

Universidad de Málaga

Escuela de Ingenierías Industriales

Departamento de Ingeniería Mecánica,
Térmica y de Fluidos



Tesis Doctoral

**SOBRE LA DINÁMICA DEL FLUJO DE
AIRE EN DIFUSORES POR MEZCLA Y
DESPLAZAMIENTO**

Juan José Martínez Almansa

MÁLAGA, Enero 2017



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA

AUTOR: Juan José Martínez Almansa

 <http://orcid.org/0000-0003-3929-0116>

EDITA: Publicaciones y Divulgación Científica. Universidad de Málaga



Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 4.0 Internacional:

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode>

Cualquier parte de esta obra se puede reproducir sin autorización pero con el reconocimiento y atribución de los autores.

No se puede hacer uso comercial de la obra y no se puede alterar, transformar o hacer obras derivadas.

Esta Tesis Doctoral está depositada en el Repositorio Institucional de la Universidad de Málaga (RIUMA): riuma.uma.es



Universidad de Málaga

Escuela de Ingenierías Industriales



**SOBRE LA DINÁMICA DEL FLUJO DE
AIRE EN DIFUSORES POR MEZCLA Y
DESPLAZAMIENTO**

Realizada por
Juan José Martínez Almansa

Dirigida por
Dr. Carlos del Pino Peñas
Profesor Titular de la Universidad de Málaga

y

Dr. Luis Parras Anguita
Profesor Contratado Doctor de la Universidad de Málaga

Málaga, Enero de 2017



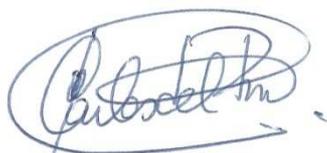
El doctor Carlos del Pino Peñas, profesor titular de Universidad en el Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos de la Universidad de Málaga y el doctor Luis Parras Anguita, profesor contratado doctor en el Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos de la Universidad de Málaga

CERTIFICAN

Que D. Juan José Martínez Almansa, Ingeniero Industrial, ha realizado bajo su dirección la tesis doctoral titulada **SOBRE LA DINÁMICA DEL FLUJO DE AIRE EN DIFUSORES POR MEZCLA Y DESPLAZAMIENTO**, que recoge en la presente memoria, cumpliendo todos los requisitos legales para optar al grado de DOCTOR, por lo que autorizan su lectura y defensa pública.

Y para que así conste y tenga los efectos oportunos, firmamos el presente certificado en

Málaga, a 13 de enero de 2017.



Dr. Carlos del Pino Peñas



Dr. Luis Parras Anguita

Índice

<u>Capítulo 1. Introducción</u>	7
1.1. Motivación y antecedentes.....	9
1.2. Introducción a los tipos de difusión	11
1.2.1. Ventilación por mezcla	11
1.2.2. Ventilación por desplazamiento.....	12
1.3. Sistemas de climatización basados en elementos radiantes y de ventilación por desplazamiento.....	14
1.4. Diseños experimentales para el estudio de sistemas de climatización mediante elementos radiantes y ventilación por desplazamiento	17
1.5. Modelos numéricos utilizados para su estudio computacional.....	21
1.6. Objetivos.....	26
1.7. Contenido de la Tesis	26
<u>Capítulo 2. Técnicas experimentales</u>	29
2.1. Introducción.....	29
2.2. Esquema general de instalaciones de prueba de elementos difusores.....	30
2.3. Sensores y técnicas de medida experimental	35
2.3.1. Sensores de medida de velocidad en conductos.....	35
2.3.2. Medidor de pérdidas de presión en difusores	36
2.3.3. Sensores de temperatura.....	36
2.3.4. Descripción de la técnica de visualización de flujos	37
2.3.4.1. Descripción de los planos de visualización.....	39
2.3.4.2. Calibraciones	40
2.3.4.3. Postprocesado de imágenes	42
2.3.4.4. Imágenes promedio.....	42
2.3.4.5. Levantamiento 3D.....	44
2.4. Comparación de resultados experimentales y numéricos en un difusor rotacional.....	45
<u>Capítulo 3. Difusor de mezcla de pared</u>	47
3.1. Introducción.....	47
3.2. Montaje experimental	47



3.3. Configuración numérica	50
3.4. Resultados	54
3.4.1. Comparación entre los resultados numéricos y experimentales.....	54
3.4.2. Caída de presión	59
3.4.3. Alcance y caída del flujo de aire.....	62
3.5. Conclusiones	65
<u>Capítulo 4. Difusor rotacional acoplado a suelo radiante.....</u>	<u>67</u>
4.1. Introducción.....	67
4.2. Montaje experimental y configuración numérica.....	68
4.3. Resultados	71
4.3.1. Simulación y experimentación del sistema.....	71
4.3.2. Resultados experimentales.....	73
4.3.3. Resultados numéricos	74
4.4. Modelado, simulación y experimentación del sistema completo	77
4.5. Conclusiones	78
<u>Capítulo 5. MTM entre mallas para la simulación de sistemas HVAC.....</u>	<u>79</u>
5.1. Introducción.....	79
5.2. Método numérico	80
5.2.1. Ecuaciones y condiciones de contorno	80
5.2.2. Mallas.....	81
5.3. Resultados para la transferencia de resultados por interpolación.....	84
5.3.1. Eficiencia en la transferencia de magnitudes físicas entre las dos mallas.....	84
5.3.2. Comparación de resultados: malla completa con mallas divididas.....	86
5.4. Resultados para la proyección sobre armónicos esféricos	92
5.5. Conclusiones	95
<u>Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros.....</u>	<u>97</u>
6.1. Conclusiones	97
6.2. Trabajos futuros	99
<u>Anexo A. Mallados empleados en las simulaciones numéricas.....</u>	<u>101</u>
<u>Anexo B. Validación del método numérico.....</u>	<u>107</u>
<u>Bibliografía.....</u>	<u>117</u>



Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación y antecedentes

La optimización de los recursos energéticos ha adquirido especial importancia en la actualidad como consecuencia de la convergencia de diversos factores entre los que se encuentran los macroeconómicos, medioambientales, políticos y estratégicos. Por ello, hoy en día se trabaja para que las nuevas instalaciones reduzcan su consumo y aumenten su eficiencia. Esta búsqueda del “ahorro energético” se extiende a múltiples campos, siendo uno de los más importantes el referido a la climatización de edificios. En este sentido, se está realizando un gran esfuerzo por parte de las Administraciones Públicas europeas para reducir el gasto económico en la tarificación eléctrica en grandes recintos y edificios para oficinas (Pasker, 2016). Se ha de destacar que el 47% del consumo energético de los hogares de España se destina a la climatización de los mismos, ya sea por calefacción o aire acondicionado (IDAE, 2016). Además, se estima que para el 2030 el consumo energético se triplique. Todos estos datos son motivo suficiente para exigir que las nuevas instalaciones reduzcan su consumo, justificando así la necesidad de mejorar los sistemas de climatización, además de la necesidad de seguir investigando para que sean más eficientes y se consigan mayores ahorros energéticos (Lecuona Neumann, 2005). El presente trabajo se centra precisamente en este aspecto, al realizar un análisis y modelado numérico junto con su validación experimental que permiten conocer mejor la dinámica del flujo de aire que proviene de los difusores usados en climatización, así como su transferencia de calor. Estos hitos son de especial relevancia para fabricantes e instaladores de aire acondicionado, siendo Andalucía en este aspecto un lugar estratégico para el desarrollo industrial de este sector primario tan relacionado con la climatología de la comunidad autónoma y el sector terciario del turismo. Conocer con precisión las características técnicas de un elemento empleado en climatización hace que su uso sea más eficiente, justificando así la investigación que se ha llevado a cabo.

El ambiente interior de un recinto se caracteriza por una importante cantidad de factores que influyen en el bienestar de las personas, como por ejemplo el entorno acústico, la calidad del aire, el entorno luminoso y la sensación térmica. Sin embargo, los factores más comunes, como las condiciones

térmicas y la calidad del aire, son en general las que tienen un mayor impacto en la salud de las personas, según la *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE, 2004).

El confort térmico se alcanza cuando la cantidad de calor producida por el metabolismo es igual a la cantidad de calor cedida al ambiente y cuando ninguna parte del cuerpo se perciba una sensación de frío o de calor. La primera condición retoma la ecuación del equilibrio térmico que requiere que la producción del calor corporal, debido al nivel de actividad, se equilibre con el calor cedido al “exterior”, función de la temperatura seca del aire, de la temperatura radiante media, de la humedad relativa, de la velocidad del aire y del grado de aislamiento de la indumentaria, y la segunda condición es relativa a la molestia térmica localizada, que hace referencia a las corrientes de aire, radiación asimétrica, gradiente vertical de temperatura y a la temperatura del suelo (ASHRAE, 2004).

Desde hace décadas numerosos estudios se centran en ampliar el conocimiento del confort térmico de las personas (Fanger, 1972), como también en las técnicas aplicadas para medir los campos de velocidad y de temperatura, así como la mejora de las técnicas de visualización de flujos (Catalina et al., 2009; Corgnati et al., 2009). Teniendo en cuenta su contrastada aplicabilidad y fiabilidad, algunos de estos métodos experimentales no intrusivos se han utilizado en este trabajo de investigación (Martínez-Almansa et al., 2014), así como las técnicas de visualización del flujo de aire añadiendo al mismo una emulsión de aceite vegetal. A su paso por un haz láser se destacan los patrones de flujo que, posteriormente y tras un post-procesado, pueden ser evaluados cuantitativamente.

La Mecánica de Fluidos Computacional (CFD) es considerada una herramienta útil para el diseño y prueba de dispositivos industriales tales como alas y aviones, intercambiadores de calor para dispositivos electrónicos o de calefacción, difusores, ventilación y aire acondicionado (en inglés HVAC, *Heat, Ventilation and Air Conditioning*). Aunque la técnica CFD permite a los profesionales de la ingeniería un diseño adecuado de los dispositivos terminales en climatización (Chen, 1997; Huo et al., 2000; Srebic y Chen, 2000; Hue et al. 2000; Einberg et al., 2005; Corgnati et al., 2009; Virgone, 2009), se requieren pruebas reales a través de experimentos. De esta forma, las simulaciones numéricas utilizan modelos de turbulencia cuyos parámetros deben ser ajustados mediante la comparación de los valores numéricos obtenidos con un experimento dado, a pesar de que sus valores finales se utilizan a menudo para otros casos o geometrías.

El presente trabajo tiene una aplicación directa a la empresa ya que se enmarca en una investigación financiada mediante dos proyectos con la Oficina de Transferencia de los Recursos de la Investigación (OTRI) de la Universidad de Málaga. En una primera parte, en esta tesis se muestran los estudios realizados para la empresa Corporación Altra S.L. (Airzone), fabricante de elementos difusores de aire acondicionado, dentro del proyecto denominado ENERFACE donde se estudian el alcance y la caída del chorro de difusión por mezcla en difusores de pared, así como la caída de presión. En una segunda parte, la investigación realizada también tiene una repercusión en otras dos empresas, la constructora AZVI S.A. y el fabricante de paneles modulares de plástico ANDALTEC S.L., dentro de otro proyecto denominado UNICLIMA, que pretende evaluar la viabilidad técnica de una patente desarrollada en la Universidad de Málaga (Cejudo López et al., 2012), en la que se proponen una serie de estructuras modulares, procedimientos de instalación y suelos radiantes con ventilación, que junto con un difusor de suelo rotacional, permiten mejorar las características de transferencia de calor entre la superficie tratada y el aire del local a acondicionar.

1.2. Introducción a los tipos de difusión

La forma en que se introduce el aire, circula y alcanza la zona de ocupación, depende no solamente de la forma de la unidad terminal de difusión sino también de su situación en relación a las paredes del recinto, de las corrientes de convección generadas por las cargas caloríficas positivas interiores, y de las exteriores, positivas y negativas según la estación del año que se trate.

En la tipología de la distribución de aire se distinguen dos grandes grupos: ventilación por mezcla y ventilación por desplazamiento. Ambos tipos pueden incluso coexistir en un mismo local y ser afectados por el movimiento de aire producido por el efecto térmico (Nielsen, 1995; Nielsen, 1998).

1.2.1. Ventilación por mezcla

La distribución de aire por mezcla es el sistema más común. Se puede realizar de varias formas diferentes, pero en cualquier caso es necesario introducir el aire a una velocidad suficiente para mezclarse con el local y, de esta forma, alcanzar la zona de ocupación (ver Fig. 1.1).

Esta distribución es relativamente estable con caudales reducidos y se ve escasamente afectada por las eventuales fuentes de calor del local. Además, se logra un cierto efecto de desplazamiento si se sitúan las unidades de impulsión y retorno sobre las paredes opuestas del recinto. Estas distribuciones de las unidades enfrentadas entre sí consiguen que la concentración de partículas contaminantes y la temperatura sean más uniformes a lo largo del local.

En resumen, la ventilación por mezcla viene dada por las siguientes características:

- Estabilidad del chorro de aire con caudales reducidos.
- Alto grado de turbulencia.
- Mayor potencia frigorífica.
- Posibilidad de mayores gradientes de temperatura entre el aire de impulsión y del ambiente.
- Concentración uniforme de los elementos contaminantes.
- Flexibilidad para colocar los elementos terminales de difusión y de extracción.
- Temperaturas uniformes en todo el local.

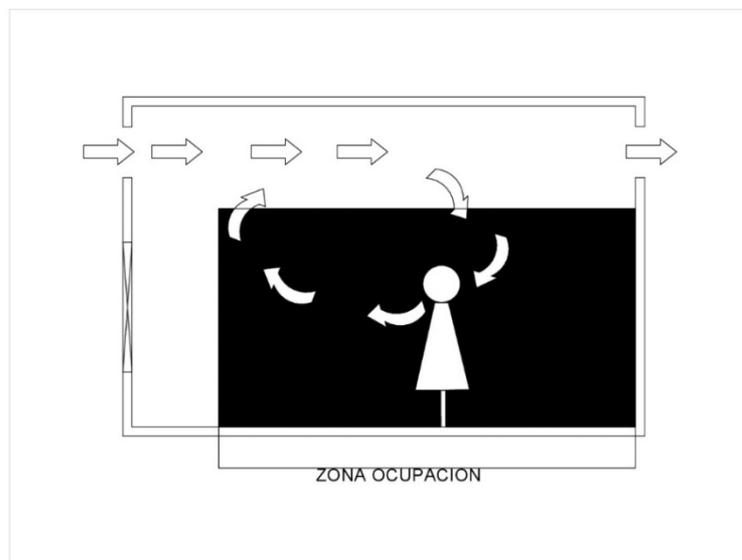


Fig. 1.1. Esquema de ventilación por mezcla.

1.2.2. Ventilación por desplazamiento

La ventilación por desplazamiento se caracteriza por un movimiento del flujo de aire casi unidireccional. El aire se introduce en la zona de ocupación en

cantidad suficiente para alimentar la corriente convectiva a baja velocidad (normalmente entre 0,1 y 0,6 m/s) y a una temperatura ligeramente inferior a la del ambiente (el salto de temperatura alcanza un máximo de $-6K$). Al contacto con las distintas fuentes de calor del local, el aire se recalienta y se eleva evacuando la carga calorífica y las sustancias contaminantes. Se produce así un gradiente de temperatura en el sentido del movimiento del aire y una concentración del aire viciado en la extracción o retorno (ver Fig. 1.2).

La ventilación por desplazamiento se resume mediante las siguientes características:

- Movimiento de aire aceptable con grandes caudales.
- Grado de turbulencia reducido.
- Potencia frigorífica reducida.
- Necesidad de gradientes térmicos reducidos entre el aire de impulsión y el ambiente.
- Menor concentración de impurezas en la zona ocupada que en la extracción.
- Unidades terminales de difusión de grandes dimensiones.
- Alto gradiente de temperatura entre la impulsión y la extracción.

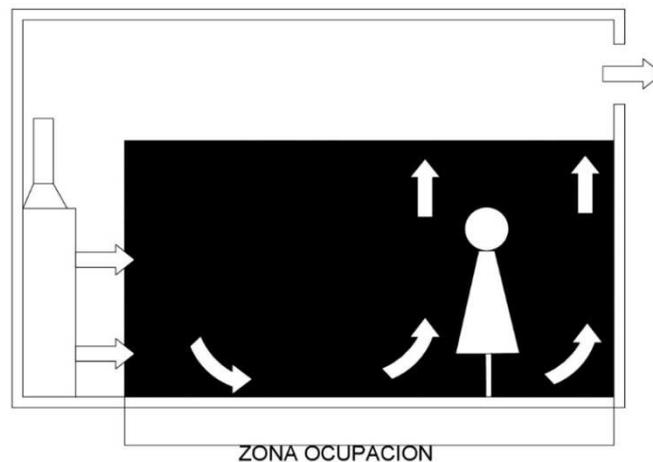


Fig. 1.2. Esquema de ventilación por desplazamiento.

A la hora de elegir el tipo de ventilación en el diseño y construcción de un edificio, la ventilación por desplazamiento prevalece a la ventilación convencional por mezcla cuando el caudal de flujo específico por unidad de área sea alto y existan altas concentraciones de contaminantes.

Como se ha comentado, la ventilación por desplazamiento se basa en la inyección de aire a nivel del suelo o muy cerca del mismo, a baja velocidad y a una temperatura ligeramente menor a la temperatura de confort del espacio. De esta manera se genera un considerable gradiente de temperatura vertical, que sirve como transporte de los contaminantes del aire. Es claramente más eficiente en el uso de energía, la calidad del aire y produce menores niveles de ruido que los sistemas tradicionales (Brohus y Nielsen, 1996; Etheridge y Sandberg, 1996). Funcionará siempre mejor en espacios altos, como techos de más de tres metros, donde la estratificación mejorará el rendimiento térmico y el control de contaminantes, por ejemplo: salas de juntas, cines, auditorios, aeropuertos, centros comerciales, etc.

1.3. Sistemas de climatización basados en elementos radiantes y de ventilación por desplazamiento

Frente a los sistemas convencionales de climatización (por mezcla de aire), una alternativa que empezó a utilizarse hace poco tiempo y que actualmente está siendo bastante aplicada, es la basada en elementos radiantes tales como techos o suelos (Yuan et al., 1998, Imanari et al. 1999 y Catalina et al. 2009), para su uso como elemento de climatización en verano e invierno, respectivamente.

El sistema radiante por suelo, además de estar considerado como la mejor instalación de calefacción para el invierno, es también una óptima solución para la refrigeración en verano. Con un único sistema de bajo consumo es posible climatizar los ambientes en todas las estaciones, sin tener que proceder a la instalación de otros sistemas auxiliares de refrigeración o calefacción. En la Fig. 1.3 se presenta la instalación de un suelo radiante donde se observan los tubos rojos de agua (caliente o fría), insertados en una matriz compuesta por módulos.



Fig. 1.3. Instalación de suelo radiante.

Cada instalación de calefacción por suelo radiante es potencialmente una instalación de refrigeración. Sin embargo, es importante valorar con atención los parámetros técnicos que diferencian la vivienda a climatizar del suelo radiante. De hecho, en este sistema el suelo es el elemento que intercambia calor y frío con el ambiente y con las personas, por lo tanto, según la composición y las características del revestimiento (por ejemplo madera o cerámica), se obtendrán resultados térmicos diferentes. Es importante tener presente que el sistema de refrigeración por suelo tiene que ser integrado con un oportuno sistema de deshumidificación del aire. La curva límite de temperatura superficial es de 293K. Todos los suelos radiantes deben operar por encima del punto de rocío del aire.

Sin embargo, estos sistemas por sí solos no controlan los niveles de humedad y contaminantes del aire, lo que se hace necesaria la existencia de sistemas de ventilación adicionales, siendo los basados en el desplazamiento de aire los que mejor confort térmico y calidad de aire proporcionan (Hao et al., 2007, Corgnati et al., 2009, Zhang et al., 2003). Numerosos estudios han revelado que la ventilación por desplazamiento puede proporcionar mejor calidad del aire interior que los sistemas de ventilación de mezcla tradicionales (Bauman y Daly, 2003; Chen y Glicksmann 2003). Algunos estudios (Brohus y Nielsen, 1996; Etheridge y Sandberg, 1996) también han demostrado que la ventilación por desplazamiento tiene una mayor eficiencia energética que podría conducir a la reducción de la demanda energética por calefacción, ventilación y aire acondicionado. Durante las últimas dos décadas la ventilación por

desplazamiento ha ganado cada vez más popularidad para la ventilación de los locales industriales y edificios comerciales y públicos, como oficinas y aulas, especialmente en los países escandinavos. La razón principal para aplicar el principio de desplazamiento es la posibilidad de refrigerar las habitaciones de manera eficiente y al mismo tiempo obtener una alta eficiencia energética en el sistema de ventilación. Debido al amplio uso de ventilación por desplazamiento, las sociedades americanas y europeas (ASHRAE, 2004 y REHVA, 2002) han desarrollado diversas pautas para el diseño de este tipo de sistemas. El hecho de que el sistema de ventilación por desplazamiento esté o no combinado con un suelo radiante/refrescante produce una estratificación del aire en la región a climatizar, de forma que el aire caliente y contaminado queda por encima del área ocupada, mientras que el aire menos contaminado y con menor temperatura se mantiene en el área ocupada (espacio donde las personas se encuentran).

Las nuevas herramientas ofrecen nuevas posibilidades para el estudio de este importante campo. Tal y como se ha comentado, las técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) se están desarrollando rápidamente y son ampliamente utilizadas, y también se está avanzando en las técnicas de medición experimental (Cehlin et al., 2000, 2002a, 2002b). El método utilizado para distribuir el aire en la habitación tiene un efecto importante tanto en la condición térmica como en la calidad del aire interior de la habitación (Mathisen, 1989; Palonen et al., 1991). Con el fin de evaluar el rendimiento de ventilación por desplazamiento se han utilizado diversos métodos experimentales y simulaciones numéricas CFD (Gan y Riffatm 2004). La simulación CFD de ventilación por desplazamiento puede proporcionar información muy detallada del funcionamiento del sistema a un costo mucho más bajo en comparación con las pruebas experimentales. Como se ha citado en muchos estudios (Einberg et al., 2005; Huo et al., 2000; Srebic y Chen, 2000, 2002), la descripción correcta de los difusores de aire en CFD juega un papel crítico en la simulación exacta de distribución de aire en un espacio interior debido a que las características de flujo de los difusores generalmente dominan los patrones de aire en un espacio interior. Sin embargo, la descripción adecuada de los difusores de aire utilizados en la ventilación por desplazamiento es muy difícil en CFD. El principal obstáculo para la simulación CFD radica en el hecho de que dicho difusor tiene un tamaño relativamente pequeño en comparación con la del espacio ocupado interior, pero por lo general tiene una mayor cantidad de movimiento (Srebic y Chen, 2000, 2002).

Los difusores de aire se utilizan en los sistemas de aire acondicionado y la distribución de la vena fluida se ve muy influenciada por la geometría propia de

éstos. Los difusores más comunes en la ventilación por desplazamiento tienen una geometría compleja y se muestran en la Fig. 1.4, como difusores perforados (a) y difusores rotacionales (b), difusores de rejillas (c), o de esquina (d). Algunos difusores como los de rejilla (c) son también muy utilizados en la ventilación por mezcla.

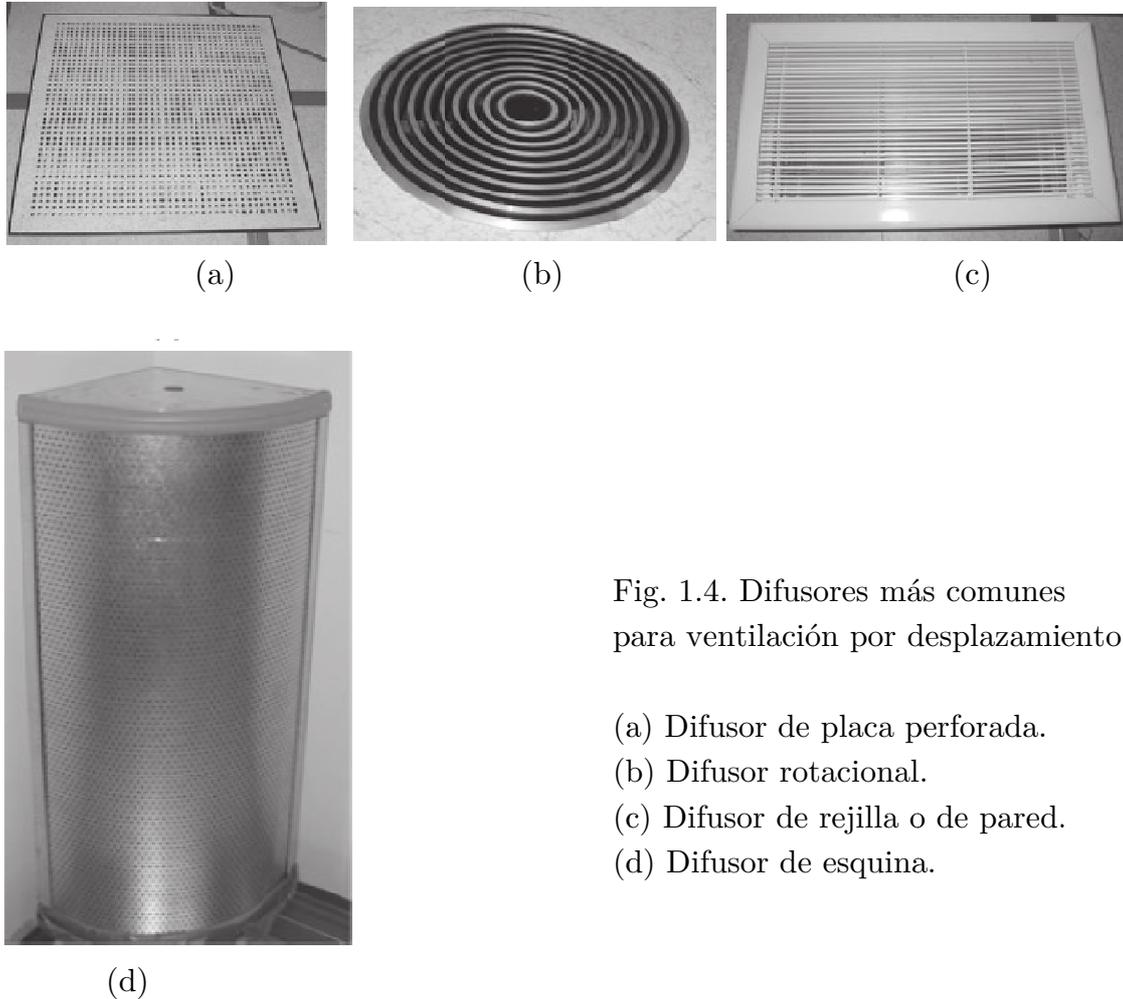


Fig. 1.4. Difusores más comunes para ventilación por desplazamiento:

- (a) Difusor de placa perforada.
- (b) Difusor rotacional.
- (c) Difusor de rejilla o de pared.
- (d) Difusor de esquina.

