3a) con celdas más finas cerca de las paredes, entradas y salidas de ventilación, calefactor y fuente de humedad y calor para asegurar una adecuada transferencia de las condiciones de frontera hacia el dominio aire. Fue necesario verificar la cuadrícula para saber si los resultados de la CFD eran independientes de la malla. Normalmente, la verificación de la malla se realiza comparando los resultados CFD entre las mallas ensayadas con los resultados experimentales. En este estudio, se evaluaron tres mallas diferentes,  $\Delta 1$ ,  $\Delta 2$  y  $\Delta 3$  como se aprecia en la Tabla 2, siendo  $\Delta 1$  la malla más fina y  $\Delta 3$  la más gruesa. Para el caso 2-3, la Figura 3b muestra los resultados simulados y los experimentales de la temperatura del aire para estas tres mallas en las líneas 1, 8 y 9 (refiérase a la Figura 1b). Se aprecia que los resultados de la malla más gruesa ( $\Delta 3$ ) y mediana ( $\Delta 2$ ) son muy cercanos y concuerdan con los datos experimentales, mientras que los resultados de la malla más fina ( $\Delta 1$ ) no son tan buenos.

El análisis cualitativo previo no permite concluir cual malla establece un buen equilibrio entre la precisión y el tiempo computacional. En consecuencia, se realizó un análisis cuantitativo para verificar la independencia de la malla basado en la cuantificación de la incerteza de la convergencia de la malla. Esto se realizó estimando el índice de convergencia de la malla, GCI (Roache, 1994; Hajdukiewicz et al, 2013). Este índice puede entenderse como el estimador del error asociado a la resolución de la malla, e indica cuánto cambiará la solución con una malla más refinada. El GCI se define como:

$$GCI^{f_{\text{fina}}} = FS \frac{\varepsilon}{r^p - 1} \quad (1)$$

$$p = \frac{\ln \left| \frac{f_{\text{gruesa}} - f_{\text{mediana}}}{f_{\text{mediana}} - f_{\text{fina}}} \right|}{\ln r} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{f_{\text{gruesa}} - f_{\text{fina}}}{f_{\text{fina}}} \quad (3)$$

$$r = \left( \frac{\Delta f_{\text{fina}}}{\Delta f_{\text{gruesa}}} \right)^{1/3} \quad (4)$$

donde  $FS$  es el factor de seguridad igual a 1.25 al comparar las tres mallas (Roache, 1994);  $p$  es el orden de convergencia que se calculó como el valor  $p$  promedio sobre el sensor en las nueve líneas presentes en la Figura 1b y es igual a 5.1;  $\varepsilon$  es el error relativo entre las soluciones de malla fina ( $f_{\text{fina}}$ ) y gruesa ( $f_{\text{gruesa}}$ );  $r$  es la razón de refinamiento entre el número de elementos de la cuadrícula de malla fina y malla gruesa para un mallado 3D. Por consiguiente,  $GCI_{21}$  corresponde al error de convergencia de la malla causado por el refinamiento desde la malla  $\Delta 2$  (tamaño medio) a la malla  $\Delta 1$  (la malla más fina). De igual forma,  $GCI_{32}$  se define como el error de convergencia de la malla debido al paso desde la malla más gruesa  $\Delta 3$  a la malla mediana  $\Delta 2$ .

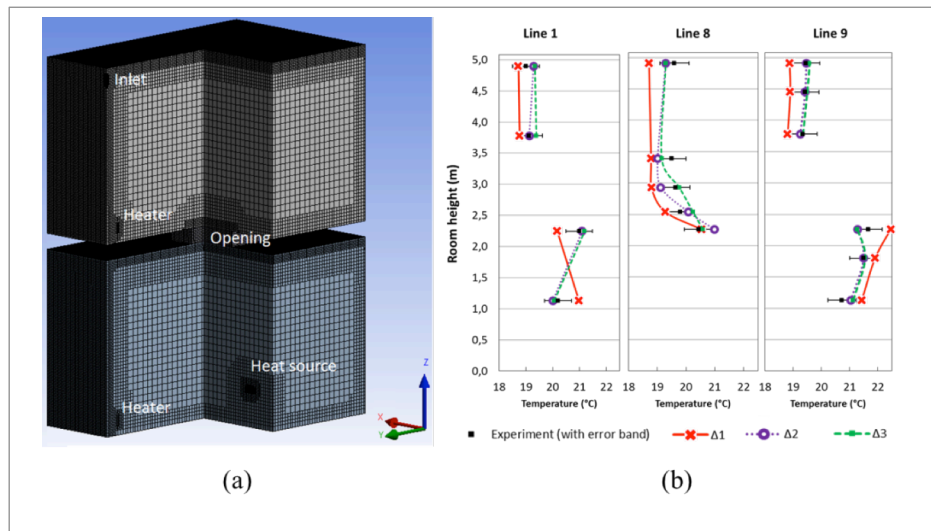


Figura 3. a) Malla computacional utilizada. b) Temperaturas verticales predichas en diversos puntos a lo largo de las líneas verticales en diferentes ubicaciones de la casa de ensayo para los tres tamaños de malla del caso 2-3