En los sistemas de ventilación por desplazamiento el aire se suele suministrar a nivel del suelo en la zona de ocupación. El aire se suministra con una temperatura más baja que la temperatura media de la habitación. Uno puede esperar que la flotabilidad influya fuertemente en el flujo, lo que lleva a la formación de corrientes por gravedad (Etheridge y Sandberg, 1996). Las habitaciones con ventilación por desplazamiento se asocian a menudo con quejas sobre las corrientes y el malestar debido a velocidades relativamente altas y bajas temperaturas a nivel de los tobillos (Wyon y Sandberg, 1989). Además, la intensidad de la turbulencia y la frecuencia dominante de la fluctuación de flujo que afectan drásticamente a la corriente también influyen sobre el nivel de confort (Fanger y Pedersen, 1977; Fanger et al. 1988). Los parámetros ambientales no sólo se ven influidos por la corriente del sistema de

ventilación, sino también por las características del difusor. Es evidente que el factor limitante para la ventilación por desplazamiento, en particular en espacios públicos como escuelas y oficinas, sea por tanto el confort térmico.

Por último, se definen las magnitudes que definen la máxima distancia y altura a la que llega un difusor, que se conocen como alcance y caída, y cuyas definiciones dependen del tipo de instalación de dicho difusor, ya sea en suelo o en pared. El alcance de un difusor de pared se define como la distancia máxima horizontal a la cual se proyecta el aire impulsado para una velocidad determinada, normalmente de 0,25 m/s (velocidad terminal), medido desde el centro del difusor. La caída se define como la distancia mínima vertical entre la salida del aire y el final de su desplazamiento hacia abajo, definido para una velocidad concreta del aire (ver Fig. 1.5).

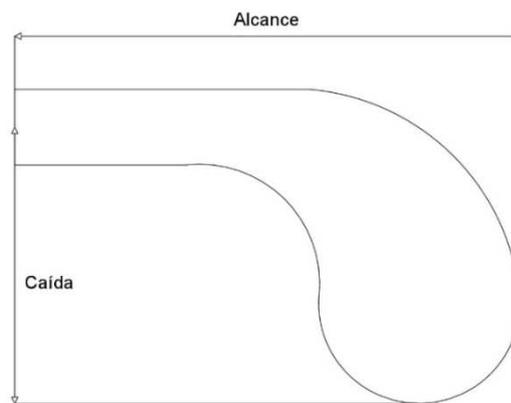


Fig. 1.5. Alcance y caída de un difusor de pared.

El alcance vertical de un difusor rotacional de suelo se define como la distancia máxima vertical a la cual se proyecta el aire impulsado para una velocidad determinada medido desde el centro del difusor. El alcance horizontal se define de igual modo, pero en este caso se trata de la distancia máxima horizontal. En la Fig. 1.6 podemos ver dichas distancias representadas: y es el alcance vertical, x es el alcance horizontal.

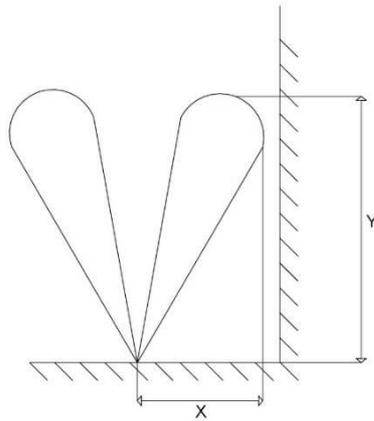


Fig. 1.6. Alcance vertical y horizontal de un difusor de suelo.

1.4. Diseños experimentales para el estudio de sistemas de climatización mediante elementos radiantes y ventilación por desplazamiento

Los sistemas de calefacción/refrigeración por suelo radiante se utilizan cada vez con más frecuencia en los nuevos diseños de los edificios modernos, lo que ha provocado el interés en el estudio de los parámetros característicos que los controlan. Estos estudios permiten el dimensionamiento o el análisis térmico de este tipo de sistemas mixtos o hidrónicos. Muchos de los resultados obtenidos en los estudios experimentales son utilizados para validar los obtenidos mediante herramientas CFD (Fernández-Gutiérrez et al., 2015b).

Un parámetro característico muy importante y fundamental para suelo radiante son los coeficientes de transferencia de calor. Existen estudios donde se han estimado los valores de los coeficientes de transferencia de calor en la superficie de los sistemas de suelo radiante, tanto para calefacción como para refrigeración, a través de la experimentación en una cámara climática dentro de un laboratorio (Cholewa et al., 2013). Los valores de los coeficientes de transferencia de calor, tanto radiante como de convección, y el calor total transferido se desarrollaron sobre la base de la cantidad de calor emitida desde la superficie radiante, y por el uso de la correcta y claramente definida temperatura de referencia en función del tipo de coeficiente de transferencia de calor. Estos autores observaron que los valores de los coeficientes de transferencia de calor para suelo radiante para calefacción/refrigeración que se utilizan comúnmente en la práctica están sobrestimados entre un 10-30%.

La distribución del aire, la eficacia de la ventilación y el medio ambiente térmico también se han estudiado experimentalmente en un espacio simulado en un edificio de bajo consumo de energía por calefacción; y ventilación por aire caliente suministrado por un sistema de ventilación por mezcla (Krajčík et al., 2012). Las mediciones se realizaron para diversas posiciones de los dispositivos terminales de aire y en diferentes condiciones externas simuladas, así como para diferentes ganancias de calor internas y diferentes caudales de aire. La simulación de la calefacción por suelo radiante se comparó con el sistema de calefacción por aire caliente, arrojando resultados de los perfiles verticales de temperatura del aire, los perfiles de velocidad del aire y las temperaturas equivalentes de la estancia con el fin de describir el ambiente térmico, sin encontrar un riesgo significativo de incomodidad térmica debido a las diferencias de temperatura de aire en la coordenada vertical.

Numerosos son los autores que han ensayado los distintos sistemas de difusión de aire y suelo radiante para validar los distintos métodos utilizados en las simulaciones numéricas con CFD en una cámara con ambiente controlado. De entre todos los artículos encontrados, relacionados con el estado de la cuestión, vamos a destacar los que a nuestro juicio son más interesantes. Kobayashi y Chen (2003) utilizaron una cámara ambiental para simular una oficina con dos personas. La cámara es una caja bien aislada con una pared móvil que divide la estancia en una cámara de prueba y una cámara climática. La cámara de prueba puede simular un ambiente interior y la cámara climática puede simular diferentes condiciones climáticas. La dimensión neta de toda la caja es de 9 m de largo, 3,65 m de ancho y 2,27 m de alto. La pared móvil tiene una ventana tan amplia como la habitación. Debido a la limitación de la instalación experimental, la altura del techo es de sólo 2,27 m, que es menor que la de una habitación normal. Este estudio utilizó dos difusores de suelo rotacionales de 200 mm de diámetro y su altura es de 150 mm. Las mediciones se llevan a cabo en condiciones estacionarias. La velocidad, temperatura del aire, y la concentración de contaminantes se midieron en nueve posiciones diferentes. Cada puesto tenía seis anemómetros, seis tubos de muestreo de contaminantes, y dos termopares que se montan desde el suelo hasta el techo. Se utilizaron anemómetros omni-direccionales para medir la velocidad del aire y la temperatura en la habitación. Los anemómetros pueden medir una velocidad de entre 0,05 a 5 m/s con una precisión de 0,01 m/s. Los errores de medición de la temperatura del aire por los anemómetros son de 0,4 K, incluyendo el error de los sistemas de adquisición de datos. A la vista de las características mencionadas, se confirma la gran precisión de los ensayos experimentales. Tras la realización de este estudio experimental, los autores concluyeron que si la refrigeración de la estancia aumenta considerablemente, la velocidad de salida del aire debe ser seleccionada minuciosamente ya que se producen fuertes gradientes de temperatura vertical.



Zhou y Haghghat (2007) ensayaron en el interior de una cámara la maqueta de una oficina a gran escala con un ambiente controlado, el cual se encuentra dentro de un recinto más grande que se mantiene a una temperatura similar, en un intento de minimizar el gradiente de temperatura (y por lo tanto, la transferencia de calor) a través de la pared de la oficina. Al igual que en el caso anterior y con el principal propósito de validar un método CFD, la oficina consta de dos estaciones de trabajo totalmente equipadas, y cada una de ellas aloja un maniquí térmico. El aire acondicionado se introdujo en la sala de ensayo a través de 4 difusores rotacionales con un diámetro de 200 mm, que se instalan en un suelo elevado. El aire se extrae por 4 rejillas de retorno circular al nivel del techo. Durante el experimento, los datos fueron recogidos por una estación de medición que consta de 16 anemómetros térmicos omni-direccionales. Los anemómetros de baja velocidad tenían una precisión de $\pm 0,02$ m/s dentro de una gama de medida de 0,05 m/s a 1 m/s, mientras que la banda de la precisión de medición de la temperatura fue de $\pm 0,3$ K. Además de la velocidad y las mediciones de temperatura, trazadores de gas impulsaban CO_2 en la sala de pruebas con el fin de comparar la eficiencia de la ventilación. Como conclusión de este trabajo, se desarrolló e implementó un método simplificado aplicable a los difusores rotacionales montados en el suelo, dentro del ámbito de la simulación CFD. Es conveniente recordar que este flujo de aire con gradiente de temperatura y turbulento es complejo de implementar mediante CFD.

Zhang et al. (2009) realizaron ensayos experimentales en cuatro espacios interiores con ventilación por desplazamiento. Se utilizó una cámara ambiental cuyo tamaño era de 4,92 m de longitud, 4,32 m de ancho, y 2,42 m de altura, para simular estos cuatro casos. Estos autores llevaron a cabo mediciones experimentales precisas de la distribución de la velocidad del aire, la temperatura y la concentración de contaminantes, siendo la comparación con simulaciones CFD muy satisfactoria. El estudio contempló difusores de esquina, rejilla, rotacionales y de placa perforada como los mostrados en la Fig. 1.4. Los autores concluyeron que los difusores más apropiados para ser destinados a grandes áreas son los difusores perforados en esquina y rotacionales en el suelo, ya que sus caudales de descarga en el ambiente son más uniformes y estables.

Lee et al. (2009) llevaron a cabo un experimento mediante el uso de una cámara ambiental. La cámara era una habitación bien aislada con una ventana, y que disponía de unos pocos muebles y algunas cajas calientes que se utilizaron para simular los equipos y los ocupantes de la habitación. La cámara puede simular sistemas de desplazamiento y diversos tipos de difusores. Este estudio comparó el flujo de aire, la temperatura del aire y la eficacia de distribución de aire o contaminantes, usando tanto un enfoque experimental como numérico. Los resultados



obtenidos con el CFD fueron coherentes con los datos experimentales. En la Fig. 1.7 se muestran los vectores de velocidad del aire en un difusor tradicional de ventilación por desplazamiento de esquina perforada, ver Fig. 1.7 (a), en comparación con los sistemas de ventilación bajo el suelo con difusores rotacionales, ver Fig. 1.7 (b) lineales (c), o perforados (d). El difusor de panel lineal de suelo crea una baja velocidad del aire en la zona ocupada. Sin embargo, el sistema de ventilación por desplazamiento de esquina perforada y los difusores de panel de suelo perforado podrían generar una alta diferencia de temperatura entre la cabeza y el tobillo en el nivel de ocupación. El difusor lineal de suelo creó la velocidad más alta en la zona ocupada, haciendo que el riesgo de incomodidad fuera alto. La eficacia de la distribución del aire fue proporcional a la altura del techo, independientemente del tipo de difusor.

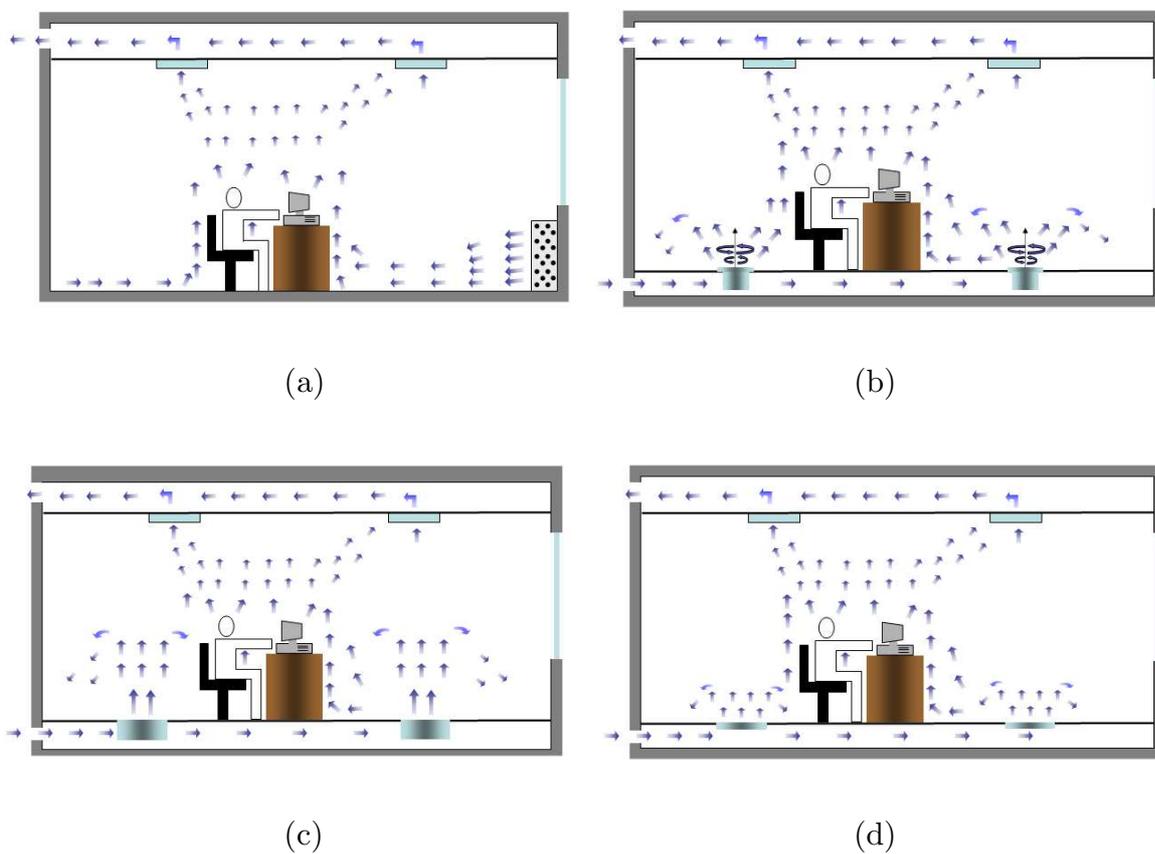


Fig. 1.7. Cámara de ambiente controlado para ventilación por desplazamiento (a) y mediante un sistema de ventilación de suelo con difusores rotacionales (b), lineales (c) o perforados (d) (de Lee et al, 2009).

1.5. Modelos numéricos utilizados para su estudio computacional

Las medidas experimentales dan una información más realista sobre la calidad del aire interior y confort térmico, tales como la distribución de la velocidad del aire, temperatura, humedad relativa y la concentración de contaminantes. Para obtener unos resultados de calidad, el experimento requiere una cámara ambiental con un ambiente interior y aire controlado, así como sensores bien equipados y sistemas de adquisición de datos para medir la velocidad del aire, temperatura, humedad relativa, y las concentraciones de contaminantes. Por otra parte, la cámara también debe tener flexibilidad en el cambio de una configuración espacial a otra. Con el fin de obtener mediciones de datos precisos y significativos, una medición completa lleva mucho tiempo. Por lo tanto, las mediciones experimentales son costosas y consumen mucho tiempo. Por este motivo, nos centraremos con más detalle en este apartado en la herramienta numérica de la mecánica de fluidos computacional (CFD), ya que es una parte importante del trabajo realizado en esta tesis doctoral.

Hoy en día, los ingenieros de HVAC usan CFD como una herramienta de diseño para predecir los detalles del ambiente interior, tales como la velocidad, la temperatura, la intensidad de la turbulencia y la concentración de contaminante. Ha habido un considerable éxito con el uso de las técnicas numéricas, pero también muchos problemas. Todos los modelos de turbulencia introducen incertidumbres. Por lo tanto, los resultados de simulación requieren validación experimental, lo que confirmaría la fiabilidad del modelo utilizado para el cálculo. La validación examina si los modelos conceptuales y de simulación computacional están de acuerdo con las observaciones del mundo real. La estrategia consiste en identificar y cuantificar el error y la incertidumbre a través de la comparación de resultados de la simulación con los datos experimentales. Sin embargo, los datos experimentales contienen errores de método y errores aleatorios, que deben ser determinados y documentados como parte del conjunto de datos. La experiencia indica la necesidad de una validación experimental de un modelo de flujo (Chen, 1997; Baker et al., 1997; Zhang et al., 2007). Datos experimentales comúnmente utilizados para la validación CFD de la convección natural y forzada son presentados por Cheesewright et al. (1986) y Nielsen (1990). Estos dos estudios experimentales se realizaron suponiendo que los patrones de flujo de aire eran bidimensionales y, por tanto, sólo se tomaron las mediciones en un plano de simetría.

Los investigadores han estado en su mayoría interesados en la predicción de los patrones de flujo de aire en las habitaciones, lo que permite determinar la posición óptima de los difusores y rejillas de retorno para aplicaciones HVAC, ver Nielsen

(1989). En cuanto a la evaluación del rendimiento de la ventilación en los edificios, identificamos siete tipos de modelos: analítico, empírico, a pequeña escala experimental, a gran escala experimental, la malla multizona, zonal y CFD (ver Chen, 2009; Chen et al., 2010 para una revisión sobre el tema). En los últimos años, la técnica CFD se ha hecho cada vez más popular debido al aumento de la potencia de cálculo de los ordenadores personales, lo que permite la simulación de problemas que eran imposibles de resolver hace unos años. Ahora se pueden llevar a cabo simulaciones del flujo dentro de una oficina (Corgnati et al., 2009), un edificio entero, como una estación de tren (Li et al., 2008) o incluso el transporte de contaminantes en el interior de una cabina de avión (Liu et al., 2013). Para lograr unos resultados numéricos precisos, tarea que requiere bastante tiempo, hay que tener en cuenta las diferentes escalas del modelo, y eso nos da como resultado unas mallas extremadamente complicadas. Una herramienta computacional deseable y útil para el diseño de HVAC debe resolver un caso simple en un ordenador personal en un tiempo razonable. La precisión y la velocidad de las simulaciones son controladas por el tamaño de la malla, el modelo turbulento utilizado y la técnica numérica empleada para resolver las ecuaciones. En los dos últimos aspectos, se pueden hacer menos progresos. Como por ejemplo el modelado turbulencia, $k-\varepsilon$, que ha sido ampliamente utilizado para aplicaciones de HVAC (Gan, 1995; Hue et al., 2000; Djunaedy y Cheong, 2002; Luo et al., 2004), y también ha sido probado comparándolo con numerosos experimentos. Otros procedimientos como el modelo de una ecuación (Zhao et al., 2003), o el modelo $k-\varepsilon$ RNG (*Re-Normalisation Group*) arrojan mejores resultados en algunos casos específicos (Djunaedy y Cheong, 2002; Posner et al., 2003; Liu et al., 2013). Además, los programas de resolución generalmente se basan en el algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*), el cual es un algoritmo para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes (N-S) turbulentas en problemas estacionarios (Pantakar y Spalding, 1972). Los nuevos algoritmos calculan los sistemas lineales que surgen al discretizar las ecuaciones de N-S usando el procedimiento multigrad algebraico (AMG), que resulta ser uno de los métodos más rápidos para resolver un sistema lineal de ecuaciones de forma iterativa. Han aparecido nuevos métodos menos precisos en los últimos años, como el modelo *Fast Fluid Dynamics* (FFD) que proporcionan una aceleración 50 veces mayor que los algoritmos estándar (Liu et al., 2012). También se pueden utilizar en GPU (tarjetas gráficas) para acelerar las simulaciones diez veces más como se ha demostrado recientemente (Zuo y Chen, 2010). En resumen, la solución para reducir el tiempo para obtener una buena estimación del flujo dentro de la región habitada utilizando métodos CFD es evitar el modelado de los pequeños detalles del problema real, por ejemplo, el interior de los difusores o la forma exacta de los objetos dentro de una habitación.

En este trabajo de investigación se presenta una alternativa para reducir el tamaño de la malla de la simulación numérica basado en una conexión de las condiciones de contorno que modelan el chorro de aire fresco y tratado que proviene de los elementos terminales y descarga en una estancia. En otras palabras, un problema difícil de abordar, como es la simulación del difusor junto con la habitación, se divide en dos simulaciones diferentes y de menor coste computacional: (i) la simulación del dispositivo terminal cuyo flujo a la salida en términos de velocidad y temperatura establece la condición de entrada para (ii) la simulación de la habitación completa (ver los detalles en el Anexo A).

Con todo lo anterior, el hecho de incluir el flujo en el interior del difusor en la simulación es costoso, ya que requiere una resolución de la malla muy fina en el interior del difusor y la región más cercana de la entrada. Por lo tanto, muchos consideran necesario hacer una aproximación y simplificación de los complejos dispositivos de entrada, que permita modelar las magnitudes a la salida del difusor, permitiendo el uso de mallas más gruesas en la habitación. Se han propuesto diversas soluciones que se pueden aplicar para modelar un difusor, las técnicas simplificadas de uso más frecuente para simular difusores son:

- El modelo básico. En este modelo, el difusor está modelado como una apertura simple, sin distinguir entre área real y área efectiva. La abertura debe tener la misma relación de aspecto que el difusor real. Este es uno de los modelos más simples.
- Modelo del momento. En este modelo se establecen por separado las condiciones de contorno de la ecuación de continuidad y las ecuaciones de momento. Esto significa que se pueden utilizar las dimensiones reales del difusor.
- Modelo de la caja. Este es un modelo en el que se dan las condiciones de contorno medidas en la superficie de una caja imaginaria alrededor del difusor.
- Modelo de velocidad prescrita (modelo PV). Las condiciones de contorno se dan tanto en una superficie sencilla que describe el difusor como en la distribución del flujo del modelo de la caja. Sólo unas pocas condiciones de contorno medidas se imponen en el campo de flujo.

Una primera aproximación para modelar un difusor es reemplazarlo con una ranura rectangular de área A_0 . Esta superficie es el área de abertura total del difusor donde se impondrán todos los valores requeridos para simulaciones numéricas: campos de velocidad y temperatura, junto con las características turbulentas del aire. Esta aproximación funciona para un difusor muy simple y sin caras perforadas. De lo contrario, el flujo de aire pasa a través de una zona de libre A_{free} que es más pequeña que el área total A_0 . Por esta razón, A_{free} se define como “la suma de las áreas más



pequeñas de la sección transversal de todas las aperturas de los dispositivos terminales de aire” (Nielsen, 1984). Así, el área que define la velocidad de flujo se llama el área efectiva, A_{eff} , o “el área más pequeña neta de un dispositivo terminal utilizada por la corriente de aire al pasar por el dispositivo terminal” (Nielsen, 1984). Sin embargo, hay algunas incertidumbres en la definición del valor exacto de la velocidad uniforme a la entrada del difusor cuando se impone un flujo Q . Así que el verdadero problema es determinar A_{eff} , que es entre un 10 a un 40% más pequeño que A_{free} . El método simple descrito anteriormente se conoce como el modelo básico (Heikkinen, 1991), que ha demostrado no ser lo suficientemente bueno para estimar correctamente el alcance y la caída para aplicaciones no isotérmicas (Chen y Moser, 1991).

Una mejora de este modelo básico es el método del momento (Chen y Moser, 1991). En este modelo se establecen por separado las condiciones de contorno de la ecuación de continuidad y las ecuaciones de momento para el difusor en una simulación CFD. Tanto la velocidad del flujo U_0 (módulo y dirección) como el A_{eff} deben ser medidos, recomendando medir la velocidad del flujo en nueve puntos cercanos al difusor y al mismo tiempo obtener la dirección del flujo a partir de las visualizaciones de humo (Srebric y Chen, 2001). Otro método consiste en utilizar un modelo que aplique las velocidades de salida del difusor en N puntos, lo cual reduce el número de puntos en la simulación y da resultados precisos (Zhao et al, 2003). Este método ha demostrado ser preciso para difusores de desplazamiento, de techo y de rejilla (Srebric y Chen, 2002).

El método de la caja, que representa las condiciones de contorno en una caja imaginaria alrededor del difusor, fue desarrollado por Nielsen (1991). Deben imponerse todas las variables (medidas) en el plano paralelo al plano de la ranura del difusor y la derivada normal de las variables debe ser nula en las otras superficies. Además, los valores límites de las variables deben ser obtenidos a través de las ecuaciones de conservación de masa y energía aplicadas a la caja (Srebric y Chen, 2001). Este método puede utilizar tres tipos de datos: medidas experimentales para imponer el campo de velocidades (Srebric y Cheen, 2001, 2002), correlaciones analíticas (Nielsen, 1991; Hue et al., 2000) o parámetros simulados, como se ha hecho recientemente (Cehlin y Moshfegh, 2010). Sin embargo, un inconveniente de este método es determinar el tamaño de la caja, y otra es que no es adecuado para bajos números de Reynolds. Este método ha demostrado ser preciso para todo tipo de difusores excepto para los de desplazamiento (Srebric y Chen, 2002), ya que en estos difusores de baja velocidad los efectos de flotabilidad son muy importantes cerca de la salida del difusor.

Otra mejora para el modelo básico es el método de la velocidad prescrita (modelo PV), que también fue desarrollado por Nielsen (1991) mediante la definición de valores de velocidad adicionales cerca del difusor (Nielsen, 1995). Las condiciones de contorno se dan tanto en una superficie sencilla que describe el difusor y también la distribución del flujo alrededor de ella, como en el modelo de caja. Sólo se imponen unas pocas condiciones de contorno medidas experimentalmente. Sus inconvenientes con respecto al método de la caja son que se han de realizar una serie de experimentos para probar cualquier difusor y que estas medidas no se pueden extrapolar a diferentes difusores. El método PV tiene la ventaja de reducir el número de mediciones para parametrizar el flujo cerca de la pared con lo que puede ser prescrito directamente con resultados muy exactos (Nielsen, 1995, 2004).

Recientemente, Zhang et al. (2009) propusieron un nuevo método para difusores de desplazamiento donde se especifican las condiciones de flujo en las celdas sobre la geometría de un difusor simplificado. Los valores de flujo se imponen en varias celdas distribuidas por toda la superficie del difusor mientras que el resto permanecerán cerradas. La proporción de celdas abiertas debe ser igual al área eficaz. Tiene la ventaja de que puede ser fácilmente implementado con un software CFD comercial, pero, por otro lado, tanto el área efectiva como otros parámetros de entrada, propiedades turbulentas o dirección de flujo, tienen que ser obtenidas experimentalmente.

Por último, la mejora de la capacidad de los ordenadores permite simulaciones completas de difusores, que se señaló en primer lugar como una posible solución (Nielsen, 1989), y ya se han realizado en los últimos años (Einberg et al., 2005; Cehlin y Moshfegh, 2010). Las simulaciones numéricas utilizando un enfoque micro/macrocópico (MMLA) presentan algunas discrepancias debido al comportamiento inestable del flujo de aire, mientras que los perfiles de velocidad se comportan de manera similar a los experimentales (Cehlin y Moshfegh, 2010).

Para la resolución de los difusores analizados en esta tesis utilizaremos el programa de código abierto OpenFOAM® para resolver el flujo en el interior del difusor, y luego usar este resultado como la condición de contorno a la entrada de la habitación (Weller et al., 1998). Con este enfoque parecido al MMLA comparamos los resultados numéricos con los datos experimentales globales. Por otra parte, utilizaremos las visualizaciones de flujo que son más rápidas y más fáciles de establecer que la anemometría de hilo caliente o la velocimetría de imagen de partículas (PIV). Los datos experimentales confirmarán que los resultados numéricos son fiables.

1.6. Objetivos

El objetivo principal de esta tesis es el desarrollo de técnicas numéricas y experimentales para la caracterización de las propiedades de difusores tanto de mezcla como de desplazamiento. Del mismo modo, se estudiará el efecto del acoplamiento de estos últimos con suelos radiantes refrescantes.

En el ámbito numérico, permitirá desarrollar el “*know-how*” en la Universidad de Málaga para la creación de mallas complejas en malladores comerciales como Gambit®, ICEM-CFD® o Trelis®. Del mismo modo, permitirá desarrollar los conocimientos sobre técnicas de simulación y procesado de problemas fluidodinámicos mediante OpenFOAM®, y configurar para su uso el Clúster Picasso del *Supercomputing and Bioinnovation Center*, de la Universidad de Málaga.

En el ámbito experimental, el objetivo es desarrollar técnicas experimentales como el Mie-Scattering, que ha sido usada en otros problemas fundamentales dentro del Área de Mecánica de Fluidos de la UMA. Además, otro objetivo es reforzar la interacción con empresas de Málaga como Airzone (Corporación ALTRA), que permita una colaboración a largo plazo, permitiendo adaptar y mejorar técnicas de medida de caída de presión y medición de caudal para sus difusores y elementos de control.

1.7. Contenido de la Tesis

El contenido de la tesis será el siguiente:

Capítulo 2. En este capítulo se presentan las técnicas experimentales de medida y ensayo aplicadas a difusores de ventilación por desplazamiento y ventilación por mezcla.

Capítulo 3. En este capítulo se presentan los resultados numéricos y experimentales del ensayo de un difusor de aire acondicionado de mezcla, instalado en pared. Este estudio ha permitido poner a punto las técnicas de visualización de experimentos en escala real, y las simulaciones numéricas de mallas complejas, obteniendo un excelente acuerdo entre resultados experimentales y numéricos, permitiendo realizar aproximaciones teóricas de la forma del penacho generado. Este capítulo ha dado lugar a un artículo publicado en la revista *Building and Environment*.

Capítulo 4. En este capítulo se presentan los resultados de un estudio numérico y experimental del acoplamiento de un difusor de desplazamiento

con un suelo radiante/refrescante. La simulación permite obtener con precisión la forma experimental del penacho generado por el difusor, y validar los coeficientes de transferencia térmica sobre el suelo. Esto permite generar un modelo térmico del suelo y el fluido que reproduce cuantitativamente la temperatura en la habitación. Este artículo está en preparación para la revista *Energy and Building*.

Capítulo 5. Este capítulo desarrolla la técnica FMTM (*Fluid Magnitudes Transfer between Meshes*), que permite desacoplar las mallas del difusor frente a la de la habitación. Esto permite reducir de manera significativa el número de puntos necesarios para resolver el problema de la distribución de aire en la habitación, manteniendo una buena precisión. Asimismo, se presenta una técnica de procesado de los resultados que permite proyectar las distintas variables del problema (velocidades, temperaturas y magnitudes del modelo de turbulencia) en distintos armónicos esféricos, permitiendo a las empresas fabricantes de difusores proporcionar soluciones analíticas para estas magnitudes fluidas en los distintos caudales de trabajo. Este estudio está en preparación para la revista *Building and Environment*.

Capítulo 6. En él se exponen las principales conclusiones del estudio y los posibles trabajos futuros que se derivan de él.

Por último, se incluyen en los Anexos A y B resultados de mallados numéricos y métodos numéricos que se han obtenido al acoplar el suelo técnico radiante/refrescante con un difusor de suelo de la marca TROX®, así como una comprobación de resultados de un chorro vertical con diferencia de temperatura.

Capítulo 2

Técnicas experimentales

2.1. Introducción

En este capítulo se resumen las técnicas de medida y ensayo aplicadas al conocimiento de la dinámica del flujo de aire en difusores de ventilación por mezcla y por desplazamiento. Es necesario recordar que en este trabajo de investigación se han tratado tres tipos de difusores: un difusor de rejilla lineal instalado en la pared para ventilación por mezcla, y dos difusores rotacionales instalados en el suelo de los fabricantes TROX® y Schako para ventilación por mezcla o desplazamiento, dependiendo del sistema de apertura o del caudal de impulsión, respectivamente.

Para caracterizar el comportamiento del flujo de aire fresco bajo diferentes condiciones de impulsión, y que sea reproducible en estado estacionario, es necesario diseñar un montaje experimental que proporcione datos fiables, y también donde sea posible alcanzar un equilibrio térmico bajo diferentes condiciones de caudal y diferencia de temperatura entre la impulsión y el ambiente. En el caso de un difusor rotacional instalado en el suelo radiante/refrescante también será necesario fijar la temperatura del propio suelo. Los ensayos analizados en este trabajo serán de suelo isoterma, es decir, la temperatura del suelo se mantendrá igual a la de impulsión.

Los montajes experimentales tienen una geometría simple y versátil, para así colocar sensores y aplicar fácilmente las técnicas de medidas experimentales necesarias para la adquisición de datos y también cambiar, modificar o sustituir los dispositivos utilizados. Los datos obtenidos de forma experimental servirán, tras su procesado, para validar el modelo de simulación numérica. Se ha de enfatizar que los resultados computacionales tienen una alta complejidad al tratar un flujo de aire con diferencia de temperatura que es tridimensional y turbulento. Por tanto, los resultados experimentales para la validación numérica hacen de estos un punto básico para el buen hacer del trabajo de investigación realizado.

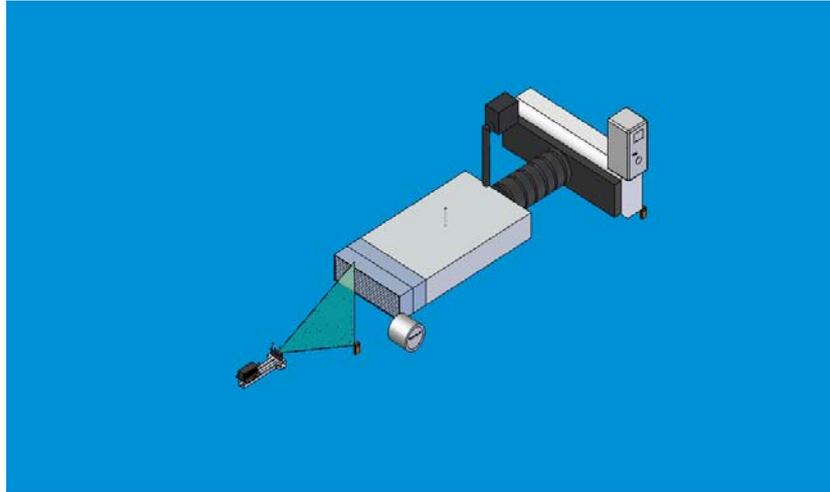
2.2. Esquema general de instalaciones de prueba de elementos difusores

De forma resumida, se van a presentar a continuación las dos grandes instalaciones experimentales que se han analizado en este trabajo de investigación.

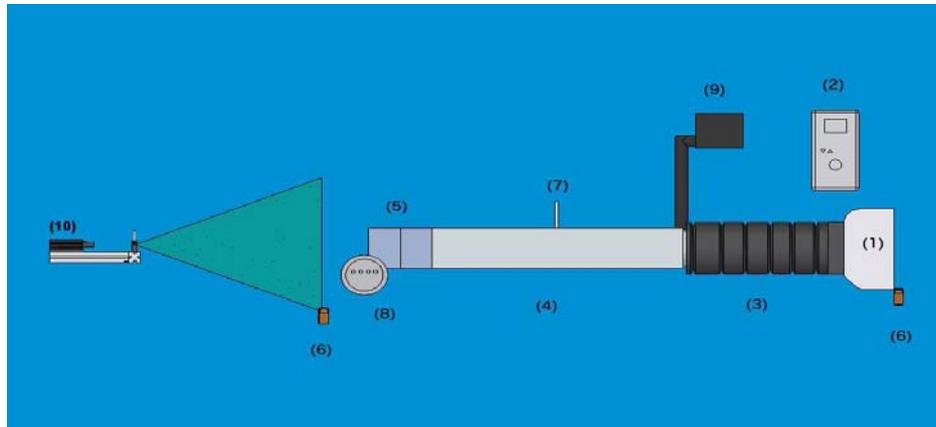
La primera instalación experimental corresponde a ensayos experimentales de un elemento difusor de rejilla lineal en un sistema de ventilación por mezcla. Estos ensayos se han llevado a cabo en la empresa AIRZONE del Parque Tecnológico de Andalucía. En la Fig. 2.1 (a) se presenta el montaje mediante una vista tridimensional de una rejilla lineal para ventilación por mezcla que será tratado en detalle en el tercer capítulo. En el caso de la instalación de pared vista de perfil, tal y como se observa en la Fig. 2.1 (b), se distinguen los siguientes elementos: el equipo de refrigeración junto con el ventilador de impulsión (1) con variador de frecuencia (2), el conducto flexible circular (3) y rígido rectangular (4) y, finalmente, un elemento terminal o difusor lineal (5). Existen varios equipos de medida: temperatura (6), anemómetro de hilo caliente (7), y manómetro diferencial (8). Además, se dispone de un generador de humos (9) en la unión entre el conducto flexible y el conducto rígido para realizar visualizaciones gracias a una fuente láser (10). En este capítulo se describen con detalles estos equipos de medida, mientras que en el tercer capítulo se presentarán fotografías del montaje real, así como otro esquema recordatorio del montaje experimental perteneciente a la publicación aceptada que avala este trabajo de investigación.

La segunda instalación experimental se relaciona con el empleo de un suelo radiante/refrescante de nueve metros cuadrados de superficie en el que se localiza de forma centrada un difusor de suelo rotacional. Esta instalación se ha diseñado y se ha puesto a punto en el laboratorio de Aerodinámica de Vehículos de la Universidad de Málaga, perteneciente al grupo de investigación de Mecánica de Fluidos.

Tal y como se ha expuesto anteriormente, se han empleado en la realización de este estudio de investigación dos difusores rotacionales distintos. En este capítulo, pasaremos a describir el primero de ellos y ofreceremos algunos detalles de los resultados simplemente para describir la técnica experimental. Sin embargo, en el capítulo cuarto prestaremos nuestra atención en el segundo tipo de difusor rotacional.



(a)



(b)

Fig. 2.1. Esquema de un montaje experimental de un difusor con rejilla para un sistema de ventilación por mezcla: vista 3D (a) y vista de perfil (b). En la imagen (b) se distingue: el equipo de refrigeración y el ventilador de impulsión (1), el variador de frecuencia (2), el conducto flexible circular (3) y rígido rectangular (4), el elemento terminal o difusor lineal (5), el medidor de temperatura (6), el anemómetro de hilo caliente (7), el manómetro diferencial (8), el generador de humos (9) y la fuente láser (10).

La primera unidad terminal empleada para validar las técnicas experimentales y las simulaciones numéricas es un difusor rotacional de suelo modelo FBA fabricado por la empresa TROX® Technik. En la Fig. 2.2 se visualiza la parte exterior del difusor (a) y la parte interior (b).



(a)

(b)

Fig. 2.2. Difusor FBA de suelo: (a) parte exterior y (b) parte interior.

Se puede observar el difusor de 200 mm de diámetro que consta de 8 círculos concéntricos de aluminio y un grosor de 20 mm junto con 8 palas, todas ellas tienen una parte horizontal de 4 cm paralela al difusor y una parte inclinada con un ángulo de 45° respecto al difusor, de esta forma el vértice más despegado del difusor se encuentra a 20 mm de él. El área total del difusor es $0,029 \text{ m}^2$. Recuérdese que en el Anexo A se dan los detalles del modelo sólido (realizado con el programa aplicado al diseño SolidWorks®) y del mallado del volumen fluido para las simulaciones numéricas.

Mediante la variación del ángulo de impulsión se puede obtener dos tipos de descarga: vertical (V) y horizontal (H) relacionados con la ventilación por desplazamiento y mezcla, respectivamente. Este hecho es importante para entender el título de la presente tesis doctoral, ya que un mismo difusor rotacional ofrece estas dos disposiciones en referencia a la dinámica del flujo. En la Fig. 2.3 se observa la dirección del flujo que presenta cada una de ellas. En la descarga horizontal se observa que el aire se fija al suelo teniendo un alcance vertical mínimo (y) y un alcance horizontal máximo (l). En el esquema, el subíndice h y l de la velocidad corresponde también con la componente vertical y horizontal a la salida. La descarga vertical del chorro fresco de aire impulsado presenta una altura superior a la descarga horizontal. Las alturas alcanzadas por ambas descargas del chorro dependerán de la velocidad del aire y de la diferencia entre la temperatura de impulsión y el ambiente.

Se pretende obtener una ventilación por desplazamiento, por lo que se requiere una inyección de aire que se mueva horizontalmente a través del suelo, inundando de esta forma el área de interés. Por esta razón, la descarga que se ha utilizado en los ensayos es la horizontal, siendo el área efectiva de $0,00560 \text{ m}^2$. En caso contrario, se tendría una configuración de ventilación por mezcla (vertical).

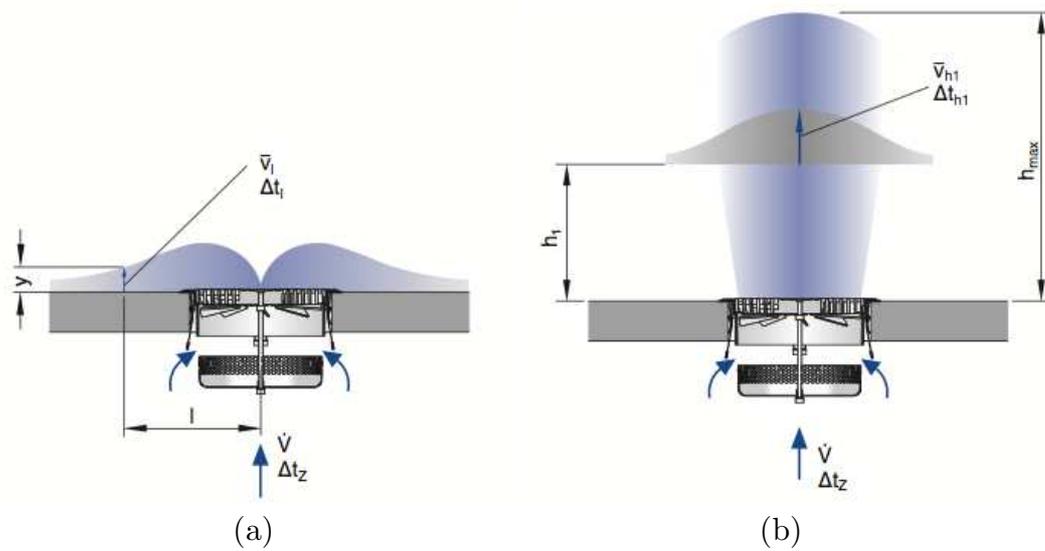


Fig. 2.3. Esquema del fabricante del sentido del flujo de la descarga horizontal (a) y la descarga vertical (b). La variable h_{max} representa el alcance vertical máximo.

En la Fig. 2.4 se muestra como se fija la posición de la descarga; para ello, se gira la parte interna del difusor y se fija con un tornillo.

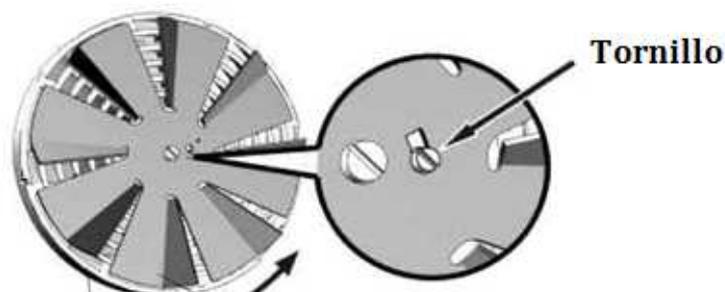


Fig. 2.4. Fijación de la descarga de aire.

En último lugar, se presenta en la Fig. 2.5 una fotografía de la instalación del difusor en el suelo técnico montado en el laboratorio.



Fig. 2.5. Imagen del difusor empotrado en el solar.

En la Fig. 2.6 representamos un esquema tridimensional del montaje experimental. En este esquema se muestran las distintas partes del experimento ubicado en el laboratorio de Aerohidrodinámica de vehículos: máquina de aire acondicionado (1), conducto de sección circular (2), válvula de mariposa para regular el flujo de aire (3), burbujeador (4), depósito de 100 litros con aire presión (5), suelo isoterma o radiante/refrescante (6), difusor de suelo rotacional (7), carpa de lona (8), calefactores (9), baño térmico para establecer la temperatura del suelo radiante/refrescante (10).

El cuadrado de tres metros de lado está construido con cartón prensado (DM) sobre material aislante para evitar transferencia de calor desde el suelo del laboratorio hasta la base el suelo radiante/refrescante. Para la generación de aire frío se emplea una máquina de aire acondicionado estándar, con varias velocidades y temperaturas. El flujo se regula (i) en la máquina de aire mediante un potenciómetro que tiene siete posiciones y (ii) en el conducto circular de unión entre la máquina enfriadora y el suelo mediante una válvula de mariposa. Tanto los conductos como el suelo están contruidos con materiales aislantes para mantener la temperatura desde la salida de la máquina de aire hasta la salida del difusor.

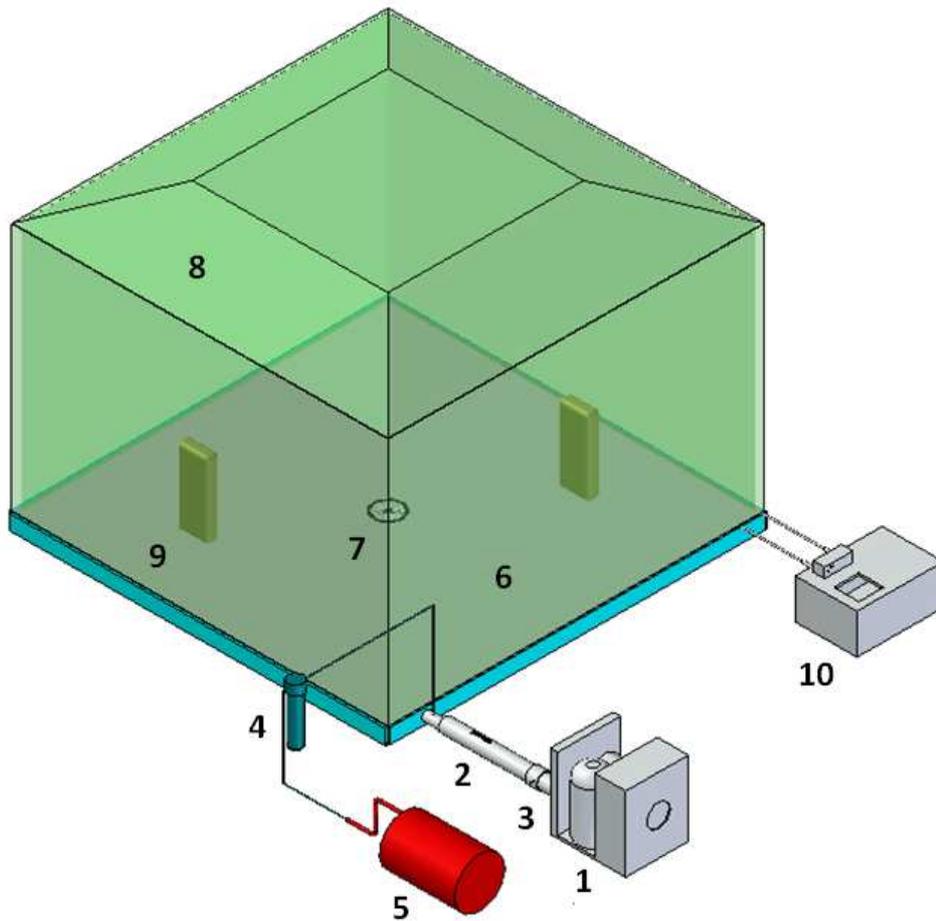


Fig. 2.6. Esquema general del montaje experimental para difusor rotacional: máquina climatizadora (1), conducto (2), válvula de mariposa (3), burbujeador (4), depósito (5), suelo (6), difusor de suelo rotacional (7), carpa de lona (8), calefactores (9) y baño térmico (10).

2.3. Sensores y técnicas de medida experimental

A continuación, describimos los sensores y las diferentes técnicas experimentales utilizadas para realizar las mediciones termofluidas de forma cuantitativa y también las cualitativas, mediante visualizaciones. Se ha de destacar que éstas últimas pasarán a ser cuantitativas gracias al procesamiento posterior de las imágenes. Este procedimiento será común en todos los experimentos realizados.

2.3.1. Sensores de medida de velocidad en conductos

Para conocer el caudal de impulsión, se ha usado un medidor de velocidad basado en un anemómetro térmico o de hilo caliente en una zona donde se conozca la

sección. Por tanto, para la medida de la velocidad se practican orificios sobre la chapa de diferentes diámetros conocidos según el tipo de anemómetro. Evidentemente, estos orificios son luego sellados para garantizar la estanqueidad.

Para la medida de la velocidad se utilizan dos sensores de anemometría térmica y un medidor manual tipo molinete, previamente calibrado en el túnel aerodinámico de la Universidad de Málaga. La adquisición de datos de velocidad también se realiza mediante un equipo Fluke propiedad de AIRZONE y otro de adquisición de datos de la UMA mediante Labview. Los dos sensores de hilo caliente (CTA) empleados son, por un lado, de la marca KIMO Instruments modelo CTV 200 con una precisión de $\pm 3\%$ y, por otro lado, un sensor de anemometría térmica portátil de la marca Testo modelo 425 que tiene un rango de medición de 0-20 m/s y una resolución de $\pm 0,01$ m/s.

2.3.2. Medidor de pérdidas de presión en difusores

Para la presión diferencial se usan dos sensores de presión con rangos desde -250Pa a +250Pa de la marca KIMO Instruments, y otro desde 0Pa a +250Pa, de la marca DWYER Instruments, modelo DH3 con una precisión de $\pm 1\%$ de la lectura. Ambos sensores tienen pantalla digital y una salida de datos para ser usado como entrada en el programa Labview para su diagnóstico. El procesado de estos datos servirá para poder comparar los resultados obtenidos y dejar calibrado también el equipo Fluke de AIRZONE.

2.3.3. Sensores de temperatura

Para la medición de la temperatura se ha hecho uso de dos sistemas diferentes. El primero es la colocación de sondas PT-100 portátiles con pantalla digital para su monitoreo (precisión de $\pm 0,2$ K), que será usado en el capítulo 3. El segundo sistema de adquisición de datos, usado en el cuarto capítulo, consiste en una tarjeta de adquisición con entrada analógica/digital y conectada a un ordenador con un array de sensores portátiles que son también sondas PT-100. En general, vamos a establecer una diferencia de entre la impulsión y el ambiente, $\Delta T = T_a - T_i$. Normalmente, los sistemas de climatización suelen fijar esta diferencia en 6K. En este estudio se fija entre 2 y 10 K, según el caso de estudio. La temperatura del suelo se mantendrá constante y será igual a la de impulsión en todos los casos analizados.

2.3.4. Descripción de la técnica de visualización de flujos

La visualización de flujo da una información muy valiosa de la dinámica del flujo de aire al conocer la estructura general del campo fluido de forma cualitativa. Un ejemplo del funcionamiento en modo mezcla del difusor modelo FBA manufacturado por la empresa TROX® Technik se recoge en la fotografía de la Fig. 2.7 correspondiente al esquema del montaje experimental de la Fig. 2.6, pero sin carpa de lona y sin conexión del baño térmico que cambie la temperatura del suelo. En esta fotografía se puede observar la fuente láser que se proyecta sobre un plano que pasa por el centro del difusor y también la forma del penacho de aire fresco. A continuación, pasaremos a describir como se obtienen este tipo de imágenes.



Fig. 2.7. Fotografía para una visión general del montaje experimental esquematizado en la Fig. 2.6 para visualización del flujo de aire mediante fuente láser y sin la carpa de lona.

Nuestro sistema de visualización se basa en la dispersión de Mie que produce en la atmósfera ciertas partículas de aceite vegetal. Dicho fenómeno de dispersión de Mie tiene lugar cuando las partículas que causan la dispersión son más grandes que las longitudes de onda de la radiación que está en contacto con ellas. La dispersión de Mie es responsable, así, de la apariencia blanca de las nubes.

La dispersión de Mie es probablemente la técnica más utilizada para la visualización de flujo en fase gas, ya que es relativamente fácil de implementar. Para su realización sólo se necesita una fuente de luz puntual con una potencia entre 0,5 y 2 W, lente óptica para generar un plano de luz, partículas en suspensión en flujo y una cámara de vídeo, ver nuevamente la Fig. 2.7.

Es de vital importancia que el laboratorio donde se esté realizando el experimento esté cerrado y que no haya corrientes de aire, para que el flujo de aire del difusor no se vea afectado ni haya cambios de temperatura bruscos.

El burbujeador, ver número (4) en la Fig. 2.6 o bien el esquema de la Fig 2.8, es un instrumento capaz de generar humo a temperatura de impulsión, creando una emulsión de aceite y aire de forma homogénea. Las partículas de aceite tienen la ventaja de no ser tóxicas, no tener efectos de flotabilidad al ser su temperatura igual a la del aire impulsado y su tamaño micrométrico no cambia a lo largo del tiempo. Este sistema se ha diseñado y construido en el laboratorio de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Málaga. Se compone de un recipiente cilíndrico cerrado a presión con un tubo de PVC en su interior. Dicho tubo está cerrado por la base salvo un pequeño orificio de 0,5 mm de diámetro. El depósito del burbujeador se rellena con aceite de oliva hasta cubrir completamente el orificio de 0,5 mm de diámetro. El depósito tiene dos entradas de gas y una salida. Una de las entradas está conectada al tubo interior y la otra a un recipiente a presión de 100 litros, ver (5) en Fig. 2.6. Las entradas de gas tienen válvulas que regulan el caudal de entrada al tubo de PVC y al elemento terminal del equipo de ventilación. Al regular estos dos caudales se puede aumentar o disminuir la concentración de partículas de aceite en el aire hasta garantizar una visualización nítida de la estructura turbulenta del flujo de aire. Se ha de tener en cuenta que los medidores de velocidad están localizados antes del burbujeador para evitar la rotura del hilo caliente por contaminación de partículas de aceite. Por tanto, al aportar un caudal adicional de aire, se debe conocer con otro caudalímetro de aire colocado entre el depósito presión y el burbujeador. De forma genérica, se consiguen buenas visualizaciones en el rango de los 0,5 metros cúbicos por hora de entrada de aire al burbujeador. En consecuencia, se pueden grabar unos 14 minutos de forma ininterrumpida sin variar la concentración de partículas de aceite gracias a la capacidad de 100 litros del depósito a presión. Teniendo en cuenta que los caudales mínimos que se usan para los difusores son del orden de 75 a 100 metros cúbicos hora, se confirma que el aporte extraordinario de caudal proveniente del burbujeador es insignificante en el caso más desfavorable (inferior siempre al 0,7%).