**Tabla 1.** Condiciones experimentales para los casos simulados (2009)

Parámetros	Caso 1-2	Caso 1-3	Caso 2-2	Caso 2-3	Caso 4-1	Caso 4-2
Condición del aire de suministro:						
Entrada caudal de aire 1 (l/s)	-	-	5.929	5.905	3.290	3.295
Temperatura de entrada 1 (°C)	-	-	18.00	18.00	17.81	18.20
Entrada caudal de aire 2 (l/s)	-	-	-	-	2.951	2.880
Temperatura de entrada 2 (°C)	-	-	-	-	18.01	17.90
Calefactor de zócalo 1 (W)	230	290	274	252	175	143
Calefactor de zócalo 2 (W)	-	170	-	91	90	166
Fuente calor-humedad (W)	85	85	85	85	85	85
Temp. Superf. pared sala inferior (°C)						
Pared norte	19.9	22.6	20.5	20.3	20.1	20.0
Pared este	18.9	21.2	18.8	18.8	18.8	18.8
Pared sur	18.3	20.7	18.4	18.6	18.3	18.3
Pared oeste	18.6	21.0	18.7	18.7	18.6	18.7
Piso planta baja	18.0	19.1	18.1	18.2	17.9	17.9
Cielo	20.9	23.6	21.2	21.1	20.9	20.8
Temp. superf. pared sala superior (°C)						
Pared norte	17.6	20.1	16.6	16.5	17.8	19.2
Pared este	16.9	19.4	16.2	17.2	17.2	18.4
Pared sur	16.6	18.7	15.6	16.7	16.4	17.6
Pared oeste	16.9	19.4	16.2	17.3	17.2	18.4
Piso	18.6	19.8	16.9	17.8	17.6	18.6
Cielo	17.6	20.4	16.8	18.0	17.9	19.6

**Tabla 2.** Elementos de la cuadrícula y razón de refinamiento para tres tamaños diferentes de malla

$\Delta 1$	$\Delta 2$	$\Delta 3$	r32	r21
1,065,895	493,575	153,769	1.48	1.29

**Tabla 3.** Índice de convergencia de la cuadrícula para temperaturas internas para los tres tamaños de malla

z (m)	Experimento (°C)	$\Delta 1$	$\Delta 2$	$\Delta 3$	e32	e21	$GCI_{32}$ (%)	$GCI_{21}$ (%)
Linea 1								
1.13	20.20	20.98	20.00	20.06	0.003	-0.047	0.056	-2.159
2.245	20.99	20.17	21.10	21.19	0.004	0.046	0.088	2.137
3.78	19.11	18.77	19.12	19.39	0.014	0.019	0.276	0.879
4.895	19.00	18.72	19.28	19.34	0.003	0.030	0.057	1.388
Linea 8								
2.26	20.44	20.54	20.98	20.58	-0.019	0.022	-0.377	1.001
2.54	19.80	19.27	20.08	20.24	0.008	0.042	0.162	1.930
2.929	19.63	18.79	19.12	19.76	0.034	0.017	0.675	0.800
3.387	19.50	18.78	19.01	19.15	0.007	0.012	0.149	0.569
4.91	19.59	18.71	19.29	19.29	0.000	0.031	0.007	1.428
Linea 9								
1.13	20.73	20.88	21.04	21.13	0.004	0.008	0.082	0.351
1.8	21.50	21.90	21.50	21.55	0.002	-0.018	0.048	-0.853
2.26	21.66	21.46	22.29	22.28	-0.001	0.039	-0.011	1.788
3.78	19.35	18.81	19.25	19.35	0.005	0.024	0.105	1.094
4.45	19.42	18.90	19.42	19.50	0.004	0.028	0.077	1.295
4.91	19.45	18.88	19.47	19.59	0.006	0.031	0.122	1.452



Los índices GCI se muestran en la Tabla 3 para los datos de temperatura del aire en las diversas ubicaciones de las líneas 1, 8 y 9 (refiérase a la Figura 1b). Los mayores índices GCI se obtienen cuando se refina desde la malla  $\Delta 2$  a la  $\Delta 1$  y se encuentran cercanas a la precisión de las mediciones de temperatura (2%); en cambio, los GCI para el refinamiento desde la malla  $\Delta 3$  a la  $\Delta 2$  son mucho menores para todos los puntos de medición. Esto significa que se pueden usar todas las mallas en futuros análisis. Sin embargo, la malla  $\Delta 1$  con 1,065,895 elementos debería tener un mayor costo computacional que las mallas  $\Delta 2$  y  $\Delta 3$  sin lograr resultados más precisos. El error de convergencia es más pequeño cuando la malla se refina desde la más gruesa a la mediana. Lo anterior sugiere que la malla  $\Delta 2$  con 493,575 elementos representa un buen equilibrio entre precisión y el tiempo computacional.

## 4. Resultados CFD generales

El modelo CFD de la casa experimental de dos pisos predice tres parámetros principales del ambiente interior: distribución de la temperatura, distribución de la velocidad del aire y patrones del flujo de aire. Debido a las limitaciones en la extensión del artículo, el patrón del flujo de aire y la distribución de la temperatura a lo largo del eje longitudinal de la casa de dos pisos sólo se presenta para el caso 2-3 (Figura 4). Se puede observar que el flujo se encuentra significativamente influenciado por las fuertes corrientes de aire de flotación que ascienden desde los calefactores radiadores y la fuente de calor/humedad. Se observa una estratificación de la temperatura en la habitación inferior; en cambio, en la habitación superior, la temperatura es más uniforme.

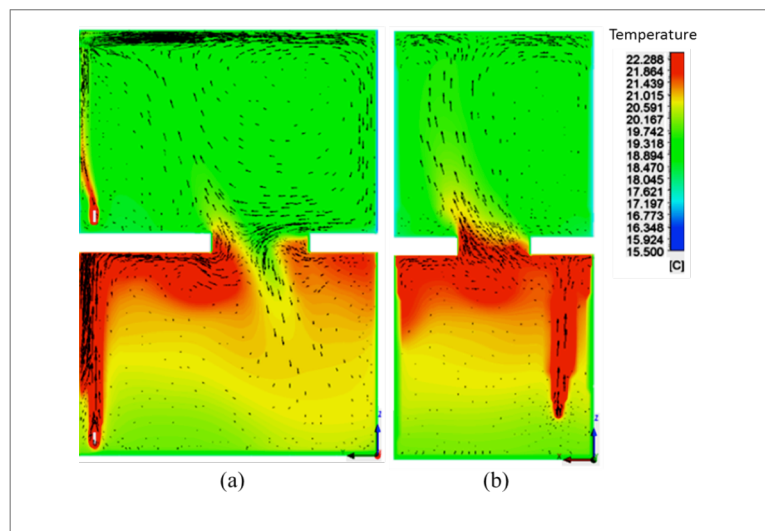
Además, se aprecia que a través de la abertura existe un flujo de aire bidireccional, y que el intercambio de masa y calor a través de la abertura se encuentra altamente afectado por las corrientes de aire cálidas. Para otros casos de convección natural y mixta, existen resultados generales similares que pueden observarse en Cortés (2013).