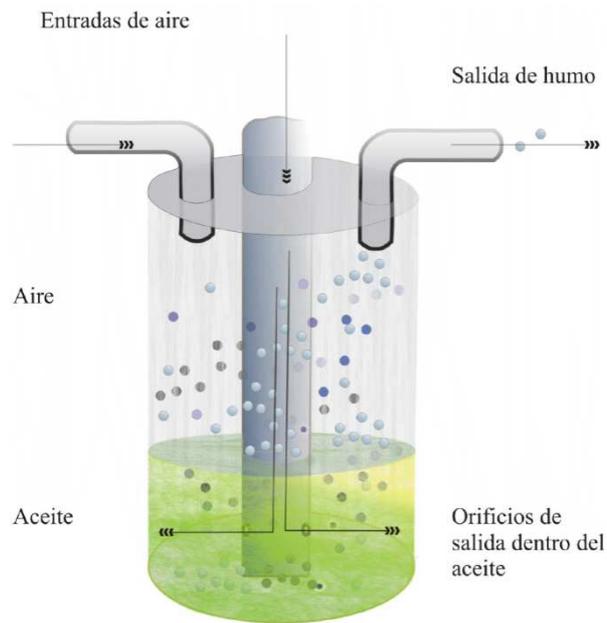


Fig. 2.8. Esquema del burbujeador.

2.3.4.1. Descripción de los planos de visualización

En el caso del difusor rotacional de suelo, para identificar el plano desde el cual se han realizado las grabaciones establecemos los ejes r , z mostrados en la Fig. 2.9. Para el difusor de pared el plano que se ha tomado sigue la dirección del flujo de aire, tal y como se presenta en la Fig. 2.10.

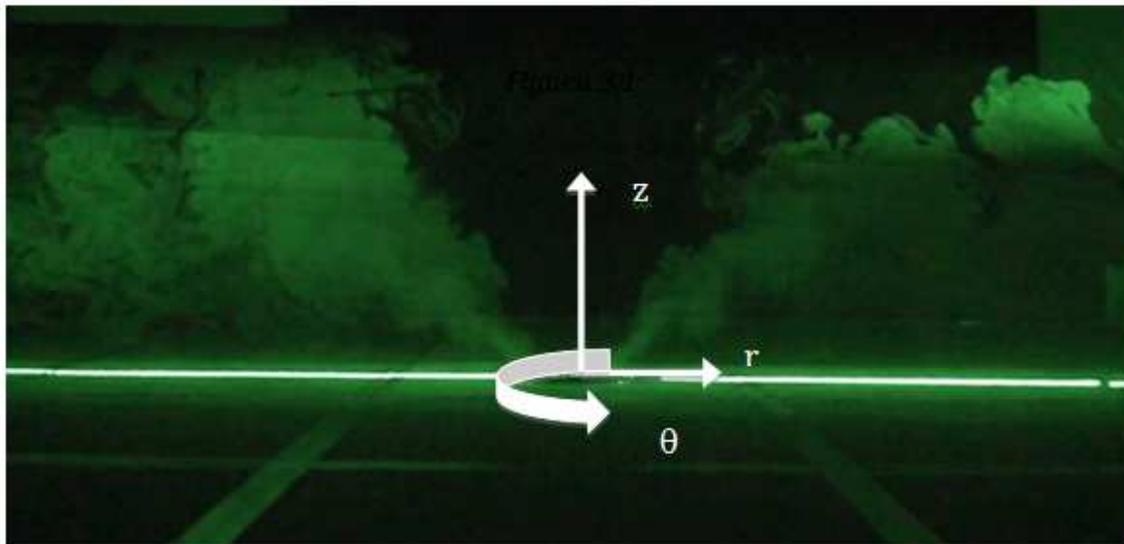


Fig. 2.9. Ejes de coordenadas para establecer el plano de grabación en el difusor rotacional de suelo.

2.3.4.2. Calibraciones

La calibración es necesaria para cuantificar las imágenes para establecer la relación pixel a metros en las dos dimensiones del plano láser. Ese proceso se realiza mediante el programa Matlab© con las dimensiones del propio difusor o mediante un elemento de dimensiones conocidas. Veamos algunos ejemplos. La altura del marco del difusor de pared es de 180 mm y servirá para calibrar las distancias verticales y la base donde se apoya el plenum es de 540 mm de longitud, que servirá para calibrar las distancias horizontales, tal como se ilustra en la Fig. 2.10.

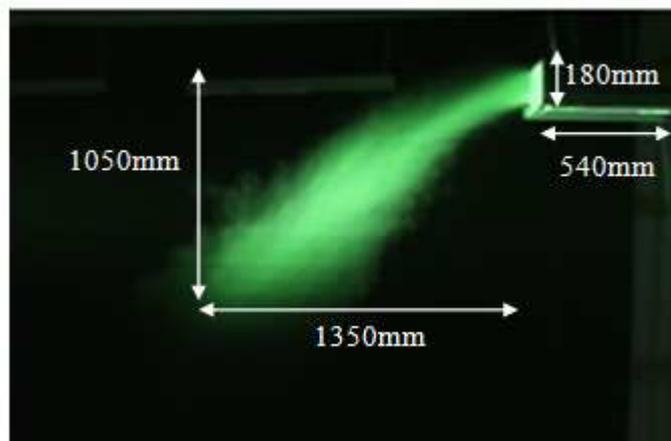


Fig. 2.10. Calibración de la imagen promedio mediante las dimensiones del difusor de pared.

De la misma forma es posible cuantificar una imagen haciendo uso de un elemento vertical como es un conducto rígido de base cuadrada de 220 mm de lado que tiene una altura de 1350mm, colocado debajo del difusor que se encuentra a una altura desde el suelo de 2450 mm, hasta su parte superior. Este elemento se coloca verticalmente a una distancia de 2000 mm y 4000 mm de la vertical del difusor, tal como se muestra en la Fig. 2.11.

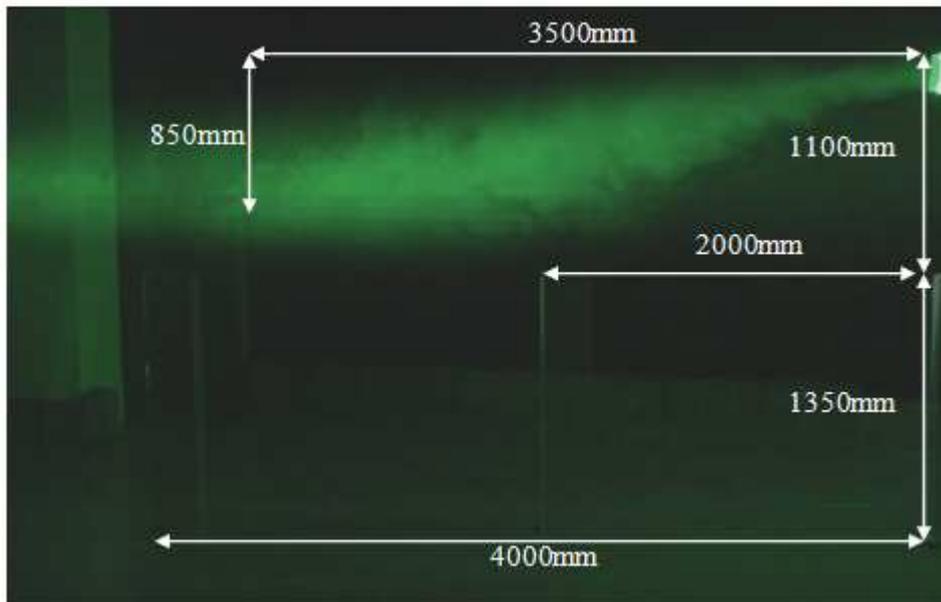


Fig. 2.11. Calibración de la imagen promedio mediante un elemento conocido.

En el caso del difusor rotacional de suelo, se ha utilizado un *target* o elemento que dispone de una matriz de puntos blancos separados 10 mm sobre un fondo negro y se ha tomado también como medida de referencia horizontal el propio diámetro del difusor para corroborar el valor pixel frente a distancia. En la Fig. 2.12 se muestra una imagen del objeto de referencia (*target*) que consiste en un cuadrado de dimensiones 200x200 mm² y tabulado con puntos blancos cada 10 mm.



Fig. 2.12. Objeto de referencia utilizados en la calibración del difusor de suelo.

2.3.4.3. Post-procesado de imágenes

La herramienta de procesamiento de imágenes de Matlab© contiene el conjunto de funciones de los algoritmos más conocidos para trabajar con imágenes binarias, transformaciones geométricas, morfología y manipulación de color que junto con otras funciones ya integradas permite realizar análisis y transformaciones de imágenes.

En Matlab© una imagen con una escala de grises es representada por medio de una matriz bidimensional de $m \times n$ elementos donde n representa el número de píxeles de ancho y m el número de píxeles de largo. Por otro lado, una imagen de color RGB (la más usada en visión computacional, además de ser para Matlab© la opción por defecto) es representada por una matriz tridimensional $m \times n \times p$, donde m y n tienen la misma significación que para el caso de las imágenes de escalas de grises mientras que p representa el plano, que puede ser 1 para el rojo, 2 para el verde y 3 para el azul. Precisamente estas matrices son manipuladas para obtener una imagen con una intensidad promedio después de extraer y procesar las imágenes instantáneas de una grabación de vídeo, tal y como se verá a continuación.

2.3.4.4. Imágenes promedio

De las grabaciones realizadas se obtienen los fotogramas que se van utilizar para obtener la imagen promedio de los diferentes experimentos. Para ello, se ha seguido la siguiente metodología:

1. Es necesario cambiar el formato del vídeo WMD-HD para mantener y visualizar el vídeo en alta definición.
2. De la grabación digital se extraen todos los fotogramas, un total de 25 imágenes por segundo, utilizando el software Video to Gif. Este programa nos permite seleccionar el intervalo de tiempo del que se desean los fotogramas. Se elige el tramo con mayor calidad de imagen y en el que el flujo presente un comportamiento estable, sin ningún tipo de desenfoque apreciable.
3. Para determinar la imagen característica del ensayo hay que calcular la imagen promedio entre todas las instantáneas que componen un vídeo. Todo este proceso se realiza con ayuda del software Matlab©. Al calcular la imagen promedio mostrada en la Fig. 2.13, hay que eliminar aquellas que estén borrosas o el flujo no sea estacionario. Además, se ha comprobado para diferentes intervalos de tiempo en el vídeo que la imagen promedio es similar. Con esta evidencia se asegura que realmente se ha obtenido el estado estacionario y con ello se evita el procesamiento de más imágenes.



4. Una vez que la imagen promedio se ha introducido en Matlab© en formato .png, es posible utilizar funciones para procesar la imagen.
5. Una vez obtenida la imagen promedio, se seleccionan los píxeles de interés. En concreto, y para saber el grado de apertura del chorro de aire, se han seleccionado dos puntos del flujo de salida del difusor con el siguiente criterio: se observa en la imagen promedio la trayectoria (línea blanca donde se concentra más humo). De esta forma, se sigue el aire desde el horizonte del suelo hasta que el flujo rompe y se dispersa, creando remolinos. Por tanto, y para que posteriormente los resultados obtenidos sean fiables, los puntos se seleccionarán al principio de la salida del difusor y antes de que la trayectoria deje de ser clara. El objetivo de seleccionar estos dos puntos es obtener el ángulo de impulsión a la salida del difusor. Al seleccionar los píxeles, Matlab© nos devuelve sus correspondientes coordenadas. Conocidas las coordenadas podemos saber la distancia existente entre esos dos puntos en el plano rz , y calcular el ángulo de impulsión.

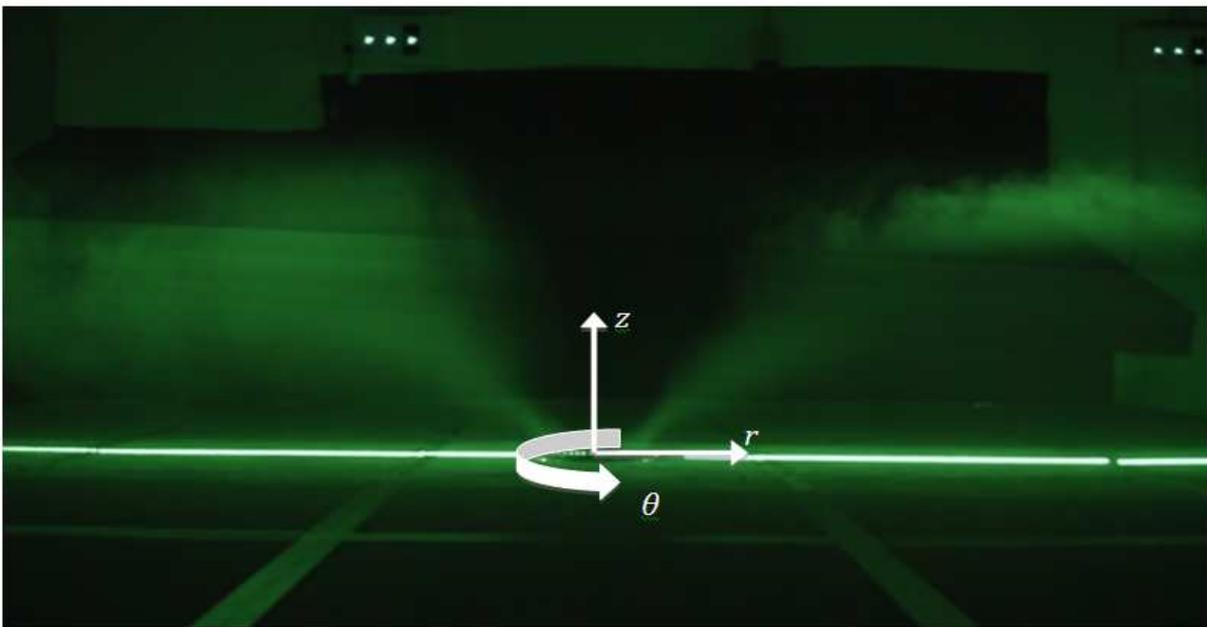


Fig. 2.13. Imagen promedio y selección de dos puntos para un caudal de 186,53 m³/h y una diferencia la diferencia de temperatura entre la impulsión y el ambiente, $\Delta T = T_a - T_i = 5K$.

Se llama α al ángulo de impulsión y para su cálculo se utiliza la siguiente expresión:

$$\alpha = \arctg \frac{|\Delta z|}{|\Delta r|}, \quad (2.1)$$

donde $|\Delta z| = |z_2 - z_1|$ y $|\Delta r| = |r_2 - r_1|$.

En la Fig. 2.13 el ángulo está entre $32,1^\circ$ y $31,3^\circ$ para el lado izquierdo ($r < 0$) y derecho ($r > 0$) respectivamente, lo que viene a confirmar la simetría del flujo. Este hecho también se observa en propia visualización.

2.3.4.5. Levantamiento 3D

Para realizar el levantamiento en tres dimensiones para el caso de difusores rotacionales de suelo se hace uso de las imágenes promedio, tomando únicamente la región o plano de interés que pasa por el centro del difusor. Mediante el acceso de píxeles seleccionamos de la zona de interés, se crea una nueva matriz que corresponderá a nueva imagen. Utilizando las funciones de Matlab© generamos una cuadrícula con dos vectores correspondientes a los ejes radial y axial, que posteriormente revolucionaremos en la dirección acimutal para generar una isosuperficie de intensidad lumínica. Un ejemplo que muestra el resultado de esta última técnica se representa en la Fig. 2.14.

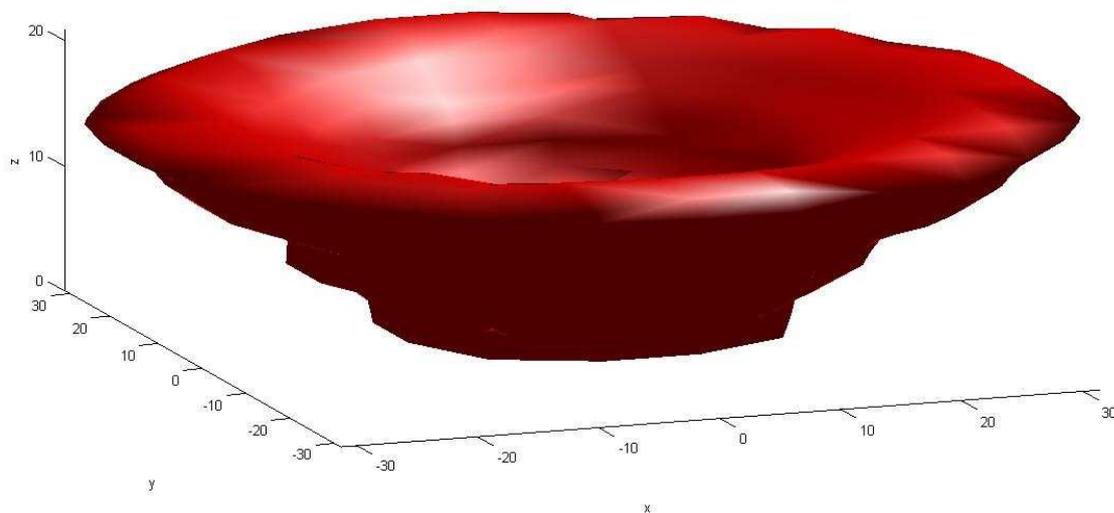


Fig. 2.14. Levantamiento 3D del flujo de imagen promedio correspondiente a la Fig. 2.13.

2.4. Comparación de resultados experimentales y numéricos en un difusor rotacional

En esta sección se resumen la comparación de algunos resultados numéricos con los experimentales que se han obtenido con el difusor rotacional de suelo modelo FBA de la empresa TROX® Technik. De este modo, se garantiza la fiabilidad de los resultados de la simulación numérica. Los detalles del mallado correspondientes a esta sección se describen en el Anexo A. En la Fig. 2.15 se presentan los isocontornos de velocidad en el plano que contiene el eje del difusor de una simulación numérica tridimensional para un caudal $Q=186,53 \text{ m}^3/\text{h}$ y una diferencia de temperatura entre el ambiente y el aire de impulsión $\Delta T = T_a - T_i = 5\text{K}$.

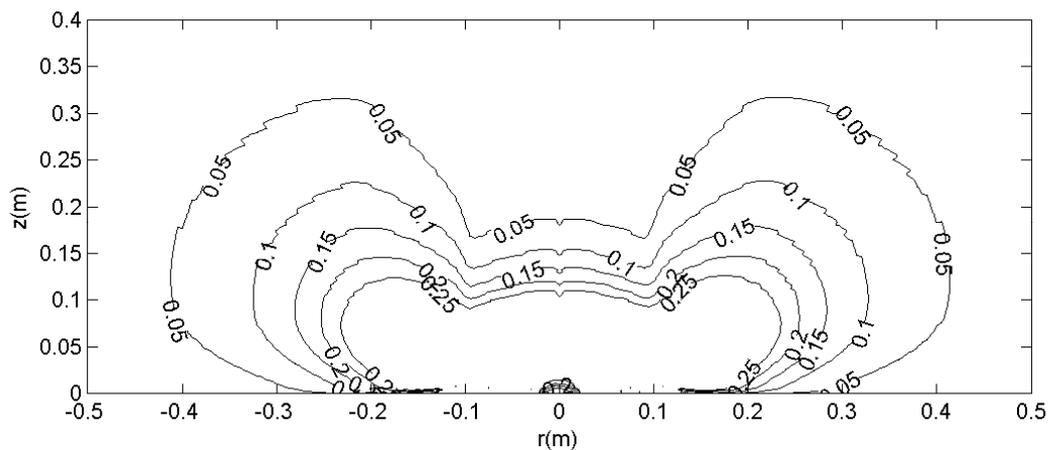


Fig. 2.15. Isocontornos de velocidad en m/s del plano medio para $Q = 186,53\text{m}^3/\text{h}$ y una diferencia de temperatura entre el ambiente y el aire de impulsión $\Delta T = T_a - T_i = 5\text{K}$.

La comparación de los resultados experimentales y numéricos del grado de apertura α del chorro a la salida del difusor rotacional de suelo en función de varios caudales se muestra en la Fig. 2.16 para una diferencia de temperatura entre el ambiente y el aire de impulsión $\Delta T = T_a - T_i = 5\text{K}$. El rango de caudales analizados está entre los 180 y 240 m^3/h , que corresponde a los caudales típicos en instalaciones

de ventilación bajo el suelo recomendado por el fabricante. Para los datos experimentales, se muestra la media y el error entre la parte izquierda ($r < 0$) del difusor. Como se puede observar, existe un buen acuerdo entre los datos experimentales y los datos ofrecidos por la técnica de visualización descrita en este capítulo, pudiendo así afrontar con garantías los ensayos experimentales y las simulaciones numéricas en los próximos capítulos.

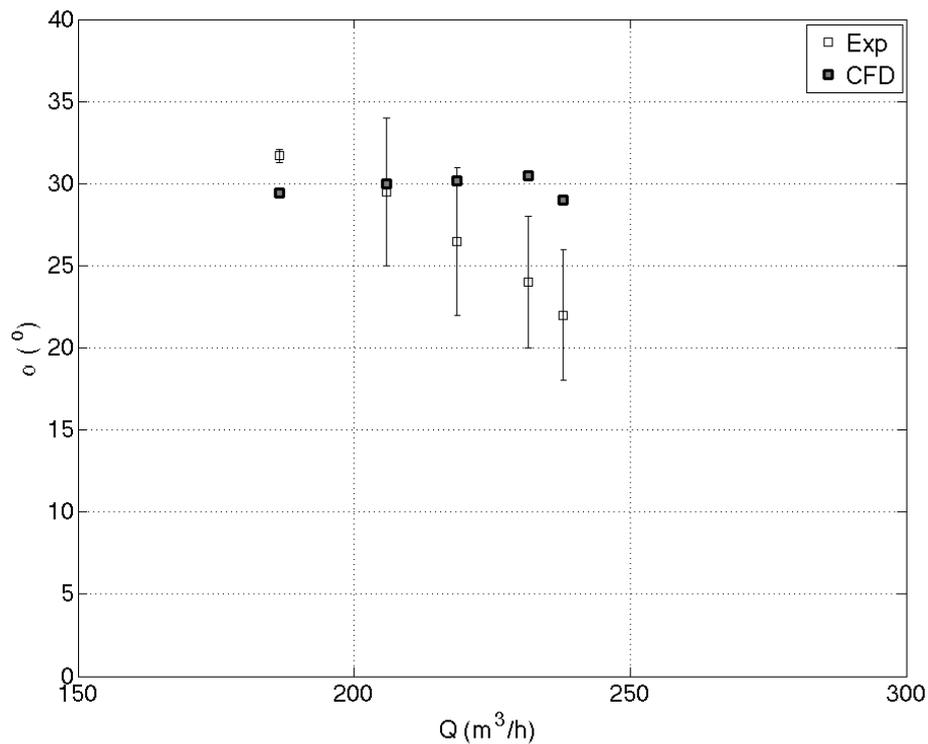


Fig. 2.16. Comparación ángulo de apertura α en función del caudal (experimental vs numérico).

Por último, cabe destacar que la otra forma de validar la simulación numérica ha sido la comparación de un chorro vertical con diferencia de temperatura, el cual también se ha simulado con un buen acuerdo con datos previamente publicados en el estado del arte. Los resultados de esta última comparación se detallan en el Anexo B.

Capítulo 3

Difusor de mezcla de pared

Publicado en “Numerical and experimental study of a HVAC wall diffuser”. *Build. Env.*80:1–10 · (2014).

3.1. Introducción

En este capítulo se presentan los resultados experimentales y numéricos del análisis de un difusor de aire acondicionado de mezcla instalado en pared.

3.2. Montaje experimental

Para este estudio utilizaremos el difusor RDHV 500x150 fabricado por ALTRA SL. en Málaga (España). La imagen CAD en 3D del difusor se muestra en la Fig. 3.1 (a). Consiste en una rejilla rectangular insertada en un conducto de sección cuadrada de 500 mm y 150 mm en las direcciones horizontal y vertical, respectivamente. La rejilla tiene 6 álabes en la dirección horizontal y 19 en la vertical, véase la Fig. 3.1 (b), todos alineados con la dirección del flujo, de modo que el flujo de aire frío tratado es paralelo a ellos. La distancia entre álabes es pequeña (cerca de $20 \times 20 \text{ mm}^2$), por lo que la malla para resolver numéricamente el flujo debe ser extremadamente fina en esta parte del difusor. La medida de la sección total A_0 es de aproximadamente $0,0624 \text{ m}^2$, mientras que la superficie libre toma el valor aproximado de $A_{free} \approx 0,0441 \text{ m}^2$.

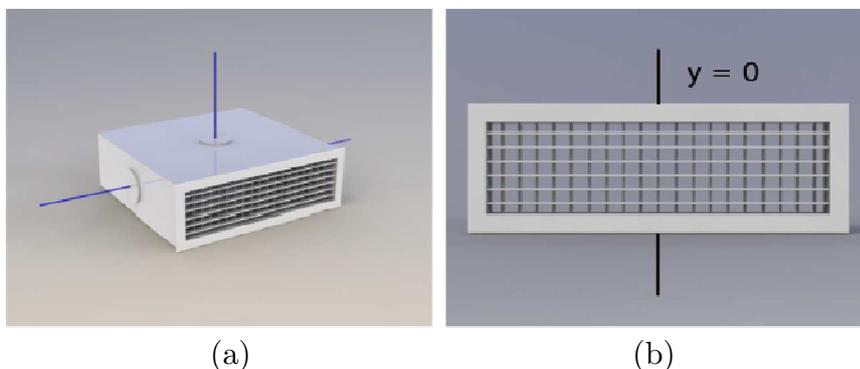


Fig. 3.1. Modelo en 3D del difusor RDHV 500x150. Puntos de medida para la presión (a) y vista frontal (b).

La configuración experimental, ya vista en el capítulo anterior, se muestra nuevamente en la Fig. 3.2. El aire tratado es impulsado por un ventilador y su velocidad de rotación se controla mediante un convertidor de frecuencia. El aire circula a través de un conducto aislado de sección rectangular (500 x 150 mm) de 5000 mm de largo acoplado a un conducto circular flexible de 150 mm de diámetro. La finalidad del conducto cuadrado de 5000 mm de longitud es estabilizar el flujo de aire y que el perfil de velocidad sea lo más constante posible a la entrada del difusor. Para medir la velocidad del flujo de aire en el interior del conducto colocaremos un anemómetro de hilo caliente 1000 mm antes del difusor, en la sección media del conducto. Se seleccionó dicha posición siguiendo dos criterios: en primer lugar, que estuviera lo suficientemente lejos de la conexión del conducto circular con la sección cuadrada del conducto de modo que el flujo de aire sea uniforme y sin perturbaciones, y, en segundo lugar, que estuviera también lo suficientemente lejos del difusor para evitar cualquier tipo de influencia en las mediciones a la salida del mismo. La velocidad se ha medido en diferentes alturas dentro del conducto rígido rectangular mostrando un perfil de velocidad casi constante. La temperatura del aire a la entrada (T_i) justo en el comienzo del conducto y la temperatura ambiente en la habitación (T_a) lejos del difusor, se midieron con un sensor PT-100 de temperatura. La habitación en la que se llevaron a cabo los experimentos en los laboratorios de ALTRA es de 25 m de largo, 5 m de ancho y 3 m de altura. El difusor y el conducto se instalaron de tal manera que la parte inferior del difusor estuviera situado a una altura de 2,25 m con respecto al suelo.

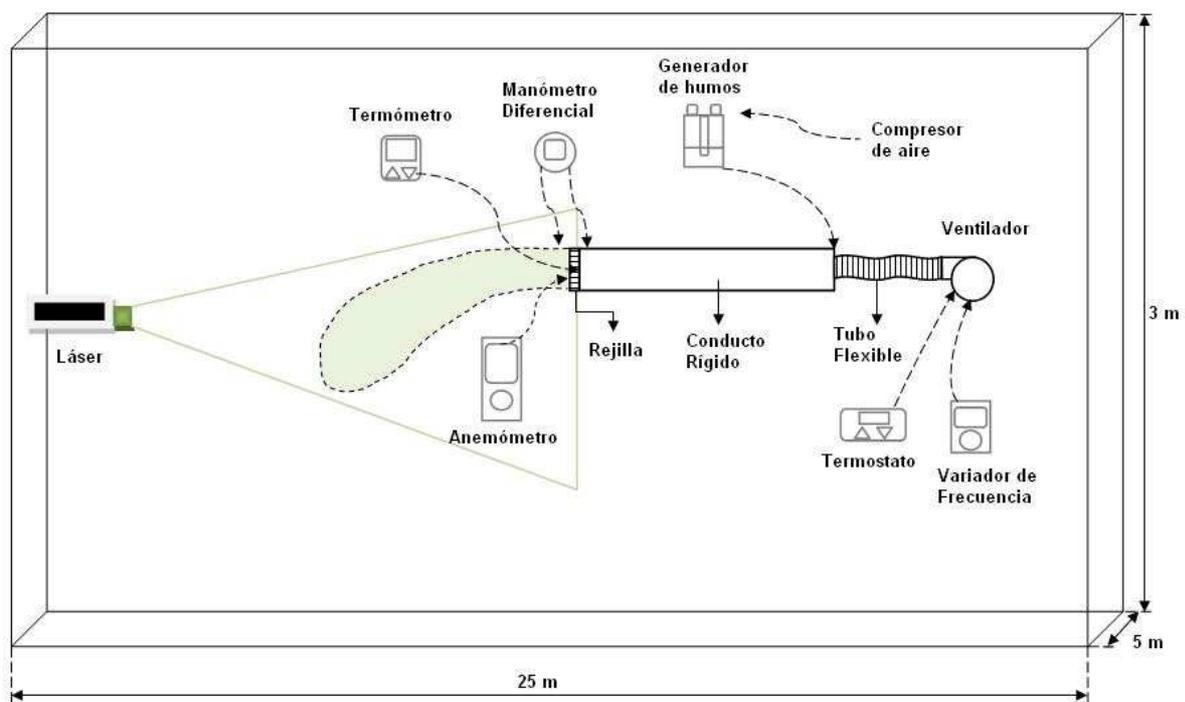


Fig. 3.2. Esquema del montaje experimental.

Se ha utilizado un transductor de presión diferencial Dwyer DH3-004 para medir la caída de presión. Los tubos de baja presión miden la presión media en tres puntos fijos de la superficie del conducto a la entrada del difusor: en la superficie superior y en ambos lados, izquierda y derecha [ver los tubos y un ejemplo de la conexión en la fotografía mostrada en la Fig. 3.3]. Estos tres puntos se instalaron 100 mm antes de los álabes o lamas de la rejilla. Se han probado varias configuraciones para la medición de la baja presión, mientras que la alta presión estaba abierto al ambiente. Debido a que el flujo tiene una velocidad uniforme y constante a la entrada del difusor (sin regiones de recirculación), todas las configuraciones utilizadas han proporcionado los mismos resultados. Pruebas anteriores con longitudes de conductos más cortos proporcionaron resultados menos precisos.

Para hacer visible el flujo, se ha diseñado y construido un generador de humo (Mellin, 1997). También se ha utilizado un compresor para introducir aire a alta presión a través del extremo de un tubo con dos pequeños agujeros sumergidos en aceite de oliva. Esta es una técnica experimental no intrusiva que produce pequeñas gotas de aceite (con un $1\ \mu\text{m}$ de diámetro medio) que se utilizan para la visualización de flujo (Toh et al., 2010). La cantidad de gotas de aceite se puede controlar mediante el uso de un *by-pass* de aire en el dispositivo, y debido al pequeño tamaño de éstas, son arrastradas por flujo siguiéndolo de forma precisa. Se calculó la velocidad de sedimentación de las gotas y es menor de $1\ \text{mm/s}$, y también se comprobó que para los chorros isotérmicos el penacho era horizontal. Para obtener imágenes instantáneas, el flujo fue iluminado por un haz láser de estado sólido de 2 W. Se han utilizado unas lentes cilíndricas para generar un plano láser que permitía obtener la visualización del flujo en el plano xz (ver Fig. 3.1). Se han utilizado dos espejos alineados al plano principal del láser para aumentar el campo de visión. Se ha comprobado que el aire introducido por el generador de humo era menor que el 0,3% del caudal total, Q . Se ha utilizado una cámara digital HD a 25 fotogramas por segundo con una resolución de 1080×1920 píxeles para grabar los vídeos.



Fig. 3.3. Fotografía del montaje experimental del difusor de pared.

3.3. Configuración numérica

Una de las principales ventajas de las simulaciones numéricas para aplicaciones HVAC es la posibilidad de diseñar y probar un dispositivo sin necesidad de fabricarlo. Aunque se han desarrollado en la última década mejores y complejos códigos de mecánica de fluidos computacional (CFD), no se puede garantizar resultados precisos hasta que se comparan con los datos experimentales. Se estudiaron dos problemas diferentes: la caída de presión y el flujo de aire generado por el difusor. Para el primer problema, el difusor se encuentra en el medio de un conducto rectangular de 400 mm de longitud. El dominio se dividió en tres partes: la zona de entrada del flujo, los álabes del difusor y la zona de salida del flujo, ver Fig. 3.4. Las secciones de entrada y salida fueron malladas con hexaedros, disminuyendo el tamaño de la malla en la dirección x cuando se acercan a la sección de difusor. Esta sección se divide en dos regiones, una para los álabes horizontales y otra para los álabes verticales. Ambas regiones fueron malladas con prismas y tetraedros con un tamaño medio de 0,5 mm en sus lados. Debido a la simetría con respecto a $y=0$, sólo se ha mallado la mitad del dominio, como se ha mostrado en la Fig. 3.1 (b).

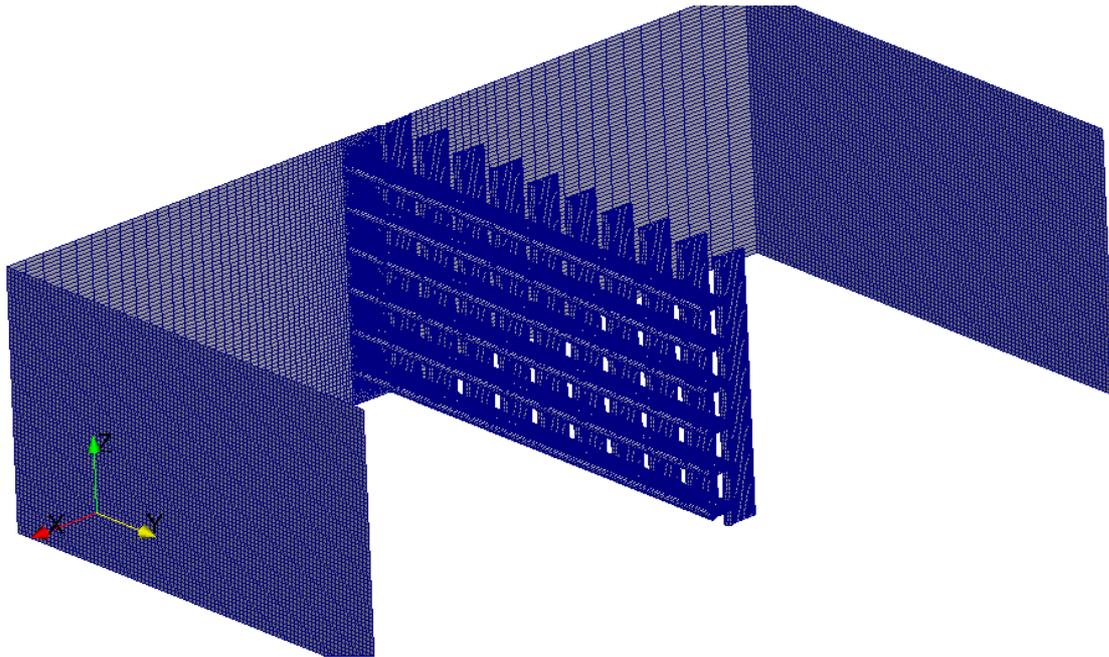
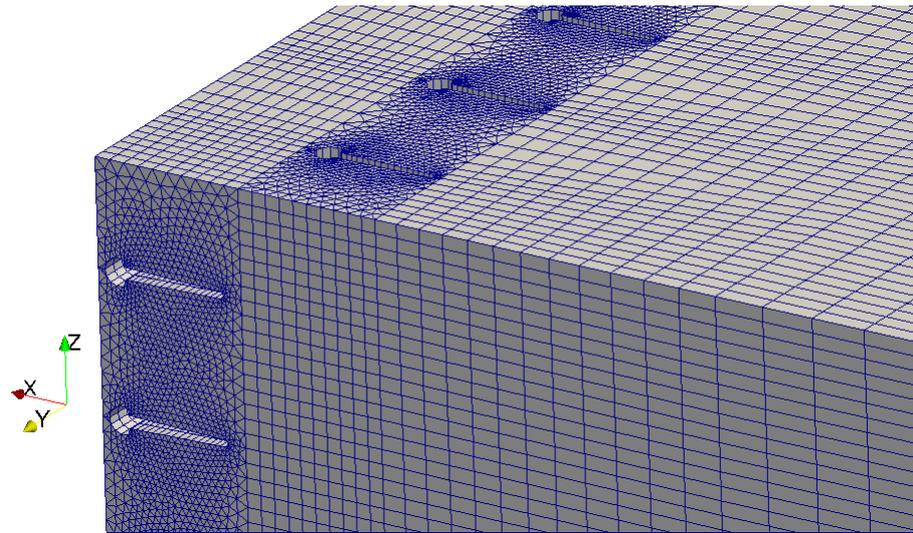
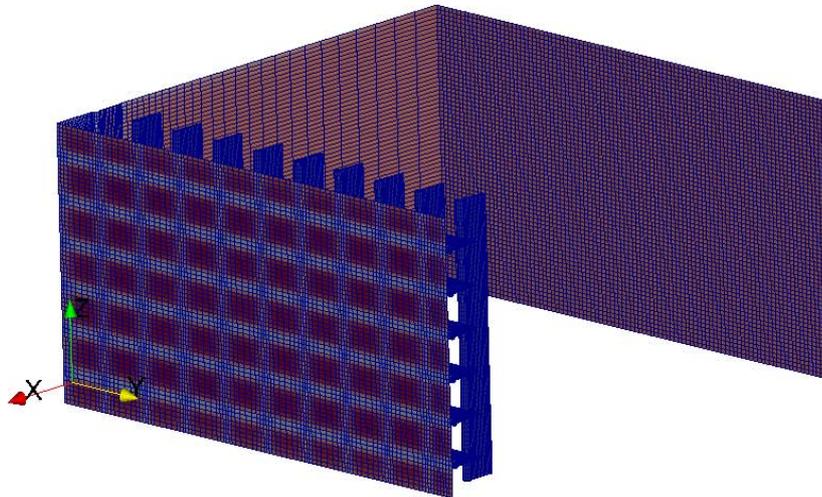


Fig. 3.4. Detalle de la malla del difusor para el análisis de la caída de presión.

Para el segundo problema, en lugar de resolver el difusor y la habitación al mismo tiempo, dividimos el dominio numérico en dos partes con el fin de reducir el costo de la simulación numérica. Esto ha sido aplicado recientemente por Cehlin y Moshfegh (2010) para difusores empleados en sistemas de ventilación por desplazamiento. La idea es generar dos mallas, una para el difusor y otra para la habitación, y establecer las condiciones de contorno de entrada de la habitación, con las condiciones de contorno de salida para el difusor. La primera malla es la que se utiliza para analizar el difusor. El método de mallado es similar a la presentada anteriormente para la caída de presión. La región de entrada tiene una malla de hexaedros y la región de los álabes se ha mallado con prismas y tetraedros [véase las Figs. 3.5 (a) y (b)]. Las condiciones de contorno a la salida se fijan a 1 mm de distancia en el eje x de los álabes del difusor, como se muestra en la Fig. 3.5 (a). El campo de velocidad presenta una forma de tablero de ajedrez debido a la estela generada por los álabes horizontales y verticales como se puede observar en la Fig. 3.5 (b).



(a)



(b)

Fig. 3.5. Detalle de la malla del difusor (a). Detalle de la magnitud de la velocidad a la salida (b). En azul la velocidad es igual a cero y en rojo la velocidad máxima para un $Q = 170 \text{ m}^3/\text{h}$ y un $\Delta T = T_a - T_i = 6 \text{ K}$.

Además, se ha modelado una habitación de 4000 mm de largo, 2500 mm de ancho y 3000 mm de altura y fue mallada con una malla gruesa de hexaedros, tal y como se muestra en la Fig. 3.6. El campo de velocidad a la entrada y otras variables, tales como las propiedades de temperatura o turbulencia fueron interpoladas a partir de los resultados en la salida de la malla del difusor. Hemos supuesto simetría con respecto a $y = 0$ en el problema a resolver, y por tanto sólo hubo que resolver la mitad del dominio. El mallado en la zona del difusor consta de 1,3 millones de celdas [Fig. 3.5 (b)] y 1 millón de celdas en la zona de la habitación (ver nuevamente Fig. 3.6). El número de puntos en la condición de contorno de la salida del difusor es de 6.370 y en la condición de contorno de entrada en la habitación es de 312 así que hay

una reducción del 95% en el número de puntos. Este valor es lo suficientemente alto para calcular de forma precisa todas las características del flujo de aire. Como se muestra más adelante, este método es muy útil para el diseño de nuevos difusores, ya que proporciona resultados fiables en un corto período de tiempo (varios minutos para la malla del difusor y varias horas para la malla de la habitación, ejecutado en 8 procesadores en una estación de trabajo). Además, se ha llevado a cabo un estudio de la convergencia de la malla. Para este fin, se disminuyó la longitud característica de la malla mientras se mantiene el mismo método de mallado para llegar a una malla final con un incremento del 20% en el número de puntos. Los resultados entre las mallas finas y gruesas varían en menos de un 1% en términos del campo de velocidades. Todas las mallas se han generado con el programa Gambit®.

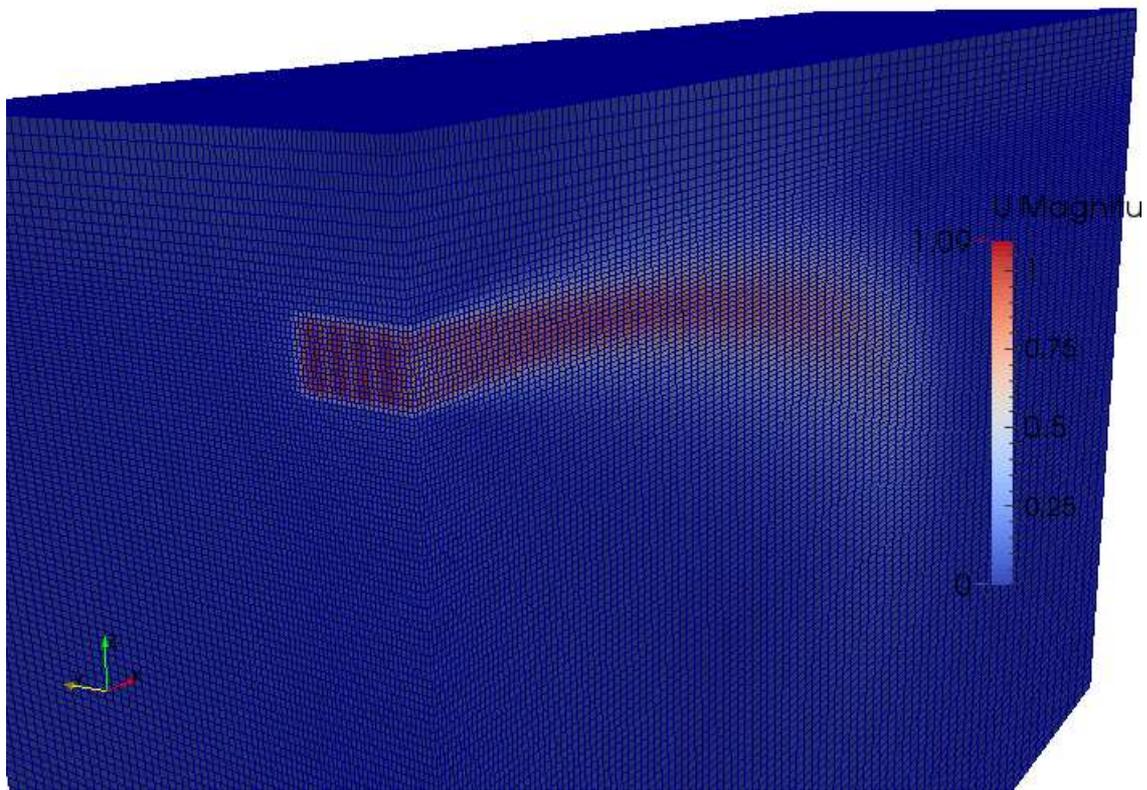


Fig. 3.6. Malla de la habitación con la magnitud de la velocidad, teniendo en cuenta el flujo de entrada del difusor, para el caso $Q = 260 \text{ m}^3/\text{h}$ y un $\Delta T = T_a - T_i = 6 \text{ K}$.

En cuanto a las condiciones de contorno en las mallas del difusor (una generada para la caída de presión y la otra generada para la distribución del flujo de aire) se ha impuesto un campo de velocidad uniforme del flujo a la entrada, junto con las condiciones de contorno de no deslizamiento en todas las paredes y en los álabes, condiciones de simetría en el plano de simetría ($y=0$) y gradiente cero del campo de velocidades en el flujo de salida. La temperatura en todo el dominio era constante e igual a T_i . En la malla de la habitación, se impusieron condiciones de contorno de

deslizamiento de velocidad en el techo y paredes laterales para evitar el efecto Cöanda, con un valor de temperatura constante de la temperatura ambiente T_a . Además, las condiciones de contorno eran de no deslizamiento y de temperatura constante T_a en el suelo y la pared en la que se localiza el difusor, excepto en la región de la salida del propio dispositivo terminal (ver Fig. 3.6). Finalmente, se ha fijado un gradiente nulo para el campo de velocidad en el flujo de salida de la habitación.

El problema se resolvió numéricamente con el programa OpenFOAM® utilizando un algoritmo de resolución para las ecuaciones estacionarias turbulentas para el difusor (*simpleFoam*) y un algoritmo de resolución de las ecuaciones transitorias y turbulentas para la habitación (*buoyantBoussinesqPimpleFoam*), del cual se ofrecen más detalles al final del Anexo B. El modelo turbulento utilizado en este estudio es el modelo $k-\varepsilon$, que es un modelo de turbulencia de dos ecuaciones, en la que la viscosidad turbulenta depende de la energía cinética turbulenta k y en la disipación turbulenta ε . La aplicación de este método se detalla por Weller H., et al. (1998). El modelo exacto que OpenFOAM® usado fue desarrollado inicialmente por Launder y Sharma (1974) para la transferencia de calor turbulento en un disco giratorio. En el Anexo B también se dan más detalles de otras validaciones numéricas. Mostramos a continuación que, para los casos numéricos no isotérmicos, hay una buena concordancia con los datos experimentales.

3.4. Resultados

Los resultados expuestos en esta sección en relación a la dinámica del flujo de aire son la caída y el alcance del flujo en la habitación y la caída de presión de aire en el elemento terminal.

3.4.1. Comparación entre los resultados numéricos y experimentales

Para asegurar la precisión de los datos numéricos, se ha utilizado la forma del penacho del flujo de aire para diferentes caudales $Q = 90, 170, 260$ y 350 m³/h y un valor constante de diferencia de temperatura $\Delta T = T_a - T_i = 6$ K. Para ello hemos grabado mediante la cámara de vídeo el flujo en la dirección del sentido de la corriente en el plano xz durante 60 segundos a 25 imágenes por segundo. Las imágenes instantáneas presentan una estructura como las que se muestran en las fotografías de la Fig. 3.7 (a). Se puede observar cómo fluye el aire frío fuera del difusor con oscilaciones debido a los patrones de turbulencia y cómo el penacho cae al suelo debido a las fuerzas de flotabilidad. Sólo se ha observado la región cercana al

dispositivo terminal como consecuencia de las limitaciones en el campo de visión del haz láser. Además, cuando la concentración de gotas de aceite disminuye, la dispersión del haz láser se reduce drásticamente y las imágenes tienen menos intensidad lumínica y, por consiguiente, menos contraste. En este trabajo se adoptó un compromiso entre el campo de visión y la intensidad de la luz. Más tarde hemos calculado la imagen promedio usando el software Matlab® para todas las fotografías de cada experimento [ver Fig. 3.7 (b)] y así hemos estimado el promedio del patrón del flujo de las gotas de aceite dentro de la habitación. En trabajos anteriores sobre el mismo tema (Lemaire, 1993), se han realizado las visualizaciones de flujo dentro de una sala de pruebas para ver cualitativamente sólo las características del chorro y para obtener imágenes como la que se presenta en la Fig. 3.7 (a). Por lo tanto, se muestra cómo las visualizaciones simples se pueden utilizar para caracterizar cuantitativamente el chorro emergente desde el difusor.

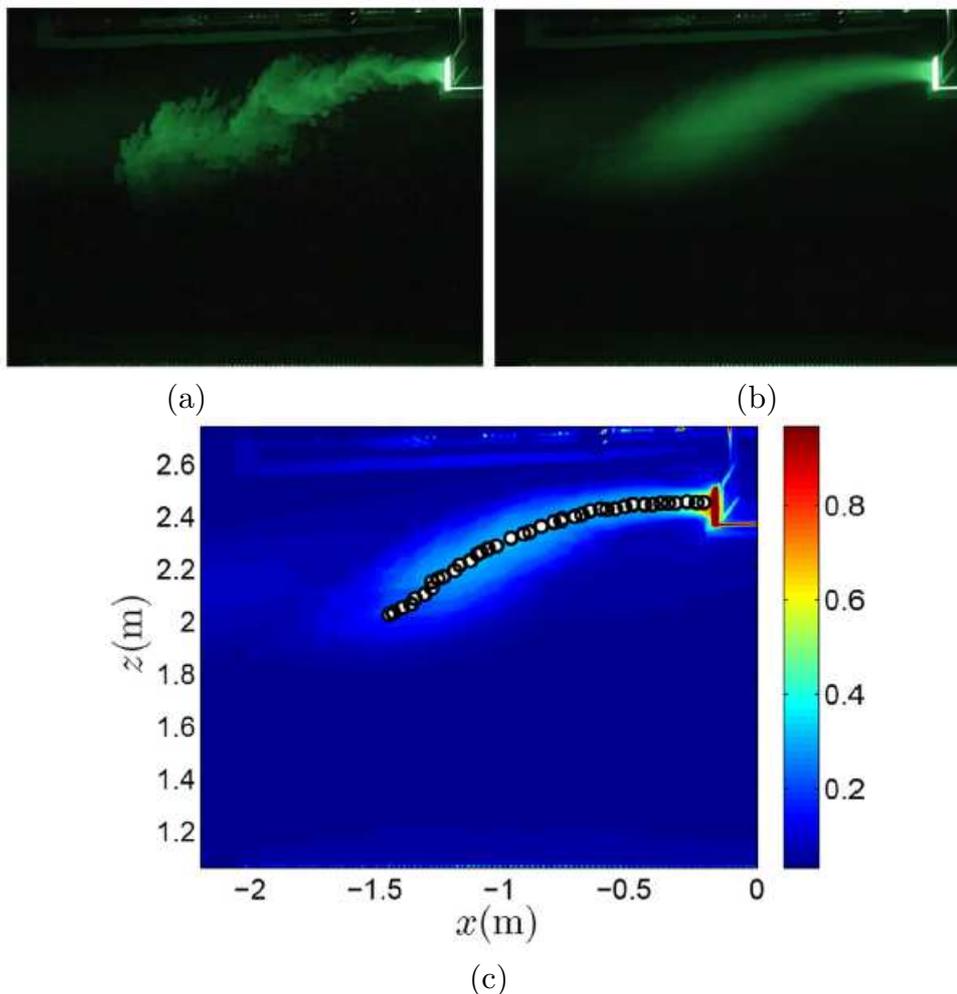
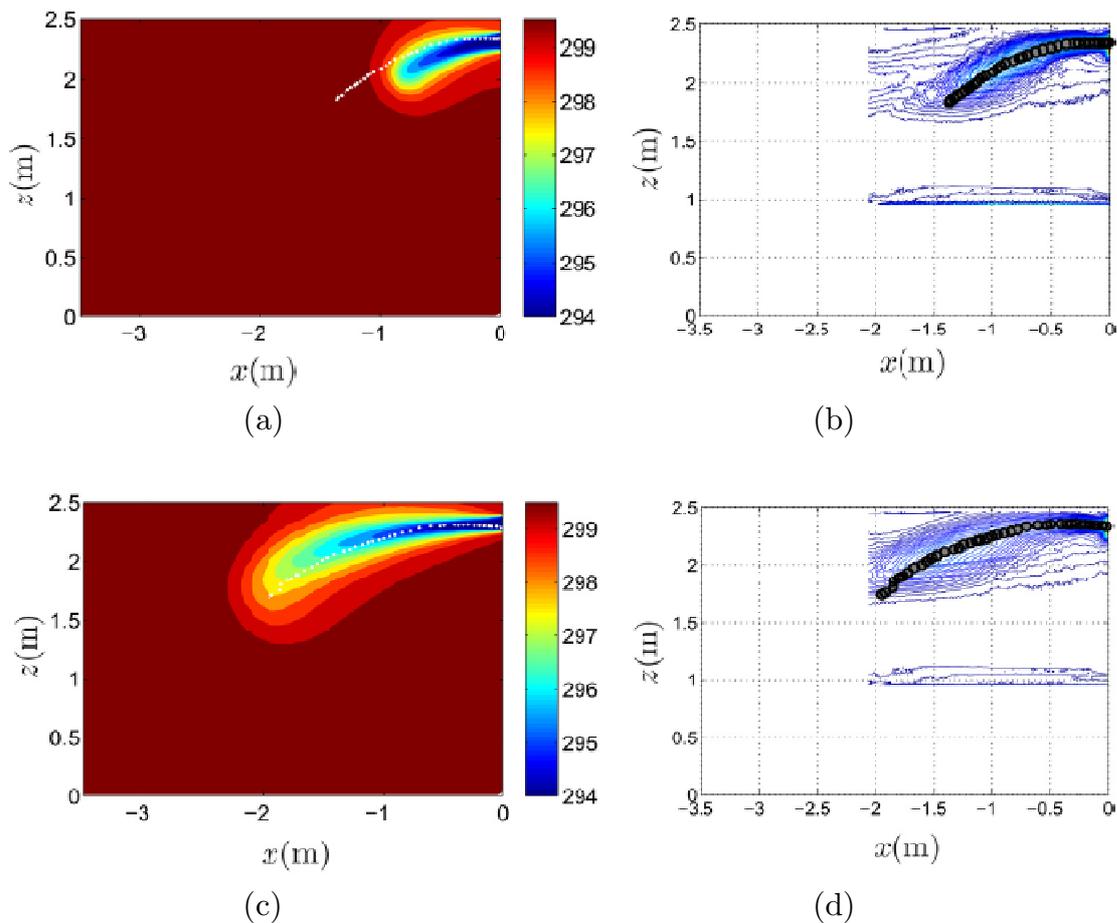


Fig. 3.7. Imagen instantánea del flujo producido por el difusor (a), imagen promedio del flujo (b) y la intensidad de la luz de la imagen promedio (c). Todas las imágenes se toman para el caso $Q = 260 \text{ m}^3/\text{h}$.