## 5. Evaluación de los modelos de turbulencia

### 5.1 Evaluación de los modelos de turbulencia para predecir la distribución de temperatura y la velocidad del aire interior

Esta sección evalúa cinco modelos de turbulencia de dos ecuaciones en términos de su capacidad para predecir las condiciones del aire interior (temperatura y velocidad del aire) bajo un escenario de intercambio de masa y calor a través de una abertura horizontal que conecta dos pisos. Los modelos de turbulencia evaluados son:  $k-\epsilon$  estándar,  $k-\epsilon$  RNG,  $k-\epsilon$  realizable,  $k-\omega$  estándar y  $k-\omega$  SST. A pesar de que estos modelos de turbulencia han sido ampliamente evaluados para predecir las cantidades del aire interior en habitaciones y espacios individuales, no han sido evaluado en el escenario descrito anteriormente.

Este artículo evalúa los modelos de turbulencia para seis casos diferentes dominados por la convección natural o mixta. Los datos experimentales necesarios para realizar la evaluación han sido informados por Vera (2009). En la Tabla 1, se resumen las principales condiciones de frontera para cada caso. Se construyó un modelo CFD para cada caso de acuerdo al procedimiento señalado en la Sección 3.



**Figura 4.** Visualización de corrientes convectivas cálidas para el caso 2-3 (MC) en las secciones transversales: a)  $x = 1.22$  m, b)  $y = 1.81$  m

En primer lugar, se realizó la evaluación de los modelos de turbulencia de dos ecuaciones, comparando cualitativamente los resultados experimentales y simulados con CFD para las temperaturas y velocidades del aire en ubicaciones específicas (líneas señaladas en la Figura 1b). Este análisis cualitativo provee evidencia sobre la capacidad de los modelos de turbulencia para predecir las temperaturas y las velocidades del aire y su perfil a lo largo de la altura de la casa de dos pisos en diferentes ubicaciones. Aunque los datos inferidos por todos los modelos de turbulencia concuerdan bien con los valores experimentales, cada punto de dato es anticipado de mejor forma por un modelo de turbulencia diferente, por lo que es difícil establecer cual modelo de turbulencia tiene un mejor desempeño global. Por consiguiente, se realizaron evaluaciones cuantitativas basándose en el error cuadrático medio normalizado (RMSE). Estos resultados y evaluaciones se presentan en las secciones siguientes. Sin embargo, debido a las limitaciones de extensión del artículo, sólo se presentan los resultados de tres casos (1-2, 2-3 y 4-1).

### 5.1.1 Evaluación cualitativa

Se compararon las temperaturas y velocidades del aire interior predichas por los cinco modelos de turbulencia  $k-\epsilon$  y  $k-\omega$  con los datos experimentales de Vera (2009) en las Figuras 5, 6 y 7 para los casos 1-2, 2-3 y 4-1, respectivamente. Estas Figuras muestran que todos los modelos de turbulencia pueden predecir bien el patrón de

temperatura en toda la altura y en todas las líneas de la casa de ensayo. En la habitación inferior existe una estratificación de la temperatura de 2°C a 3°C. Por el contrario, la distribución de la temperatura es más bien uniforme en la sala superior. Los resultados muestran una concordancia entre la simulación de la temperatura en la habitación superior y los datos experimentales para los cinco modelos de turbulencia evaluados. En cambio, se observan diferencias de hasta 1°C entre los datos simulados y los experimentales en la habitación inferior para algunos modelos de turbulencia. Por otra parte, las temperaturas simuladas en ciertas ubicaciones de las Líneas 8 y 9 para el caso 1-2 están subestimadas en hasta 2°C. No existe claridad de las causas de estas diferencias tan significativas en la temperatura de estas dos ubicaciones.

Las Figuras 5, 6 y 7 también muestran que todos los modelos de turbulencia son capaces de predecir razonablemente el perfil de la velocidad del aire a lo largo de las Líneas 8 y 9. Sin embargo, los resultados muestran mayores variaciones en las velocidades del aire pronosticadas entre los modelos de turbulencia. Las diferencias en los datos experimentales de las temperaturas y velocidades del aire pronosticadas entre los modelos de turbulencia resaltan la necesidad de evaluar su comportamiento para estimar el intercambio de masa y calor interzonas a través de las aberturas horizontales en las edificaciones.

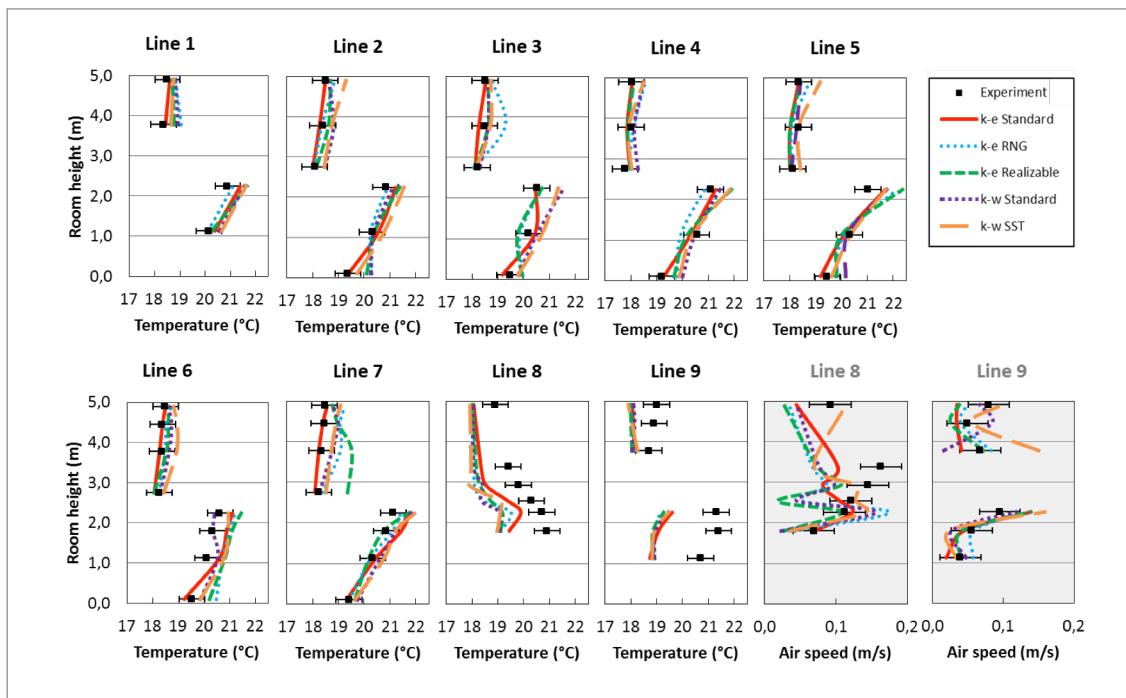


Figura 5. Comparación de las temperaturas velocidades del aire medidas y simuladas, y para el caso 1-2





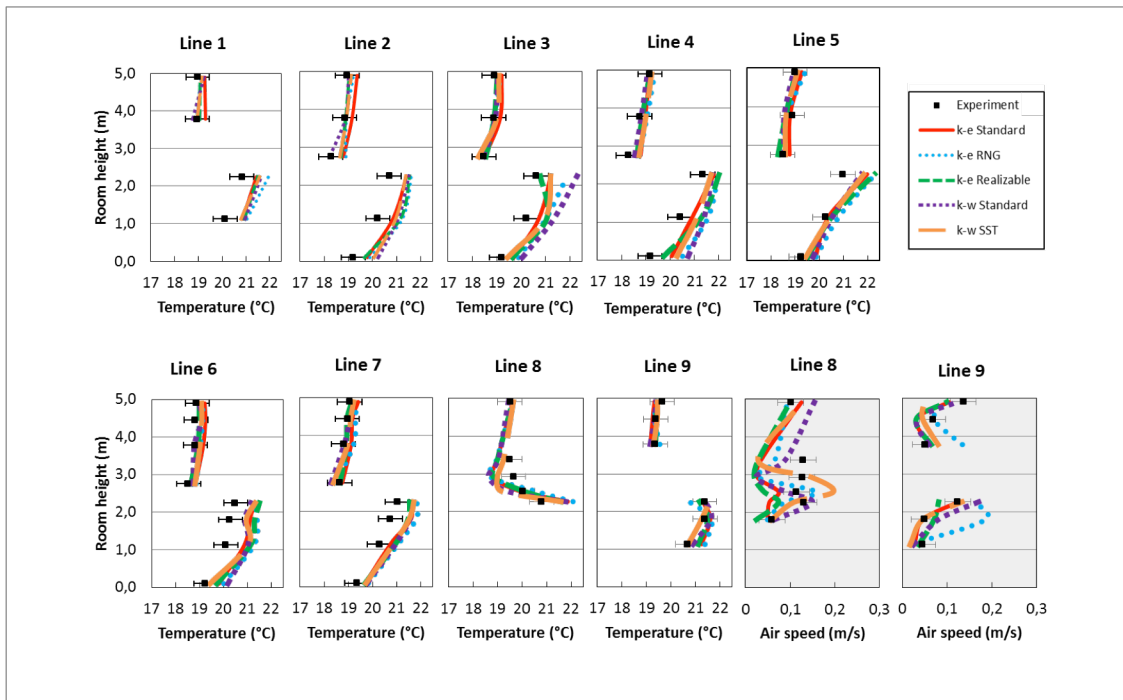


Figura 6. Comparación de las temperaturas y velocidades del aire medidas y simuladas para el caso 2-3