Para obtener datos cuantitativos en cada experimento, el flujo se ha calibrado con un objeto de 2 m de tamaño los que nos da unos errores entre 2 y 5 mm/px. La imagen promedio tiene 1080 x 1920 píxeles, con una profundidad de color de 8 bits [ver Fig. 3.7 (b)], por lo que se ha podido representar la intensidad de la luz de la imagen promedio como se representa en la Fig. 3.7 (c). Este procedimiento nos permite determinar la intensidad de luz máxima a través de la imagen, siguiendo la línea del centro del flujo (x_c, z_c). Estos puntos también se muestran con círculos en la Fig. 3.7 (c).

Si el mismo proceso se repite para todos los casos estudiados se obtienen los resultados mostrados en la Fig. 3.8. Los resultados numéricos de los isocontornos de temperatura para las diferentes velocidades de flujo se representan en (a), (c) y (e), junto con la línea experimental central. Las figuras (b), (d) y (f) representan los isocontornos experimentales de la intensidad de la luz con la trayectoria de la línea central.



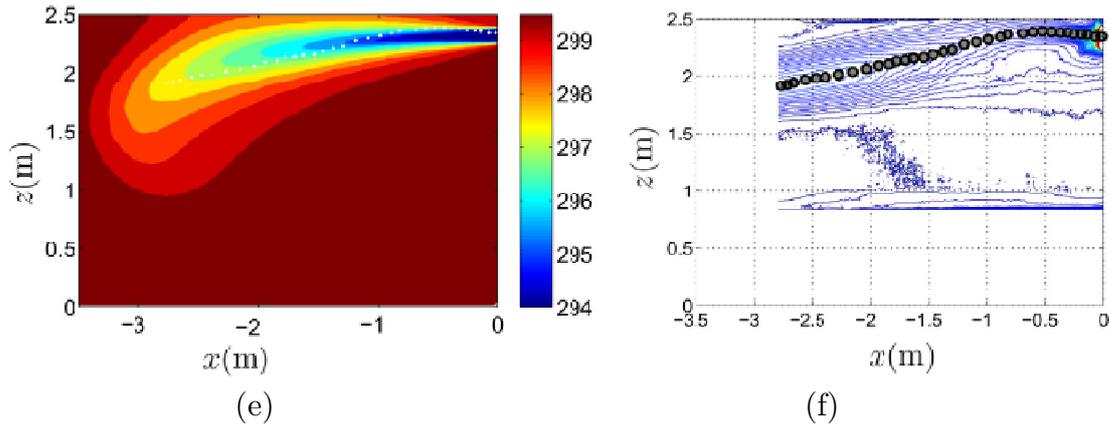


Fig. 3.8. Imágenes promedio de la visualización de humo, junto con los isocontornos numéricos del campo de temperatura y su comparación con la posición de la concentración máxima de gotas de aceite para $Q = 170$ (a)-(b), 260 (c)-(d) y 350 m^3/h (e)- (f), respectivamente.

Se observa un excelente acuerdo entre los resultados numéricos y experimentales. Para comparar los resultados numéricos y las visualizaciones del flujo de aire se ha asumido que la concentración de aceite es máxima en la salida del difusor (como sucede para el campo numérico de temperatura). Tanto la temperatura numérica y el campo de concentración de aceite deben comportarse de la misma manera debido al hecho de que en este problema la difusión está dominada por la turbulencia tanto en la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento como en la de la energía. Se ha de mencionar que este supuesto no está del todo justificado si se observan los isocontornos experimentales y numéricos en detalle. La intensidad de la luz de las gotas parece tener una pendiente más pronunciada que el campo de temperatura cuando uno se aleja de la trayectoria de la línea central. Esto significa que la difusividad térmica turbulenta en el código numérico es mayor que la difusividad másica turbulenta de las gotas de aceite. En este caso, los términos de inercia se convierten en los dominantes, con lo que la comparación es fiable.

Para volver a verificar nuestros resultados experimentales se presentan en la misma figura todos los resultados de la línea central, en comparación con los resultados previos en la bibliografía. Nielsen (1995) confirmó que las coordenadas del centro del penacho (x_c, z_c) [ver Fig. 3.7 (c)] deben seguir la siguiente expresión (tomado de Koestel, 1955)

$$z_c = K_a A_r^{-1/4} x_c^2 \quad (3.1)$$

donde K_a es una constante que depende de los difusores y A_r el número adimensional de Arquímedes, definido como

$$A_r = \frac{\beta g \sqrt{A_0} \Delta T}{U_0^2}, \quad (3.2)$$

donde β es el coeficiente de expansión térmica en el aire y g la aceleración de la gravedad. En esta investigación, x es la distancia axial desde el centro del difusor e y es la distancia vertical el centro del difusor (ver Fig. 3.1).

Los resultados experimentales y numéricos colapsan siguiendo la expresión:

$$\frac{z_c}{\sqrt{A_0}} = 0.6 \frac{A_r n}{K_a} \left(\frac{x_c}{\sqrt{A_0}} \right)^2. \quad (3.3)$$

La Fig. 3.9 representa con una línea discontinua el valor absoluto adimensional de la coordenada z_c vertical con la estimación de la ecuación (3.3), junto con los resultados numéricos y experimentales, ajustándolos con la misma expresión para $\frac{x_c}{\sqrt{A_0}} \geq 2$, siendo $n=0,8765$ y $K_a=1,366$ para la medidas experimentales mientras que toman los valores $n=1,3246$ y $K_a=0,2741$ para los datos numéricos.

Por tanto, en la Fig 3.9 se observa cómo las líneas centrales experimentales obtenidas por el procesamiento de imágenes y los resultados numéricos colapsan en las variables adimensionales sobre la predicción teórica. Sin embargo, los resultados experimentales presentan una gran dispersión a altas distancias adimensionales desde el difusor. Este hecho se puede explicar porque la velocidad en x del flujo alcanza el mismo orden de la velocidad en z , por lo que el flujo de aire ya no está dominado por la inercia y cae verticalmente. Sin embargo, dos pequeñas discrepancias aparecen en este estudio al compararlo con la predicción de Koestel de la ecuación (3.1): n no es igual a 1 y el exponente para $\frac{x_c}{\sqrt{A_0}}$ es 2 y no 3. En cuanto el coeficiente n , los resultados numéricos y experimentales nos dan una estimación de alrededor de $n=1$ por lo que la curva de ajuste es razonable. El exponente de $\frac{x_c}{\sqrt{A_0}}$ tiene una dependencia cuadrática que aparece tanto en los experimentos como en las simulaciones. Koestel (1955) obtuvo analíticamente su expresión para chorros, que tienen $dz_c/dx_c \ll 1$, que no es el caso para los chorros estudiados aquí. Otras referencias proporcionan diferentes leyes de decaimiento con la distancia (Goodfellow y Tahti, 2001) y, en particular, otros autores como Lyakhovsky y Syrkin (1939) o Freaan y Billington (1955) confirmaron un decaimiento cuadrático. Una vez que hemos probado las simulaciones numéricas, vamos a introducir los resultados de la caída de presión en el dispositivo terminal, y el alcance y la caída del flujo de aire del difusor.

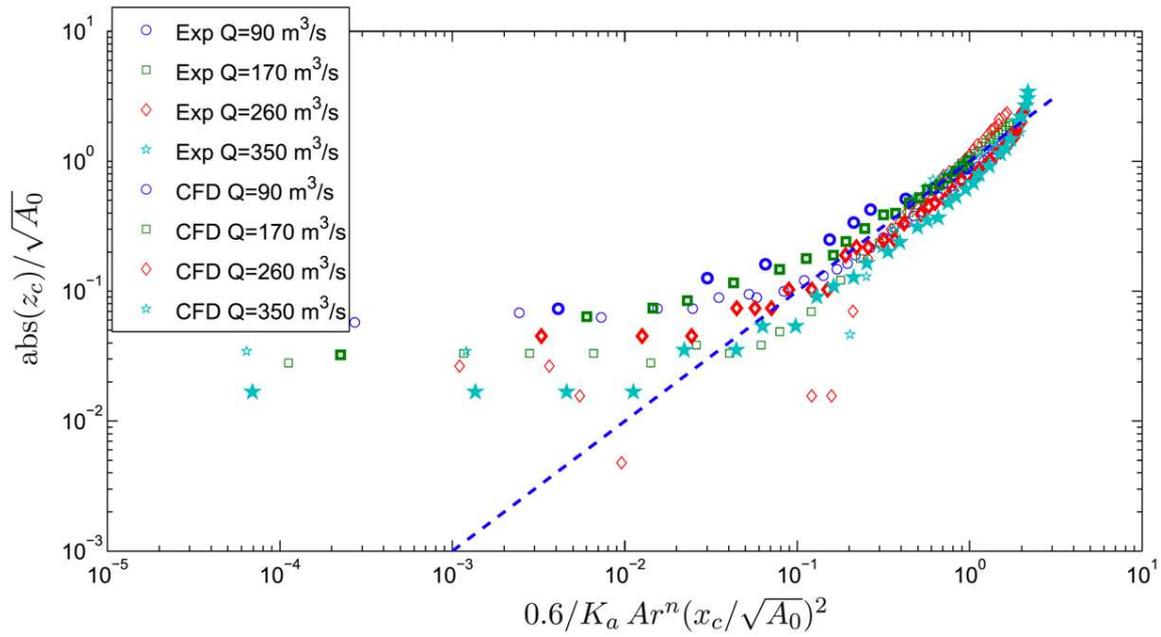


Fig. 3.9. Gráfica experimental de la línea central de la columna de humo para diferentes velocidades de flujo. Los resultados CFD están en símbolos de línea gruesa.

3.4.2. Caída de presión

Como se indicó anteriormente, la caída de presión en este dispositivo también se ha medido experimentalmente. Se ha medido la presión estática en el punto p_i , debido al hecho de que el tubo de presión se insertó en la superficie. El segundo tubo de presión se dejó abierto a la atmósfera y a la misma altura que el centro del difusor, obteniendo de la presión estática fuera p_0 . Por tanto, se mide la caída de presión estática en el difusor en lugar de la pérdida de carga

$$\Delta P = p_i + \frac{1}{2}\rho U_i^2 - p_0 - \frac{1}{2}\rho U_0^2, \quad (3.4)$$

donde los subíndices i y o se refieren a la entrada y la salida, respectivamente, y ρ es la densidad. Suponemos que $U_o \approx 0$ en la última ecuación para el cálculo experimental y las variables uniformes en cada sección, por lo que U_i se conoce con la relación entre el caudal Q y el área total A_o . Se realizó el mismo estudio numéricamente siguiendo dos métodos diferentes. El primero consiste en el muestreo de las variables p y U en una línea que pertenece al plano de simetría del difusor, situado en la mitad de su altura. En la Fig. 3.10 se muestran la presión y los campos de velocidad en esta línea para $Q = 170 \text{ m}^3/\text{h}$. La posición del difusor corresponde a $x = 0$. Se puede observar cómo se redujo la presión en esa posición, y también se aprecia un aumento en la velocidad debido a la reducción de la sección por la presencia de los álabes. La caída de presión se puede calcular a partir de estos datos numéricos mediante la



aplicación de su definición, y tomando el valor entre las secciones de entrada y de salida, por lo que la caída de presión se establece como

$$\Delta P = p(x = -0.2) + \frac{1}{2}\rho U(x = -0.2)^2 - p(x = 0.2) - \frac{1}{2}\rho U(x = 0.2)^2. \quad (3.5)$$

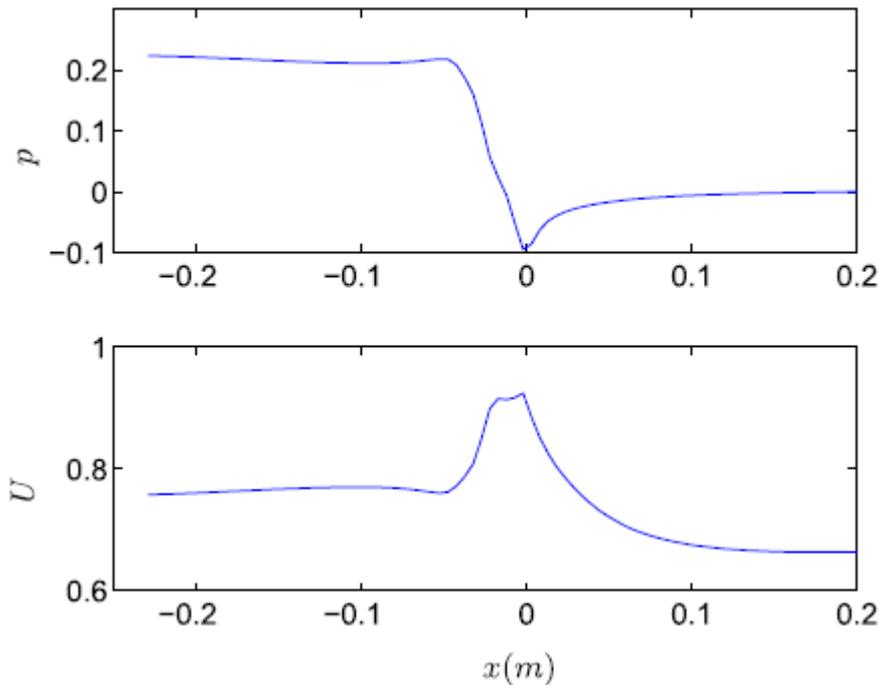


Fig. 3.10. Resultados de la presión y el de campo de velocidad a través de la línea perpendicular al plano definido por los dos planos de simetría del difusor.

Sin embargo, el método descrito anteriormente tiene un inconveniente: la selección de la línea donde se mide la presión. Diferentes líneas probablemente producirán resultados ligeramente diferentes. Si sólo se tiene en cuenta la presión y la velocidad en las secciones de entrada y salida del dominio computacional (que se muestra en la Fig. 3.11), el valor medio puede ser definido por la integración de la siguiente ecuación,

$$\Delta P = \frac{1}{A} \iint_{yz} \left(p_i + \frac{1}{2}\rho U_i^2 - p_0 - \frac{1}{2}\rho U_0^2 \right) dydz, \quad (3.6)$$

siendo A el área en la que se calcula la integral. En la Fig. 3.11 se observa como el flujo tiene una velocidad axial casi constante en el flujo de entrada (a excepción de las capas límites) y una vez que ha pasado a través de los álabes o lamas de la rejilla, el flujo se acelera en el nuevo área libre mientras que sólo se desacelera aguas abajo de los álabes, dando un perfil de velocidad característico, como un tablero de ajedrez.

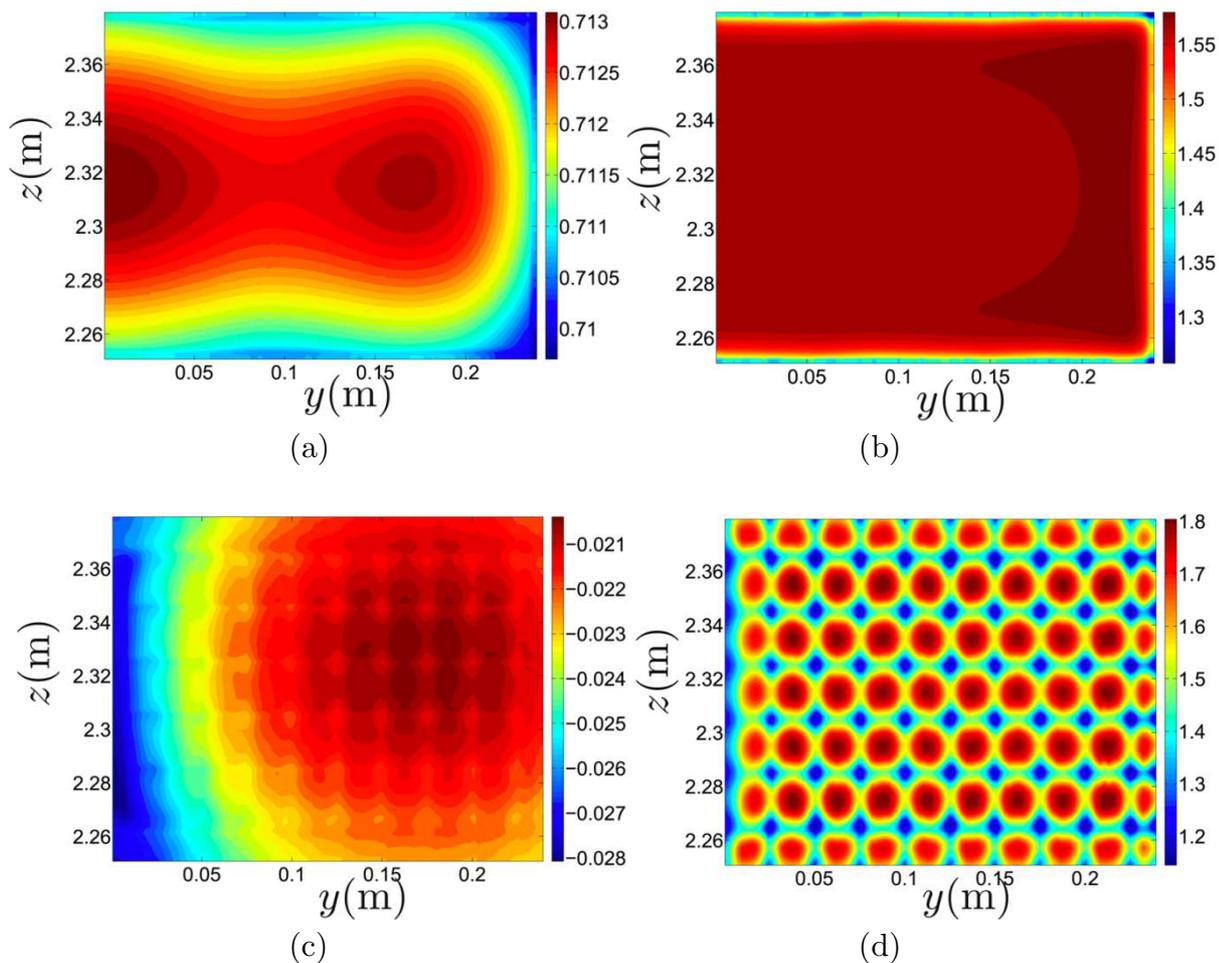


Fig. 3.11. Presión (a, c) y campos de velocidad (b, d) a la entrada y salida del dominio en $x = -20$ cm (a)-(b) y $x = +20$ cm en (c)-(d) para $Q = 350$ m³/h, presión y velocidad, dadas en Pa y m/s, respectivamente.

Los resultados de la caída de presión frente al caudal que se deriva de las ecuaciones (3.5) y (3.6) se representan en la Fig. 3.12. Los datos experimentales, el cálculo con el método de línea y el cálculo con el método integral se representan en círculos, rayas y líneas continuas, respectivamente. Se observa un acuerdo razonable entre los resultados numéricos y experimentales. La pequeña diferencia se explica por los errores experimentales. El transductor de presión es un dispositivo de medición de 0-100 Pa, con una precisión de 0,1 Pa, que es del mismo orden de magnitud de los ensayos para caudales bajos. Vemos también en la Fig. 3.12 como los resultados integrales son bastante exactos para grandes caudales debido a que en estos valores la caída de presión es al menos diez veces mayor a la resolución mínima del transductor. Adicionalmente, cabe destacar que en este estudio de la caída de presión se seleccionaron nuevos caudales para comparar los resultados experimentales más allá de los resultados dados anteriormente para la forma de la estructura del

chorro fresco. En concreto, se han ensayado dos nuevos caudales: $Q = 440$ y 530 m^3/h .

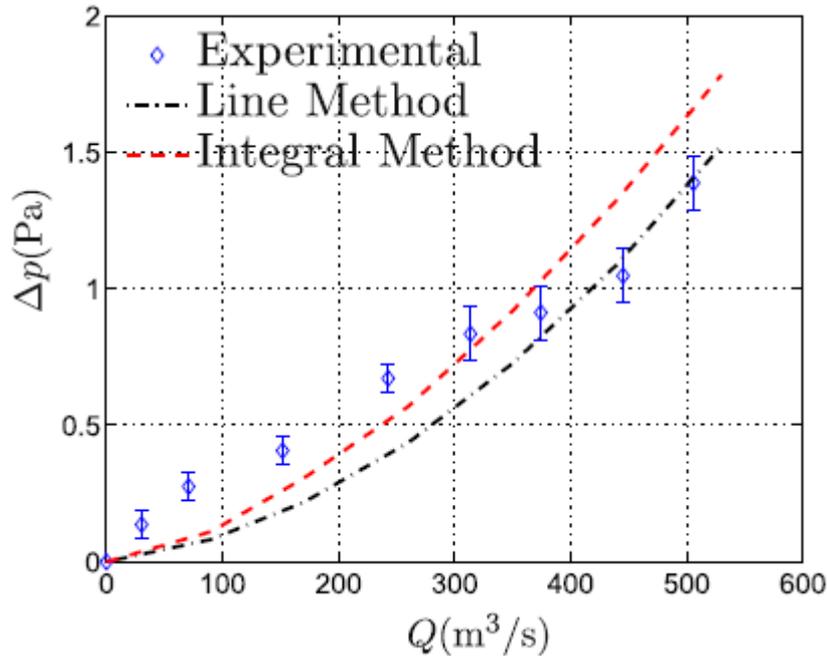


Fig. 3.12. Caída de presión en el difusor. Los círculos representan los resultados experimentales, en línea discontinua los resultados por el método de la línea y en la línea de puntos y trazos los resultados del método integral.

3.4.3. Alcance y caída del flujo de aire

El ASHRAE (2009) define el alcance T y la caída D (*throw and drop* en inglés) como la distancia máxima longitudinal y la distancia mínima vertical en el que el flujo de aire tiene valores constantes de magnitud de la velocidad. Hemos adoptado la misma definición en este trabajo. En la Fig. 3.13 se muestran los isocontornos de la magnitud de la velocidad en el plano de simetría, que corresponde a una magnitud de la velocidad dada. Los puntos que definen el alcance y la caída para cada caudal están marcados en círculos y cuadrados para magnitudes de velocidad de $0,1$ m/s y $0,25$ m/s , respectivamente.

Una vez obtenidos los resultados, los valores del alcance y la caída se presentan en la Fig. 3.14. $T0.25$ y $D0.25$ representan el alcance y la caída del difusor para una magnitud del campo de velocidad de $|U| = 0,25$ m/s , mientras que $T0.1$ y $D0.1$ representan el alcance y la caída del difusor para una magnitud del campo de velocidades de $|U| = 0,1$ m/s . Se puede observar cómo el alcance es casi lineal con la velocidad del flujo de aire. Sería de esperar que cuanto mayor sea el caudal, mayor es el efecto de la propagación en la dirección y (perpendicular al plano del papel), lo que



ayudaría a reducir el alcance, llegando a un estado de saturación. Sin embargo, esto no se comprobó en este estudio debido a las limitaciones en el tamaño de las mallas de las habitaciones. Por otro lado, la caída alcanza un valor de saturación antes que el alcance, y también se puede observar cómo el flujo de aire se propaga en la dirección y , por lo que se reduce la distancia vertical máxima que el penacho puede alcanzar.