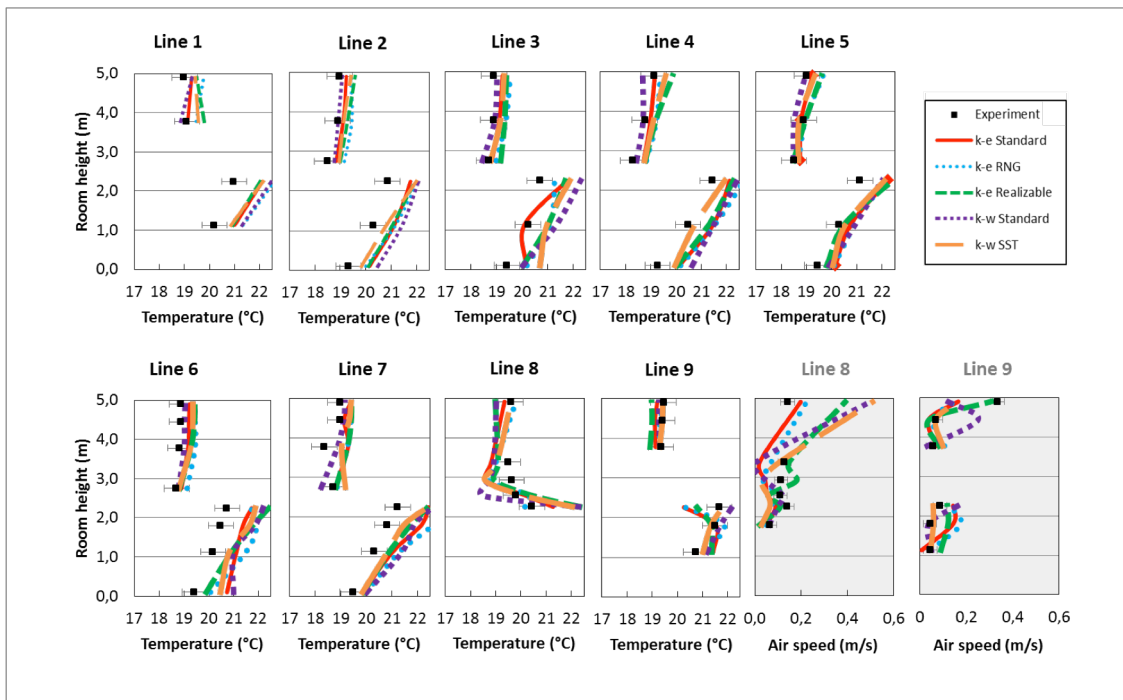


Figura 7. Comparación de las temperaturas y velocidades del aire medidas y simuladas para el caso 4-1



### 5.1.2 Evaluación cuantitativa

Debido a que un modelo puede entregar una mejor magnitud simulada en una ubicación y peor en otra, es necesario establecer en forma cuantitativa el comportamiento general de cada modelo. Se aplicó el índice del error cuadrático medio normalizado (RMSE) basándose en el procedimiento descrito por Wang y Zhai (2012). El RMSE se usó para evaluar cuánto se desvían las predicciones de los datos experimentales, considerando primero las incertezas de las mediciones experimentales y, luego, normalizando la desviación por el valor absoluto de los datos medidos. El RMSE se define como:

$$RMSE(P, M) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \delta_{pm} (|P(i)-M(i)|-e(i))^2}{\sum_{i=1}^n M(i)^2}} \quad (5)$$

$$\delta_{pm} = \begin{cases} 1 & |P(i)-M(i)| > e(i) \\ 0 & |P(i)-M(i)| < e(i) \end{cases} \quad (6)$$

donde  $P(i)$  y  $M(i)$  son el conjunto de datos medidos y calculados en ciertas ubicaciones, respectivamente, y  $e(i)$  es la incerteza en las mediciones experimentales. Se calculó el RMSE para todas las ubicaciones con los datos experimentales disponibles. Luego, se calculó el índice con 56 puntos de datos para la distribución de la temperatura y 12 puntos de datos para la velocidad del aire. A continuación, se promedió el RMSE de los casos para cada tipo de convección con el fin de obtener un valor único de RMSE para cada modelo de turbulencia y tipo de

convección. Las Tablas 4 y 5 muestran los índices RMSE para la temperatura y velocidad del aire para la convección natural (casos 1-2 y 1-3) y convección mixta (casos 2-2, 2-3, 4-1 y 4-2), respectivamente.

Los resultados señalan que el modelo  $k-\epsilon$  estándar presenta las menores desviaciones de los datos experimentales para predecir la temperatura y velocidad del aire para los casos de convección natural (Tabla 4). Los índices RMSE promedio son 0.019 para temperatura y 0.134 para velocidad del aire. Para los casos de convección mixta, el modelo  $k-\epsilon$  realizable muestra los menores índices RMSE de 0.014 y 0.429 para temperatura y velocidad del aire, respectivamente (Tabla 5). Esto significa que los modelos  $k-\epsilon$  estándar y  $k-\epsilon$  realizable han mostrado el mejor comportamiento general entre los modelos de turbulencia de viscosidad de remolino de dos ecuaciones evaluados en este trabajo para la convección natural y mixta, respectivamente.

A pesar de que un modelo de turbulencia específico muestra un mejor comportamiento para cada flujo de convección característico, todos los modelos de turbulencia presentan una magnitud similar de RMSE para temperatura en los casos de convección natural y mixta. En consecuencia, los cinco modelos de turbulencia de dos ecuaciones evaluados predicen bien la temperatura. Además, los valores mayores de RMSE para la velocidad del aire y diferencias entre los modelos de turbulencia sugieren que la velocidad del aire no es pronosticada con la misma precisión por todos los modelos de turbulencia.

**Tabla 4.** Índice RMSE para casos de convección natural

Temperatura RMSE						Velocidad RMSE					
Caso	k-ε estándar	k-ε RNG	k-ε realizable	k-ω estándar	k-ω SST	Caso	k-ε estándar	k-ε RNG	k-ε realizable	k-ω estándar	k-ω SST
1-2	0.031	0.034	0.035	0.032	0.033	1-2	0.221	0.319	0.407	0.292	0.234
1-3	0.006	0.005	0.008	0.010	0.006	1-3	0.047	0.320	0.193	0.241	0.277
Promedio	<b>0.019</b>	0.0200	0.022	0.021	0.020	Promedio	<b>0.134</b>	0.319	0.30	0.267	0.256



**Tabla 5.** Índice RMSE para casos de convección mixta

Temperatura RMSE						Velocidad RMSE					
Caso	k-ε estándar	k-ε RNG	k-ε realizable	k-ω estándar	k-ω SST	Caso	k-ε estándar	k-ε RNG	k-ε realizable	k-ω estándar	k-ω SST
2-2	0.021	0.018	0.010	0.019	0.020	2-2	0.514	0.282	0.501	0.423	0.631
2-3	0.016	0.021	0.018	0.024	0.015	2-3	0.520	0.525	0.383	0.676	0.651
4-1	0.008	0.016	0.011	0.015	0.009	4-1	0.520	0.525	0.383	0.676	0.651
4-2	0.022	0.024	0.018	0.017	0.018	4-2	0.432	0.388	0.448	0.337	0.251
Promedio	0.017	0.020	<b>0.014</b>	0.019	0.016	Promedio	0.497	0.430	<b>0.429</b>	0.528	0.540

### 5.2 Evaluación de la habilidad de los modelos de turbulencia para predecir los flujos de la masa de aire a través de una abertura horizontal

En la sección anterior se mostró la capacidad de cinco modelos de turbulencia de dos ecuaciones para predecir las condiciones del aire interior en un escenario con intercambio de masa y calor entre zonas a través de una abertura horizontal que conecta dos pisos. Adicionalmente, esta sección evalúa la habilidad de los modelos de turbulencia que mostraron mejor comportamiento en la Sección 5.1 para predecir los flujos de masa de aire ascendente a través de la abertura horizontal, siendo éstos los modelos k-ε estándar para convección natural y k-ε realizable para convección mixta. Para realizar esta evaluación, se usaron los datos experimentales de Vera (2009).

El flujo de la masa de aire ascendente total,  $ma_{up}$ , a través de la abertura se puede calcular a partir de los resultados simulados como la suma de la masa de aire en cada celda,  $ma_i$ , en el plano medio de la abertura ( $z = 2.54$  m) de la siguiente manera:

$$ma_i(kg/s) = A_i * \rho_i * V_{z_i} \quad (6)$$

$$ma_{up}(kg/s) = \sum_1^N ma_i ; \text{if } ma_i > 0 \quad (7)$$

$$ma_{down}(kg/s) = \sum_1^N ma_i ; \text{if } ma_i < 0 \quad (8)$$

donde  $A_i = A/N$ .  $A$  es el área de la abertura horizontal ( $m^2$ ) y  $N$  es el número de celdas en el plano medio. Como la cuadrícula de la malla en la abertura (plano XY) es uniforme, el área de cada celda es igual a  $A_i$ .  $V_{z_i}$  es la componente vertical de la velocidad del aire en cada celda y  $\rho_i$  es la densidad del aire definida por la Ecuación 9, donde  $T_i$  es la temperatura en cada celda de la abertura, medida en grados Kelvin.

$$\rho_i(kg/m^3) = \frac{101.325}{287.055 * T_i} \quad (9)$$

La Figura 8 muestra las tasas de flujo de la masa de aire simuladas y medidas para todos los casos estudiados. Se observa que el modelo k-ε realizable predice el flujo de la masa de aire a través de la abertura en excelente concordancia con los datos medidos para los casos de convección mixta. Los flujos de masa de aire ascendente predichos se encuentran dentro de las incertezas de las mediciones experimentales. La mayor diferencia se encuentra en el caso 4-2 donde el porcentaje de error es del 8.5%, y la menor diferencia se encuentra en el caso 2-2 con un error del 1.3%.

Por otra parte, los resultados del modelo k-ε estándar para los casos de convección natural (NC) no son tan buenos como los encontrados para los casos de convección mixta (MC). En particular, la tasa flujo de la masa de aire predicha para el caso 1-2 ( $37.08 \times 10^{-3}$  kg/s) es mucho más baja que el valor medido ( $61.00 \times 10^{-3} \pm 16.5 \times 10^{-3}$  kg/s). Este resultado podría indicar la dificultad para predecir el flujo de la masa de aire a través de las aberturas horizontales cuando el intercambio de masa se encuentra dominado por las fuerzas de flotación. A pesar de que el flujo de aire a través de una abertura horizontal no ha sido estudiado en profundidad, la literatura disponible señala que el patrón de flujo de aire es altamente inestable para la convección natural. Por lo tanto, es esperable que este fenómeno sea difícil de predecir.



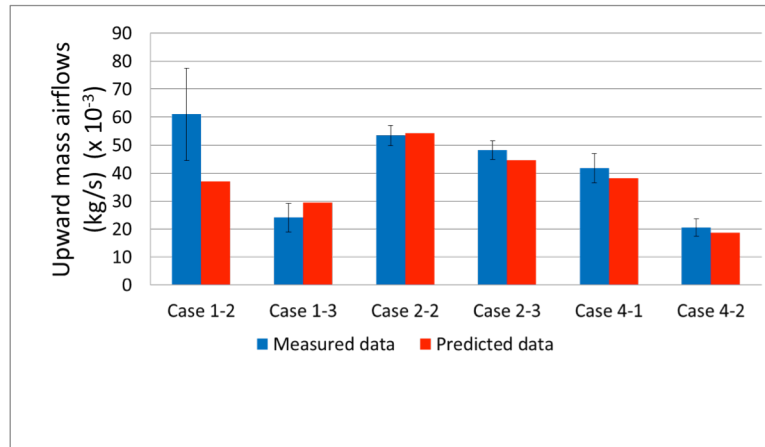


Figure 8. Tasas del flujo de la masa de aire ascendente medidas y simuladas a través de la abertura para todos los casos estudiados

## 6. Conclusiones

Las aberturas interiores de edificios, como las escaleras, son huellas importantes para el intercambio de calor, aire, humedad y contaminantes. El flujo de aire interzonal a través de aberturas horizontales no ha sido estudiado en profundidad. Además, existe poca información sobre el desempeño de los modelos de turbulencia para predecir las condiciones y los intercambios verticales de aire interior entre las zonas bajo para la convección natural y mixta.