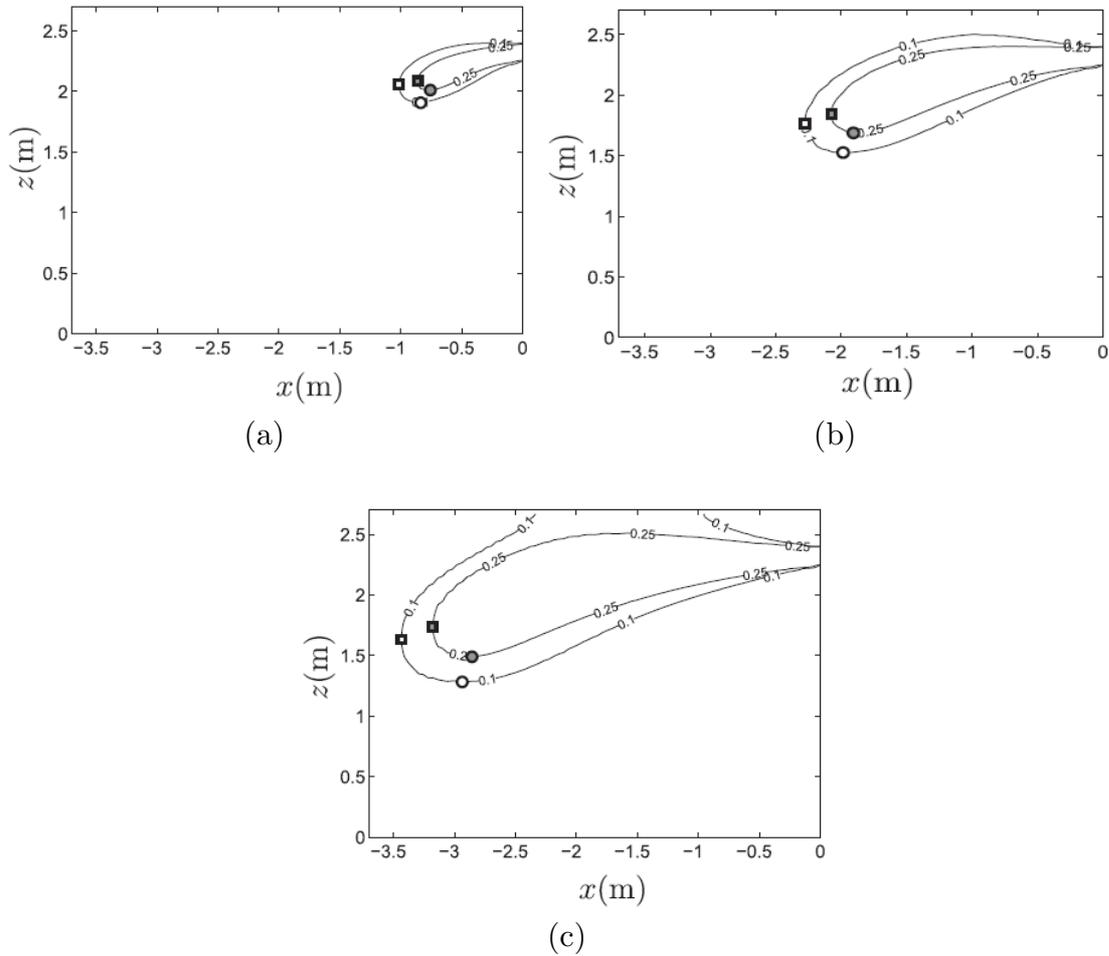
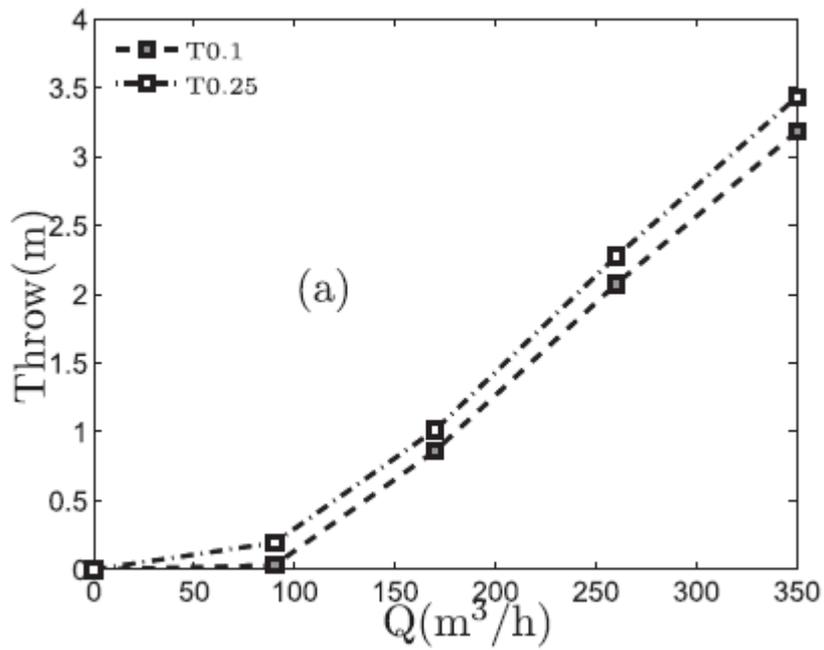
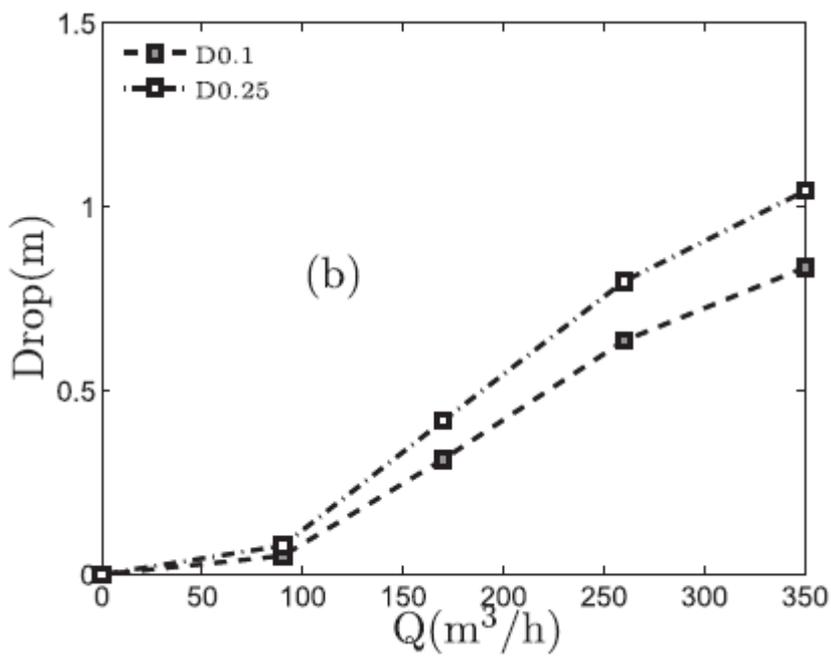


Fig. 3.13. Isocontornos numéricos de la magnitud de la velocidad en el plano medio. Mediante cuadrados se marcan los puntos que señalan el alcance, y mediante círculos la caída. Los marcadores blancos son para $|U| = 0,25$ m/s, y los marcadores de color gris son para $|U| = 0,1$ m/s, (a), (b) y (c) son para $Q = 170, 260$ y 350 m³/h, respectivamente.



(a)



(b)

Fig. 3.14. El alcance (a) y la caída (b) frente al caudal de aire para diferentes magnitudes del campo de velocidades.

3.5. Conclusiones

En este capítulo se ha desarrollado un método de estudio de las características de un difusor de pared HVAC con mecánica de fluidos computacional y experimentos. Hemos utilizado ensayos experimentales para visualizar el flujo de aire mediante la introducción de una emulsión con gotas de aceite, lo que permite comprobar la exactitud de las simulaciones numéricas. Este método es menos preciso que medir el flujo usando técnicas como la velocimetría por imágenes de partículas (PIV) o anemometría de hilo caliente, pero es más fácil de configurar y analizar ya que los únicos dispositivos experimentales necesarios son un láser y una cámara digital. Se ha indicado que sólo se requiere una medición del campo de velocidades en el interior del conducto para obtener el caudal de aire y algunas imágenes procesadas. Se encontró un buen acuerdo entre el campo de temperatura obtenido mediante simulaciones numéricas y los datos experimentales en relación a la forma del penacho de caída.

Se ha desarrollado también un método para resolver numéricamente el flujo de aire. Este procedimiento separa el flujo de aire en dos problemas relacionados entre sí. En primer lugar, el problema numérico en el interior del difusor se resolvió con una malla muy fina debido a la presencia de capas límites cerca de las lamas de la rejilla y, en segundo lugar, el flujo de aire se determinó en una malla más gruesa para el dominio computacional correspondiente a la habitación. La conexión entre los dos problemas hace que todas las variables en el flujo de salida del difusor se establecen como las variables de entrada del problema de la habitación. Esto acelera los cálculos y se muestra un buen acuerdo entre los resultados experimentales y numéricos. El origen de los pequeños errores son las limitaciones de la técnica experimental y el número de píxeles de la cámara. Además, este método nos permite asignar propiedades de turbulencia que en otros casos, como el método de la caja o el método PV, generalmente habían de ser estimados. Se ha demostrado que la ecuación que gobierna la forma del penacho es diferente de los resultados presentados en la literatura (Koestel, 1955). Hemos comprobado que los resultados tanto numéricos como experimentales presentan una dependencia cuadrática del penacho con la distancia de avance del flujo de aire, de acuerdo con otros autores. Además, a partir de los resultados numéricos se calculó el alcance y la caída del difusor, que son parámetros significativos para el diseño. La caída muestra una saturación en su valor máximo, explicación de lo cual es el movimiento del flujo de aire en la dirección transversal.

Por último, también hemos demostrado que reproducimos los resultados de la caída de presión en el difusor, otro parámetro importante para el diseño de sistemas

de distribución de flujo de aire. Hemos distinguido el efecto de la pérdida de aire de la descarga de energía cinética en una habitación con el efecto de resistencia de los álabes del difusor, comparando los resultados numéricos y datos experimentales. El método integral nos permite obtener una caída de presión media en el dispositivo terminal de aire teniendo en cuenta la geometría de los álabes lo cual le da una mejor estimación que el método de la línea cuando los caudales son altos.

Capítulo 4

Difusor rotacional acoplado a un suelo radiante

“Thermal and fluid model of rotational flow diffuser and radiant cooling floor”.
Energy and Building (en preparación).

4.1. Introducción

Para estudiar el flujo generado en otro caso de ventilación por mezcla, y distinto al de un difusor de pared analizado en el capítulo anterior, se usará un difusor rotacional, de instalación en suelo, que permitirá obtener los resultados experimentales y numéricos. Este difusor instalado en el suelo se puede emplear además como parte de un sistema de ventilación por desplazamiento en condiciones de bajo caudal, tal y como se mostrará posteriormente. Debido a la experiencia previa en el estudio de difusores de aire acondicionado, y teniendo en cuenta que se necesitan realizar mallas con un elevado número de elementos, los cuales presentan, además, una gran disparidad de tamaños, se usará un difusor rotacional con una geometría sencilla. En concreto, el difusor rotacional de suelo que se ha ensayado es el modelo Schako BDA-AK-200, que se representa en la Fig. 4.1. Se destacan además dos aspectos: (i) se ha estudiado la evolución temporal de las simulaciones numéricas, y (ii) estas simulaciones tienen como dificultad añadida que el flujo turbulento procedente del difusor rotacional tiene un gradiente adverso de temperatura al ser la temperatura ambiente más elevada, presentando por tanto fuerzas de flotabilidad que tienden a frenar el chorro.

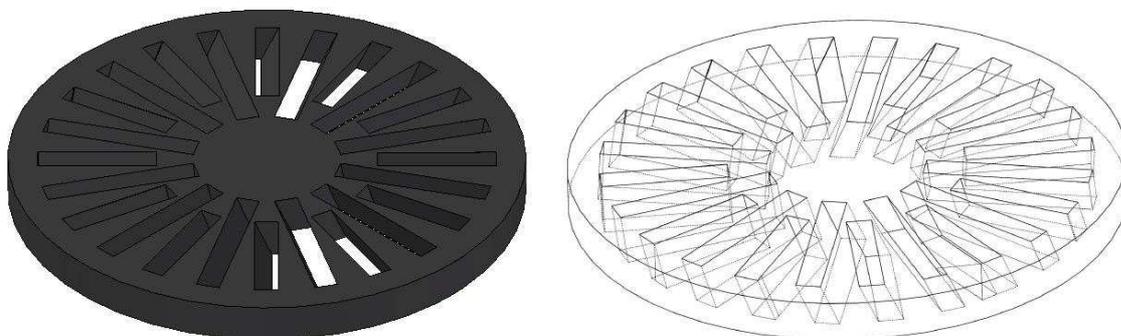


Fig. 4.1. Difusor rotacional de suelo Schako BDA-AK-200.

Dado que la configuración del programa OpenFOAM® para la resolución numérica del problema es similar a la descrita en el capítulo anterior, y la malla generada tiene un número similar de elementos, procedemos directamente a la exposición de los resultados experimentales y numéricos obtenidos.

4.2. Montaje experimental y configuración numérica

En el capítulo 2 se ha descrito con detalle el esquema del montaje experimental que se muestra en la Fig. 4.2 (a), mientras que una fotografía del mismo se presenta en la Fig. 4.2 (b).

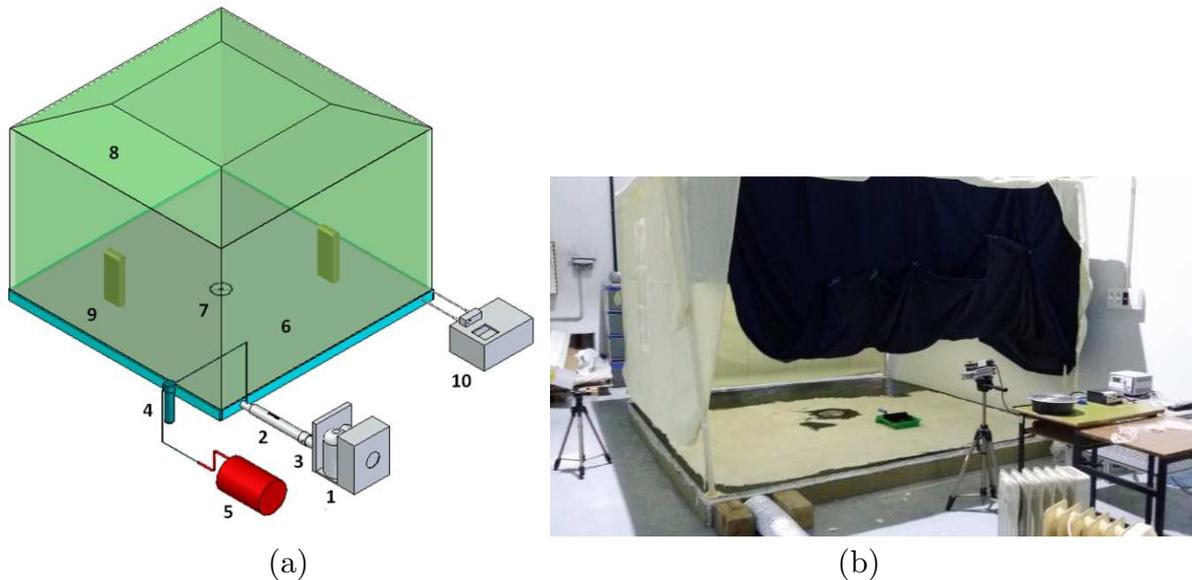


Fig. 4.2. Esquema general del montaje experimental para difusor rotacional (a) y fotografía del mismo (b).

En este caso se pretende estudiar la configuración del sistema de ventilación de un difusor rotacional instalado en el suelo para una diferencia de temperatura de $\Delta T=6K$. Inicialmente se adapta el espacio para que tenga una temperatura ambiente T_a conocida. Una vez llegado a esta temperatura, se activa tanto el circuito de agua del suelo radiante como la máquina de aire acondicionado para que impulse aire, a una temperatura T_i conocida ($\Delta T = T_a - T_i$). Se esperan unos minutos hasta que se estabiliza la forma del penacho y se adquieren las imágenes para su posterior procesado.

En cuanto a la configuración numérica, el problema se ha especificado como se observa en la Fig. 4.3 (a). El flujo se inserta a través de 5 aperturas en el plenum a

temperatura y velocidad conocidas, y el flujo se acelera al pasar por el plenum (ver Fig. 4.3 (b)) se acelera al llegar al difusor. Posteriormente, el aire entra en la habitación que presenta una altura de 3 m, en la que se han realizado 4 aperturas en la parte superior para la extracción del aire.

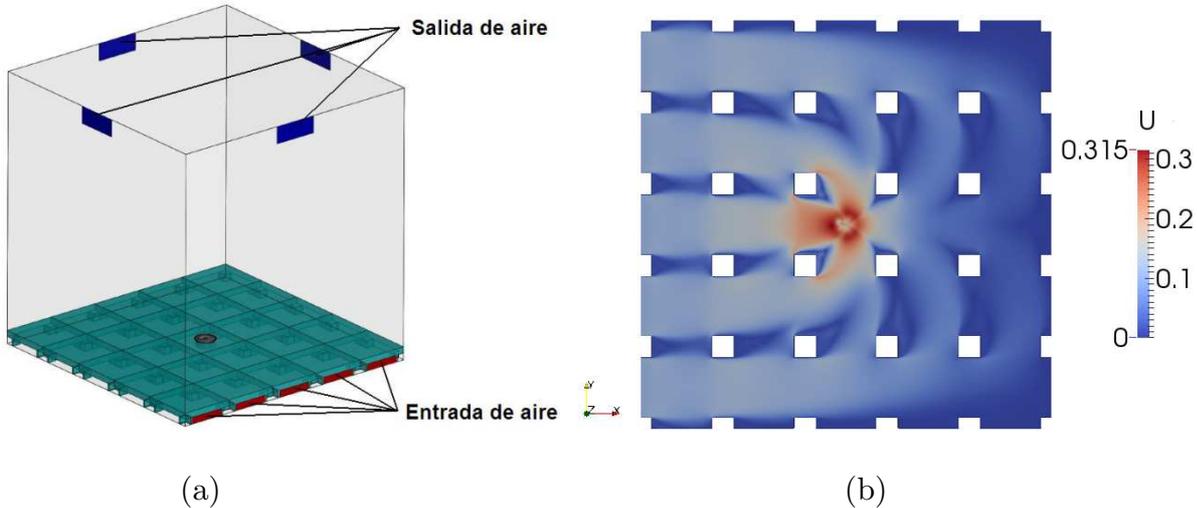


Fig. 4.3. Configuración inicial para el problema numérico (a), y representación del flujo en la sección media del plenum (b). La entrada de aire se realiza por las 5 aperturas de la izquierda y la salida a la habitación a través del plenum.

Se comprobó que el efecto del plenum casi era imperceptible en el flujo generado a la salida del difusor, y se tomó la resolución de insertar un caudal constante Q a la entrada del difusor, para evitar tener que resolver el detalle del flujo en el plenum. De la misma forma, se comprobó que situar la salida en la parte superior de la habitación no cambiaba los resultados de usar como salida todas las paredes de ésta. Esto nos llevó a definir una configuración para las simulaciones numéricas como la que se muestra en la Fig. 4.4 (a). En naranja se muestra el suelo, sobre el que se impone la condición de contorno de temperatura impuesta para el suelo T_f . Por otro lado, el flujo se hace llegar hacia el difusor a través de un conducto circular de 300 mm de diámetro (A_0 de área), sobre el que se impone una temperatura constante T_i y una velocidad constante que proporciona el caudal de funcionamiento Q . Se observa de la misma forma que todas las paredes restantes de la habitación (de 3x3x3 m), se usan de salida del flujo generado. Estas paredes están situadas lo suficientemente lejos del difusor para que no tengan apenas influencia sobre el flujo generado a la salida de éste. Finalmente, se muestra sobre el suelo isoterma la concentración de nodos cerca del difusor, cosa que se aprecia más claramente en el detalle mostrado en la Fig. 4.4 (b). Finalmente, el ambiente se inicia con una temperatura T_a y las paredes colindantes (que se utilizan como salida del flujo) se imponen a esta temperatura ambiental constante.

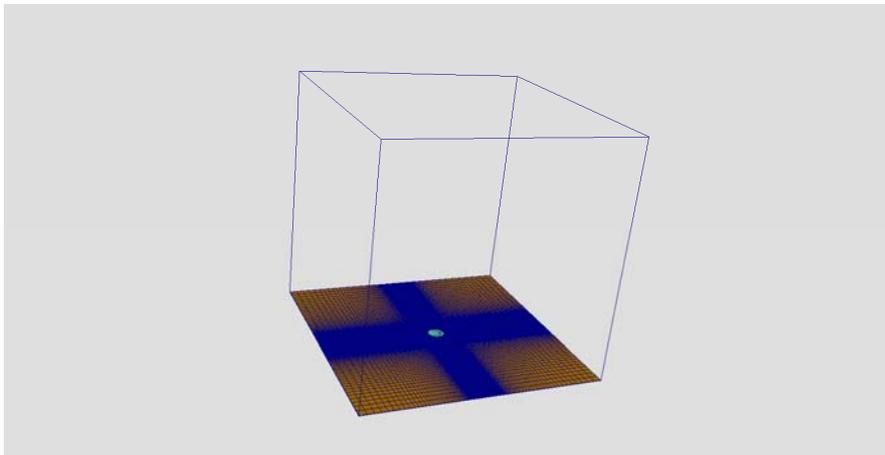


Los números adimensionales que controlan el flujo de este problema serán el número de Reynolds y el número de Richardson:

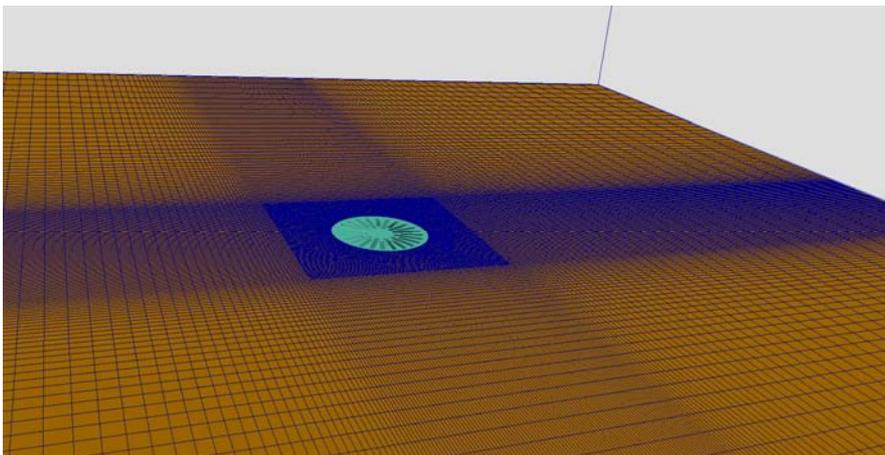
$$Re = \frac{QD}{A_0 v}, \quad (4.1)$$

$$Ri = \frac{g\beta(T_f - T_0)DA_0^2}{Q^2}. \quad (4.2)$$

En las simulaciones numéricas los números de Reynolds oscilan entre 10000 y 50000, mientras que los números de Richardson varían entre 4 y 100.



(a)



(b)

Fig. 4.4. Esquema final de la configuración numérica del problema (a), donde se marca el suelo isoterma en naranja y el difusor en azul claro. Se muestra también un detalle de la concentración de nodos de la malla cerca del difusor. Detalle de la malla cerca de la zona del difusor (b).

4.3. Resultados

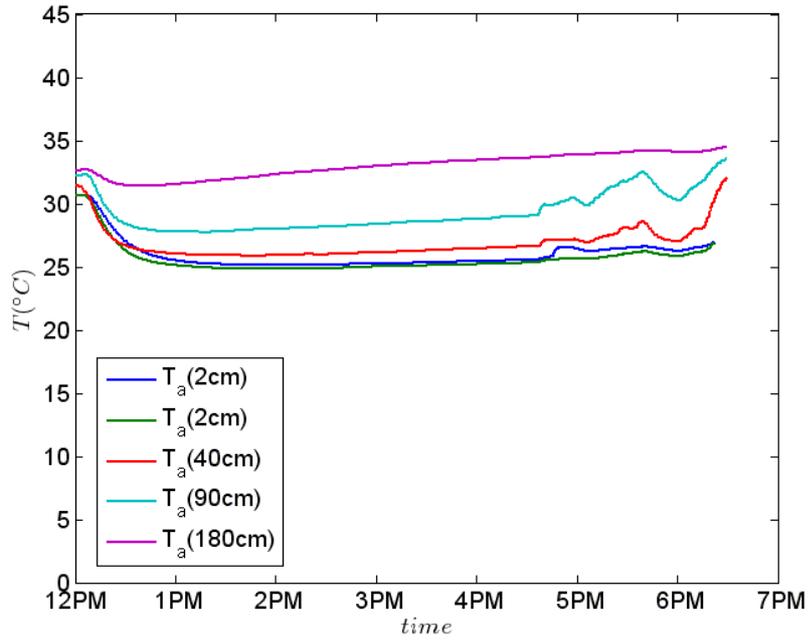
4.3.1. Simulación y experimentación del sistema

Para analizar la evolución del sistema se ha tomado el caso de $Q=150 \text{ m}^3/\text{h}$. Se han colocado sondas de temperatura a distintas alturas para medir la estratificación en la misma zona de estudio que la empleada con anterioridad de $3 \times 3 \times 3 \text{ m}$. Las medidas de las velocidades en la impulsión se han realizado con el anemómetro Testo de hilo caliente. La temperatura del aire se mide con sensores sobre el suelo a diferentes alturas (20, 400, 900 y 1800 mm). La temperatura a 20 mm se mide con un sensor de suelo. La temperatura del suelo se ha medido con cuatro sensores colocados en una línea transversal. El resultado mostrado es la media.

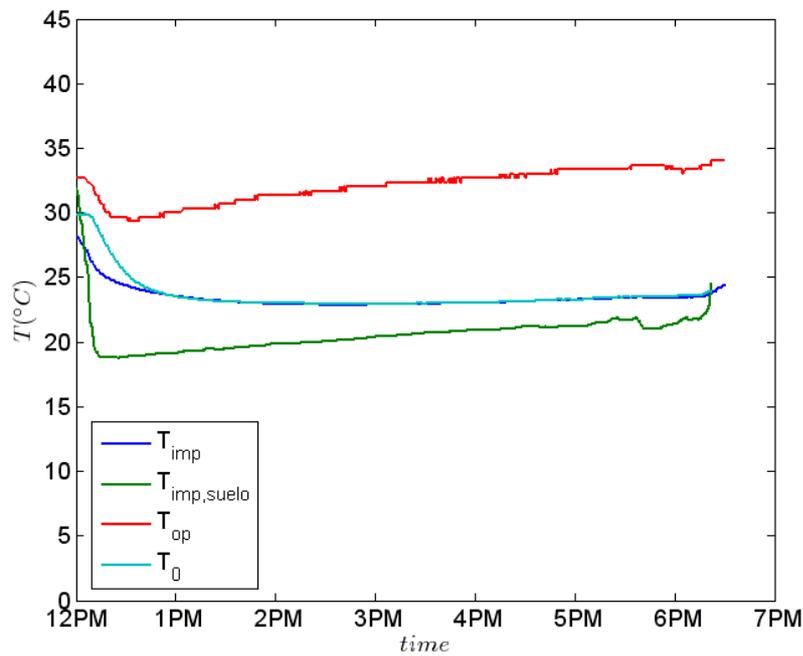
La temperatura del aire tratado a la salida del difusor toma la medida promedio del suelo a partir de la hora de ponerse en marcha el experimento. Por último, la temperatura operativa o temperatura resultante seca de un recinto es aquella temperatura única que deberían tener tanto el aire como las paredes, para que una persona media intercambiase por convección y radiación la misma cantidad de energía que intercambia en la situación real. En la práctica se mide como la media entre la temperatura radiante media y la temperatura seca.

Los resultados experimentales se muestran en la Fig. 4.5. En Fig. 4.5 (a) se muestran los resultados de las mediciones de temperaturas medidas a 20, 400, 900 y 1800 mm en la habitación. Se observa cómo una vez comienza el experimento, se tiene un transitorio inicial de 30 minutos, y después todas las temperaturas suben ligeramente, debido sobre todo al aumento de la temperatura en el laboratorio (se realiza el experimento durante una tarde completa). Por último, en Fig. 4.5 (b) se muestran la temperatura del aire de entrada al plenum ($T_{imp,suelo}$), la temperatura de impulsión del aire en la habitación (T_{imp}), la temperatura del suelo ($T_f=T_0$) y la temperatura operativa (T_{op}). Se observa que aparte del transitorio inicial necesario para poner a la temperatura de trabajo el suelo técnico, el sistema es capaz de mantener la temperatura constante con una buena precisión. De la misma forma, se observa que la inercia del suelo es la que controla la temperatura de salida del aire del plenum (T_{imp}), ya que en éste las velocidades son lo suficientemente pequeñas como para que haya un intercambio de calor entre los conductos de agua refrigerada y el aire tratado.

Los cambios bruscos se corresponden con el momento en el que se prepara el experimento para hacer las visualizaciones, se abre la tela con la altura y ancho necesario para que pase el haz láser y para que se puedan hacer las grabaciones.



(a)



(b)

Fig. 4.5. Temperaturas en los distintos puntos de la instalación (a). Medida de la temperatura del aire de entrada al plenum ($T_{imp,suelo}$), la temperatura de impulsión del aire en la habitación (T_{imp}), la temperatura del suelo ($T_f=T_0$) y la temperatura operativa (T_{op}) (b). El tiempo se mide en horas de funcionamiento (hora local).

4.3.2. Resultados experimentales

Para analizar los resultados experimentales se usarán las imágenes grabadas con la videocámara. Se extraen las distintas imágenes del vídeo, que tienen un aspecto como el representado en la Fig. 4.6. Los resultados experimentales mostrados en este capítulo han sido realizados con un $T_a = 307$ K, $T_i = T_f = 296,5$ K. A partir de toda la serie de imágenes grabadas, se obtiene una imagen promedio, sumando las intensidades de color de todas ellas, y dividiendo por el número de imágenes utilizadas. Esto permite obtener unas imágenes donde no se observan las fluctuaciones de humo, si no que dan una estimación de la forma del penacho.