Este trabajo se focalizó en la evaluación del desempeño de cinco modelos de turbulencia de dos ecuaciones ( $k-\varepsilon$  estándar,  $k-\varepsilon$  RNG,  $k-\varepsilon$  realizable,  $k-\omega$  estándar y  $k-\omega$  SST), para predecir: i) las condiciones del aire interior en una casa experimental de dos pisos de escala real, en la cual ocurre el intercambio de masa y calor a través de una abertura horizontal que conecta los dos pisos de la casa, y ii) la tasa de intercambio de masa a través de la abertura horizontal para casos de convección natural y mixta. La evaluación se realizó comparando los resultados simulados con CFD con datos experimentales de Vera (2009) en diferentes ubicaciones. Las principales conclusiones de este estudio son:

- Basándose en el índice RMSE, los modelos  $k-\varepsilon$  estándar y  $k-\varepsilon$  realizable son los más precisos para predecir la distribución de la temperatura y velocidad del aire a través de la casa experimental de dos pisos para los regímenes de convección natural y mixta, respectivamente.
- Los bajos valores de los índices RMSE para la temperatura indican que los cinco modelos de turbulencia  $k-\varepsilon$  y  $k-\omega$  evaluados predicen la distribución de la temperatura en concordancia con los datos experimentales tanto para la convección natural como mixta. Sin embargo, el análisis cualitativo muestra que los modelos de turbulencia evaluados subestiman la temperatura del aire en hasta 2°C en algunas ubicaciones de las Líneas 8 y 9 para los casos de convección natural.

- Para la velocidad del aire, todos los modelos de turbulencia entregan velocidades razonables a lo largo de las Líneas 8 y 9. No obstante, se encontraron diferencias significativas entre los modelos de turbulencia para algunos resultados de simulación. Este hecho también se refleja en las mayores variaciones y más altos índices RMSE para la velocidad del aire como muestran las Tablas 4 y 5. Los índices RMSE para la velocidad de aire para convección natural se encuentran entre 0.13 y 0.3, mientras que para convección mixta se encuentran entre 0.42 y 0.54.
- Los modelos  $k-\varepsilon$  estándar y  $k-\varepsilon$  realizable muestran un excelente desempeño para predecir los flujos de masa de aire interzonal a través de una abertura horizontal para convección natural y mixta, respectivamente.

Este trabajo avanza en la evaluación de modelos de turbulencia de dos ecuaciones para predecir condiciones ambientales interiores e intercambios de masa interzonal bajo el escenario de dos habitaciones conectadas por una abertura horizontal, la que representa el espacio de una abertura de escalera. Los modelos  $k-\varepsilon$  estándar y  $k-\varepsilon$  realizable han mostrado el mejor comportamiento, en consecuencia, éstos deberían ser utilizados para obtener mejores simulaciones CFD de las edificaciones multizonales en su etapa de diseño para lograr ambientes interiores más confortables y saludables.

En un próximo trabajo, se utilizarán estos dos modelos de turbulencia para estudiar el efecto de relación largo/ancho de la abertura en la transferencia de masa y calor para los casos de convección natural y mixta.

## 7. Agradecimientos

Este trabajo fue financiado por la Comisión Nacional de Investigación Científica y Tecnológica de Chile (CONICYT) bajo el proyecto de investigación FONDECYT 11100120. También se contó con el apoyo del proyecto CONICYT/FONDAP 15110020. Algunos aspectos de este trabajo fueron desarrollados durante la estada de Magdalena Cortés en Concordia University, Montreal, Canadá, la cual



fue financiada por Canada-Chile Leadership Exchange Scholarship. Los autores desean también agradecer al Dr.

Leon Wang de Concordia University por sus comentarios de la versión preliminar de este artículo.

## 8. Referencias

- ANSYS (2011), ANSYS FLUENT Theory Guide: Release 14, in, ANSYS.
- Blomqvist C. and Sandberg M. (2004), Air movements through horizontal openings in buildings - A model study, *The International Journal of Ventilation*, 3(1) 1-10.
- Brown W.G. (1962), Natural convection through rectangular openings in partitions—2: Horizontal partitions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 5(9) 869-881.
- Cao G., Ruponen M., Paavilainen R. and Kurnitski J. (2011), Modelling and simulation of the near-wall velocity of a turbulent ceiling attached plane jet after its impingement with the corner, *Building and Environment*, 46(2) 489-500.
- Cortés M. (2013), Natural and mixed convective heat transfer through horizontal openings in buildings, M.Sc. Thesis, Department of Construction Engineering and Management, Pontificia Universidad Católica de Chile, Santiago.
- Cortés M., Fazio P., Rao J., Bustamante W. and Vera S. (2014), CFD modeling of basic convection cases in enclosed environments: Needs of CFD beginners to acquire skills and confidence on CFD modeling, *Revista de Ingeniería de Construcción (RIC)*, 29(1) 22-45.
- Cooper L.Y. (1995), Combined Buoyancy and Pressure-Driven Flow Through a Shallow, Horizontal, Circular Vent, *Journal of Heat Transfer*, 117(3) 659-667.
- Chen Q. and Xu W. (1998), A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation, *Energy and Buildings*, 28(2) 137-144.
- Choi S.-K., Kim E.-K., Wi M.-H. and Kim S.-O. (2004), Computation of a turbulent natural convection in a rectangular cavity with the low-reynolds-number differential stress and flux model, *KSM International Journal*, 18(10) 1782-1798.
- Choi S.-K., Kim S.-O. (2012), Turbulence modeling of natural convection in enclosures: A review, *J Mech Sci Technol*, 26(1) 283-297.
- Epstein M. (1988), Buoyancy-driven exchange flow through small openings in horizontal partitions, *Journal of Heat Transfer*, 110(4) 885-893.
- Hajdukiewicz M., Geron M. and Keane M.M. (2013), Formal calibration methodology for CFD models of naturally ventilated indoor environments, *Building and Environment*, 59(0) 290-302.
- Heiselberg P. and Li Z. (2009), Buoyancy driven natural ventilation through horizontal openings, *The International Journal of Ventilation*, 8(3) 219-231.
- Klobut K. and Sirén K. (1995), Air flows measured in large openings in a horizontal partition, *Building and Environment*, 29(3) (1994) 325-335.
- Launder B.E. and Spalding D.B. (1974), The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2) 269-289.
- Li Z. (2007), Characteristics of Buoyancy Driven Natural Ventilation through Horizontal Openings, Ph.D. Thesis defended public at Aalborg University (101106), Aalborg University, Aalborg.
- Menter F.R. (1994), 2-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *Aiaa J.*, 32(8) 1598-1605.
- Moureh J. and Flick D. (2003), Wall air-jet characteristics and airflow patterns within a slot ventilated enclosure, *International Journal of Thermal Sciences*, 42(7) 703-711.
- Peppes A.A., Santamouris M. and Asimakopoulos D.N. (2001), Buoyancy-driven flow through a stairwell, *Building and Environment*, 36(2) 167-180.
- Peppes A.A., Santamouris M. and Asimakopoulos D.N. (2002), Experimental and numerical study of buoyancy-driven stairwell flow in a three storey building, *Building and Environment*, 37(5) 497-506.
- Posner J.D., Buchanan C.R., Dunn-Rankin D. (2003), Measurement and prediction of indoor air flow in a model room, *Energy and Buildings*, 35(5) 515-526.
- Riffat S.B. and Kohal J.S. (1994), Experimental study of interzonal natural convection through an aperture, *Applied Energy*, 48(4) 305-313.
- Riffat S.B., Kohal J.S. and Shao L. (1994), Measurement and CFD modeling of buoyancy-driven flows in horizontal openings, in: *IAQ'94: Engineering Indoor Environments*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., pp. 159-166.
- Riffat S.B. and Shao L. (1995), Characteristics of buoyancy-driven interzonal airflow via horizontal openings, *Building Services Engineering Research and Technology*, 16(3) 149-152.
- Roache P.J. (1994), Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies, *Journal of Fluids Engineering*, 116(3) 405-413.
- Rohdin P. and Moshfegh B. (2011), Numerical modelling of industrial indoor environments: A comparison between different turbulence models and supply systems supported by field measurements, *Building and Environment*, 46(11) 2365-2374.
- Rundle C.A., Lightstone M.F. (2007), Validation of turbulent natural convection in square cavity for application of CFD modelling to heat transfer and fluid flow in atria geometries, in: *2nd Canadian Solar Building Conference*, Calgary, Canada, pp. 8.
- Shih T.-H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z. and Zhu J. (1995), A new k- $\epsilon$  eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows, *Computers & Fluids*, 24(3) 227-238.
- Stamou A. and Katsiris I. (2006), Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer, *Building and Environment*, 41(9) 1171-1181.
- Susin R.M., Lindner G.A., Mariani V.C., Mendonça K.C. (2009), Evaluating the influence of the width of inlet slot on the prediction of indoor airflow: Comparison with experimental data, *Building and Environment*, 44(5) 971-986.
- Tan Q. and Jaluria Y. (2001), Mass flow through a horizontal vent in an enclosure due to pressure and density differences, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(8) 1543-1553.
- Vera S. (2009), Interzonal air and moisture transport through large horizontal openings: An integrated experimental and numerical study. Ph.D. Thesis, Concordia University, Montreal, Canada.
- Vera S., Rao J., Fazio P. and Campo A. (2014), Mixed convective heat transfer through a horizontal opening in a full-scale, two-story test-hut, *Applied Thermal Engineering*, 64(1-2) 499-507.
- Vera S., Fazio P. and Rao J. (2010a), Interzonal air and moisture transport through large horizontal openings in a full-scale two-story test-hut: Part 1 – Experimental study, *Building and Environment*, 45(5) 1192-1201.
- Vera S., Fazio P. and Rao J. (2010b), Interzonal air and moisture transport through large horizontal openings in a full-scale two-story test-hut: Part 2 – CFD study, *Building and Environment*, 45(3) 622-631.
- Voigt L.K. (2000), Comparison of Turbulence Models for Numerical Calculation of Airflow in an annex 20 Room, in, *International Centre for Indoor Environment and Energy*. Department of Energy Engineering. Technical University of Denmark.
- Wang H. and Zhai Z. (2012), Application of coarse-grid computational fluid dynamics on indoor environment modeling: Optimizing the trade-off between grid resolution and simulation accuracy, *HVAC&R Research*, 18(5) 915-933.
- Wilcox D.C. (1988), Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models, *Aiaa J.*, 26(11) 1299-1310.
- Yakhot V. and Orszag S.A. (1986), Renormalization-Group Analysis of Turbulence, *Physical Review Letters*, 57(14) 1722-1724.
- Zhai Z.J., Zhang Z., Zhang W. and Chen Q.Y. (2007), Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1—Summary of Prevalent Turbulence Models, *HVAC&R Research*, 13(6) 853-870.
- Zhang T. and Chen Q. (2007), Novel air distribution systems for commercial aircraft cabins, *Building and Environment*, 42(4) 1675-1684.
- Zhang Z., Zhang W., Zhai Z.J. and Chen Q.Y. (2007), Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 2—Comparison with Experimental Data from Literature, *HVAC&R Research*, 13(6) 871-886.
- Zitzmann T., Cook M. and Pfommer P. (2005), Simulation fo steady-state natural convection using CFD, in: *Building Simulation*, Montréal, Canada, pp. 1449-145.