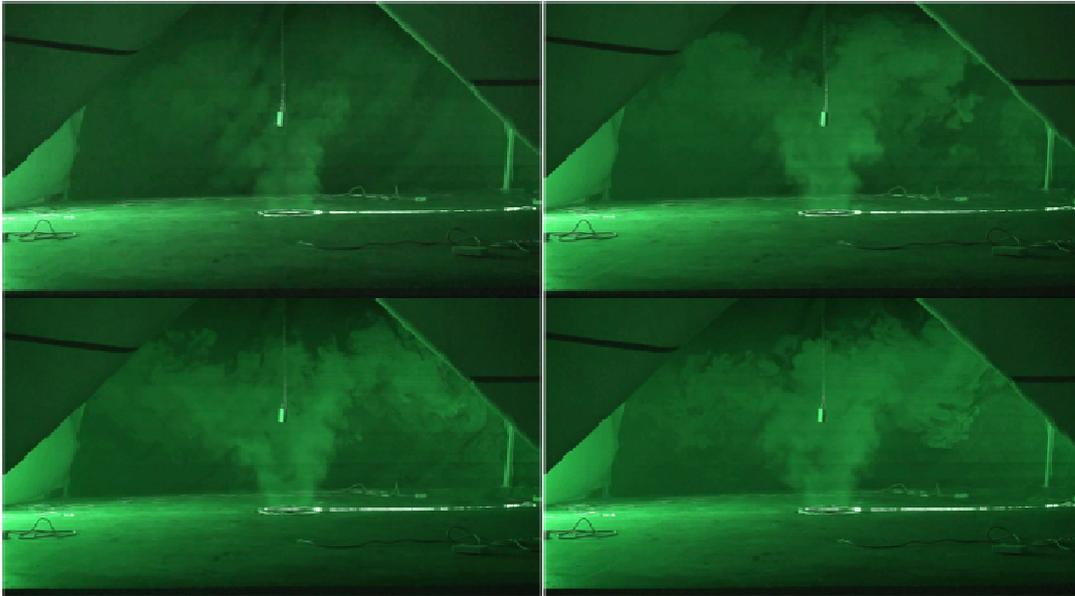


Fig. 4.6. Imágenes instantáneas para un caudal de $Q = 150$ m³/h.

Los resultados de las imágenes promedio definitivas se representan en la Fig. 4.7 para los distintos caudales estudiados. Se observa como para el caudal menor, el flujo tiende a abrirse más hacia el exterior (a sentir más el efecto de la rotación) mientras que, para caudales mayores, la flotabilidad y rotación es vencida por la cantidad de movimiento vertical, que hace que el chorro de aire frío se enderece. Estos resultados concuerdan cualitativamente con los obtenidos numéricamente.

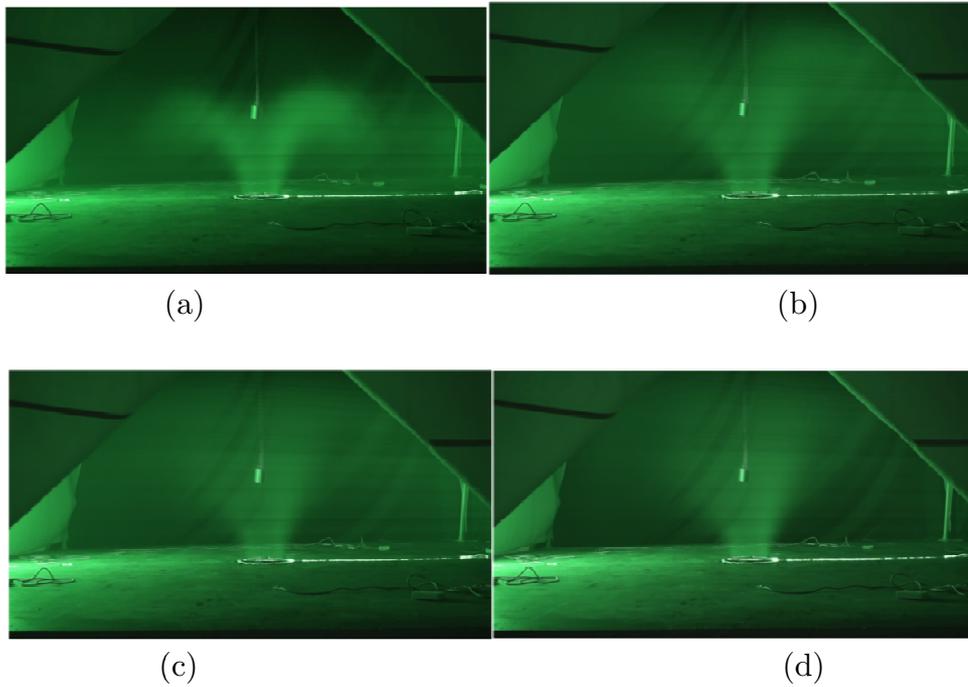
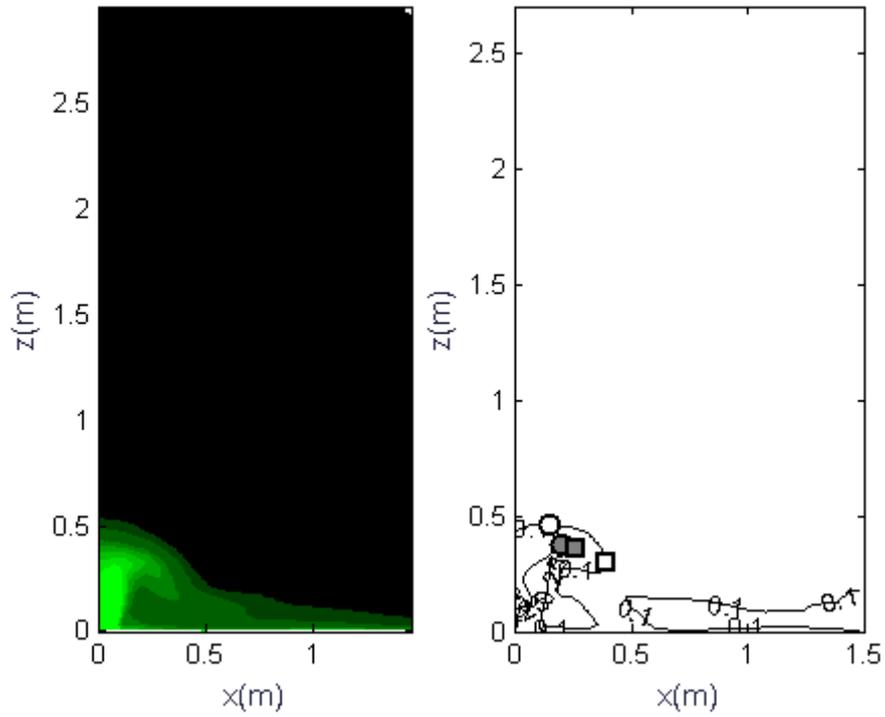


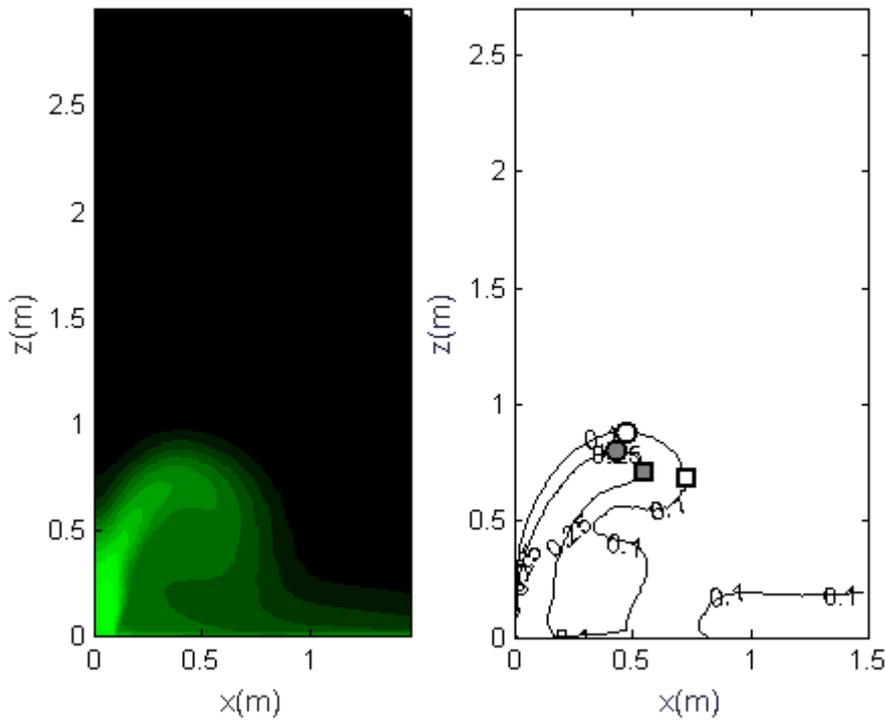
Fig. 4.7. Imágenes promedio para $Q=75 \text{ m}^3/\text{h}$ (a), $Q=150 \text{ m}^3/\text{h}$ (b), $Q=200 \text{ m}^3/\text{h}$ (c) y $Q=250 \text{ m}^3/\text{h}$ (d).

4.3.3. Resultados numéricos

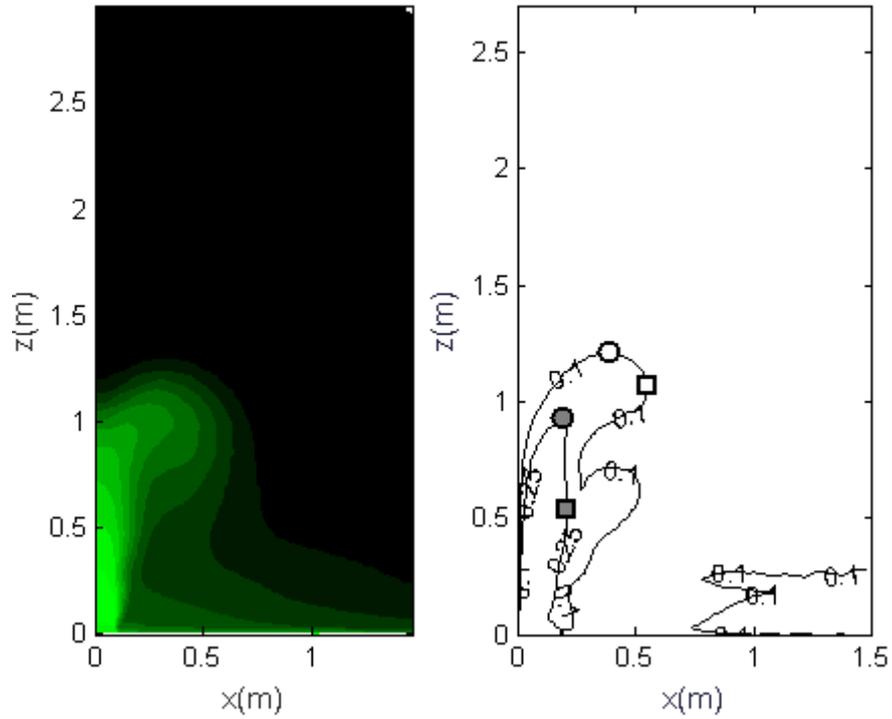
En la Fig. 4.8 se muestran los isocontornos de temperatura (columna izquierda), y de velocidad ($v = 0,1$ y $0,25 \text{ m/s}$, columna derecha) en el plano xz para los diferentes caudales estudiados. Existe un excelente acuerdo entre la dinámica del flujo de una ventilación por desplazamiento (a) y el resto de configuraciones en las que se observa un chorro vertical que produce una ventilación por mezcla (b)-(d).



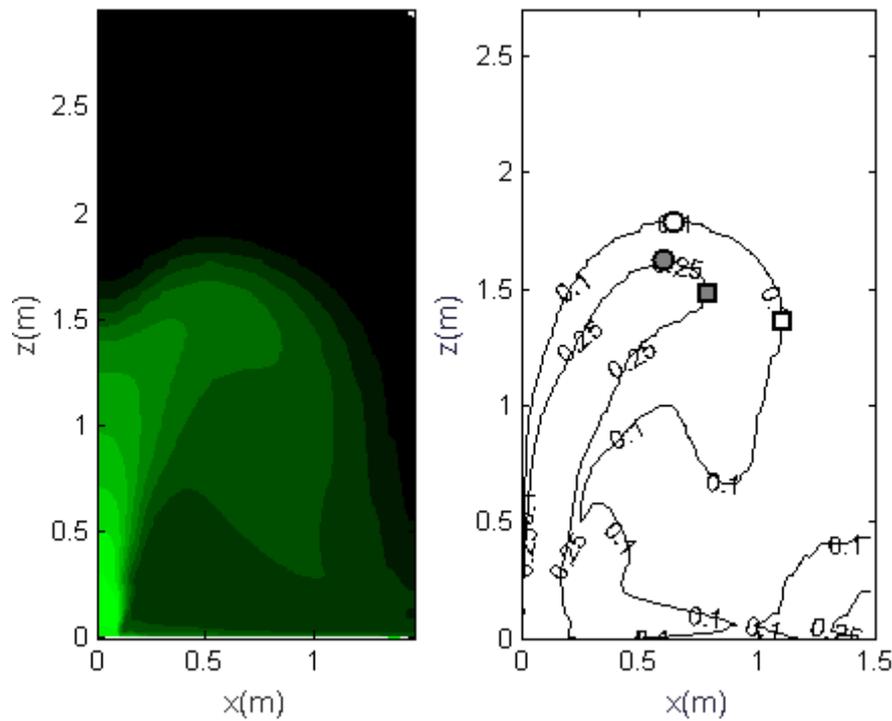
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 4.8. Isocontornos de temperatura (izquierda) y de velocidad (derecha) para los distintos caudales estudiados ($Q=75$ (a), 150 (b), 200 (c) y 250 (d) m^3/h , de arriba hacia abajo). En las figuras de isocontornos de temperatura (izquierda) se presenta en verde la impulsión y en negro el ambiente. La diferencia es de 6K .

4.4. Modelado, simulación y experimentación del sistema completo

Para el modelado del sistema es necesario conocer el calor por convección que se obtiene al moverse el aire sobre la superficie a temperatura constante, el cual vamos a representar a través del número de Nusselt. Para ello, en los diferentes caudales estudiados se ha calculado el calor transferido sobre el suelo. Esto se representa en la Fig. 4.9. En ella se observa que el calor transferido por la superficie, representado por el número de Nusselt, crece linealmente con el número de Reynolds.

El número de Nusselt lo hemos definido como

$$Nu_D = \frac{QD}{k\Delta T}, \quad (4.3)$$

donde k es la conductividad térmica del aire a 300K.

La expresión general es de la forma:

$$Nu_D = 24.895 + 3.181e^{-4}Re. \quad (4.4)$$

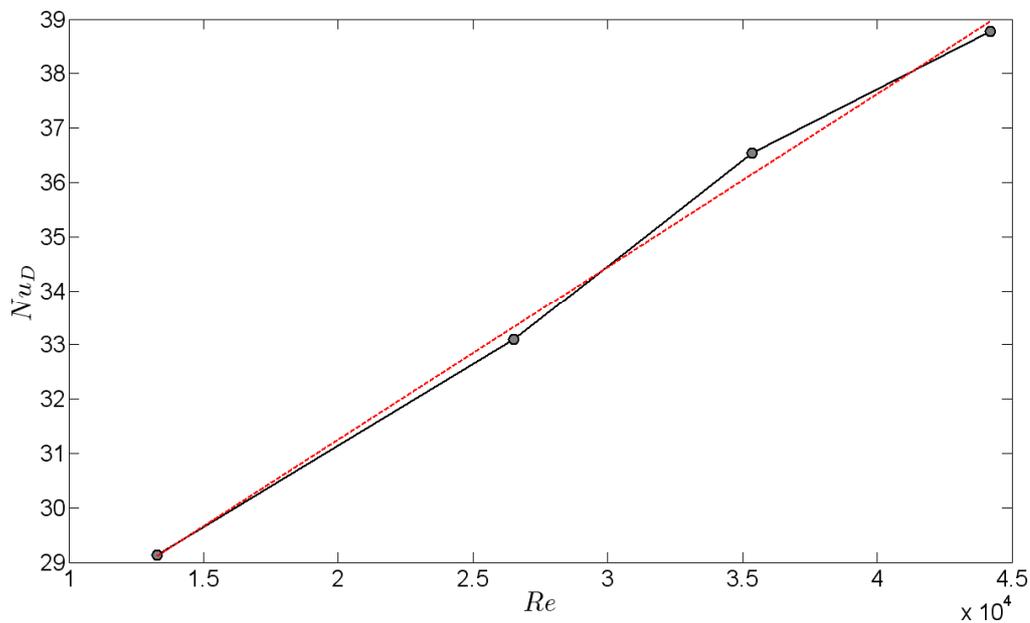


Fig. 4.9. Número de Nusselt en función del número de Reynolds.

Por tanto, se ha observado como existe una tendencia lineal entre el calor transferido con la superficie y el número de Reynolds, independientemente del sistema de ventilación (mezcla o desplazamiento).

4.5. Conclusiones

En este capítulo se ha hecho un estudio numérico y experimental de un difusor rotacional para instalación en suelo. Se ha observado que los resultados experimentales y numéricos permiten discernir en primera aproximación entre un comportamiento del difusor rotacional operando como un sistema de ventilación por desplazamiento para bajos caudales (flujo cuya estructura se aproxima rápidamente hacia el suelo), y otro modo de operación como ventilación por mezcla para caudales medios y altos. Este proceso es debido a la competición entre las fuerzas de flotabilidad y centrífugas que tienden a cambiar la trayectoria del penacho hacia el exterior, y el momento vertical que tiende a impulsar el flujo de aire de forma vertical. Se necesitarían resolver algunos caudales más para poder determinar el caudal crítico en el que se produce la transición entre los dos comportamientos.

Por otro lado, se instrumentó la habitación para realizar una medición del proceso de enfriamiento completo. En cuanto a la evolución temporal de las diferentes temperaturas del experimento, se muestran los resultados obtenidos para mediciones en diferentes posiciones de la habitación llegándose a un estado estacionario para todas las temperaturas monitorizadas. Los resultados numéricos nos han permitido calcular el flujo de calor entre el ambiente y el suelo, para el que se ha obtenido una correlación en función del número de Reynolds. Se ha comprobado que la tendencia es lineal, independientemente del tipo de sistema de ventilación. Sería necesario un estudio del flujo de calor intercambiado entre el suelo y el ambiente para distintas diferencias de temperatura, lo que permitiría realizar una correlación completa para este tipo de difusores rotacionales.

Capítulo 5

Método de transferencia de magnitudes fluidas entre mallas para la simulación de sistemas HVAC

Magnitude Mesh Transfer method for numerical simulations in HVAC installations. En preparación para *Energy and Building*.

5.1. Introducción

En este capítulo se presenta un estudio detallado de la técnica de transferencia de magnitudes fluidas entre mallas (MTM, *Mesh Transfer Magnitudes*), inspirado en la técnica de la caja y que ha sido previamente utilizada para presentar los resultados numéricos del capítulo 3. Básicamente consiste en dividir la malla en dos partes: la interior se refiere a la zona desde que entra el flujo por el conducto, hasta el propio difusor, y la exterior, que comprende el espacio físico desde la salida del difusor hasta la habitación.

Generalmente el diseñador de sistemas HVAC en edificios está interesado en realizar simulaciones sencillas que le permitan optimizar el número de difusores a colocar y su disposición, para conseguir condiciones de confort en toda la zona habitable. Si tuviera que realizar mallados de la zona completa de estudio, le obligaría a realizar mallas tremendamente complejas al tener que modelar el espacio dentro de los conductos y en los difusores. Esto obliga a crear mallas excesivamente complicadas y con tamaño de elementos muy pequeños en esa última zona. Por otro lado, en la zona exterior generalmente el flujo es mucho más sencillo y transcurre en habitaciones, generalmente cuadradas, con lo que se pueden utilizar mallas mucho menos complicadas. En la técnica de la caja (Nielsen, 1991), se propone establecer una caja en la zona de salida del difusor, y usar como condiciones de contorno bien expresiones analíticas aproximadas o medidas experimentales. En el primer caso, es muy complicado tener expresiones analíticas de todas las variables en juego, y en el segundo, obligaría a hacer experimentos complicados para cada una de las configuraciones y caudales de funcionamiento. La técnica MTM propone la creación de dos mallas, una interior que contenga al difusor y una exterior para la habitación,

que estén conectadas a través de una superficie esférica. En este caso se podrá hacer una simulación rápida en la malla interior, y una vez obtenidas todas las magnitudes en la sección de salida de la malla interior, transferirlas. La principal ventaja del método propuesto es que permite transferir todas las magnitudes fluidas entre las dos mallas (incluidas las magnitudes de los modelos de turbulencia), teniendo una malla interior muy precisa y una malla exterior menos precisa. El objetivo principal de este estudio es caracterizar el efecto de la reducción del tamaño de malla entre la zona interior y la exterior. Por otro lado, se evalúa también la posibilidad de utilizar dos tipos de transferencia: interpolación directa de las magnitudes fluidas o aproximar estas magnitudes en la esfera de la malla inferior mediante armónicos esféricos para usarlos después como condición de contorno en la malla exterior.

5.2. Método numérico

Como se ha indicado anteriormente, el método propuesto pretende disminuir el tiempo de cálculo, realizando una malla muy precisa en la zona del difusor (malla interior), donde es más complicado obtener una malla simple, usando como salida del dominio computacional una esfera de radio $R = 100$ mm. Por otro lado, la malla exterior, corresponde con la malla de la habitación, usando como entrada una esfera del mismo tamaño que la existente en la malla interior. La diferencia principal en este caso es que en la malla exterior se usarán menos puntos, y por tanto habrá que realizar una interpolación.

5.2.1. Ecuaciones y condiciones de contorno

Se han realizado los mallados en Gambit®, y las simulaciones en OpenFOAM®, mediante su solver *buoyantBoussinesqPimpleFoam*, que resuelve las ecuaciones de cantidad de movimiento y energía para un líquido con turbulencia, con la hipótesis de Boussinesq,

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} = -\nabla p_{rgh} - \mathbf{g} \cdot \nabla \rho_k \mathbf{e}_z + \nu_{eff} \nabla^2 \mathbf{v}, \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla T = \alpha_{eff} \nabla^2 T, \quad (5.2)$$

donde \mathbf{v} y T son la velocidad y temperatura respectivamente. La hipótesis de Boussinesq se trata a través de las variaciones de densidad (y por tanto de flotabilidad) debido a la temperatura $\rho_k = \rho/\rho_{ref} = 1 + \beta (T - T_{ref})$ donde β es el coeficiente de dilatación térmica. La presión normalizada es $p_{rgh} = p/\rho_{ref}$. Como se va a usar un método de modelado de la turbulencia RANS, habrá que obtener los

valores de las viscosidades cinemáticas efectivas, ν_{eff} , y las difusividades térmicas efectivas, α_{eff}

$$\nu_{eff} = \nu + \nu_t, \quad (5.3)$$

$$\alpha_{eff} = \nu / P_r + \alpha_t, \quad (5.4)$$

donde P_r es el número de Prandtl. La discretización se realiza mediante volúmenes finitos (por lo tanto, las ecuaciones se evalúan de forma integral), y el flujo es incompresible. En este caso, es la presión es aquella variable que es capaz de hacer que el flujo cumpla la condición de ser solenoidal,

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0. \quad (5.5)$$

La técnica de volúmenes finitos utiliza una metodología numérica para conseguir hacer el flujo incompresible, conocida como SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) que es usado generalmente para los problemas RANS estacionarios. Posteriormente se desarrolló la técnica PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operator*), que es utilizada para resolver problemas no estacionarios, casi todos LES o U-RANS (*Unsteady RANS*). Por último, en los últimos años se han desarrollado nuevas técnicas de acople entre la presión y la velocidad para problemas estacionarios y no estacionarios. Esta es la técnica PIMPLE (PISO y SIMPLE unidos). Básicamente consiste en resolver una ecuación para la presión

$$\nabla^2 p = f(\mathbf{v}, \rho_k), \quad (5.6)$$

de la que se obtiene un valor que corrige el flujo entre las celdas hasta que hace que la suma de todos los flujos que entran y salen de una celda sean menores que una tolerancia (si entra el mismo flujo másico que sale quiere decir que el problema es incompresible).

5.2.2. Mallas

En la Fig. 5.1 se representan un corte de la malla interior y en la Fig. 5.2 la malla exterior con un detalle del difusor utilizado y la representación de la malla sobre el suelo, donde se observa la concentración de nodos cerca del centro de la habitación. Se puede observar en la Fig. 5.1 que la malla interior comienza en un tubo circular, que pasa por los huecos que deja el difusor, para salir a través de la superficie esférica, mientras que la malla exterior está compuesta por una habitación en la que entra el aire a través de la misma superficie esférica. En la Fig. 5.3 (a) se

observa la malla sobre la superficie esférica en la entrada de la malla exterior. Esta malla es la misma que la de la superficie interior en el primer caso [Fig. 5.3 (a)], y se reducen el número de puntos en esta superficie a 1:2, 1:4, 1:8 y 1:16 para (b)-(e), respectivamente. En la tabla 1 se resumen el número de puntos totales que tienen la malla interior, las mallas exteriores con las distintas reducciones y la malla total, que es la suma de la interior más la exterior sin reducción.

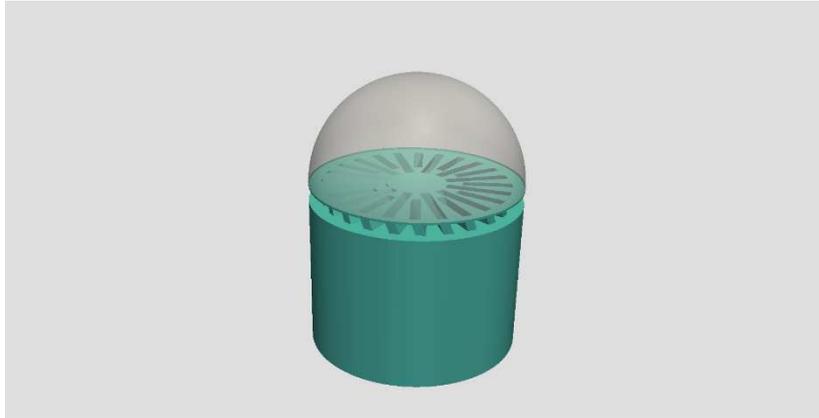


Fig. 5.1. Detalle de la malla junto con el difusor rotacional.

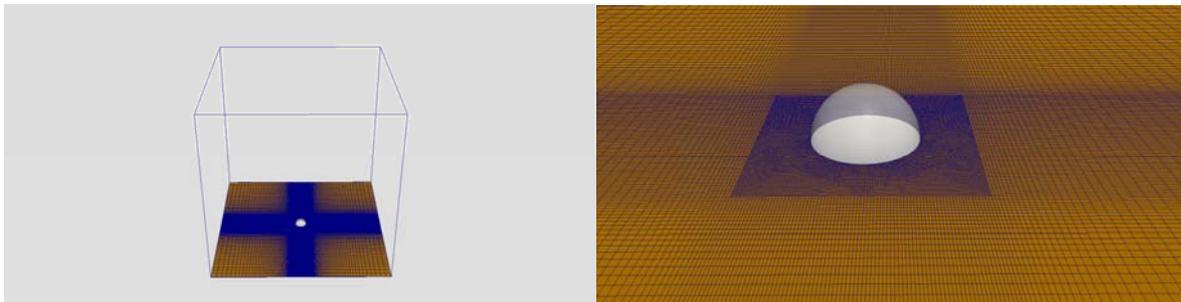
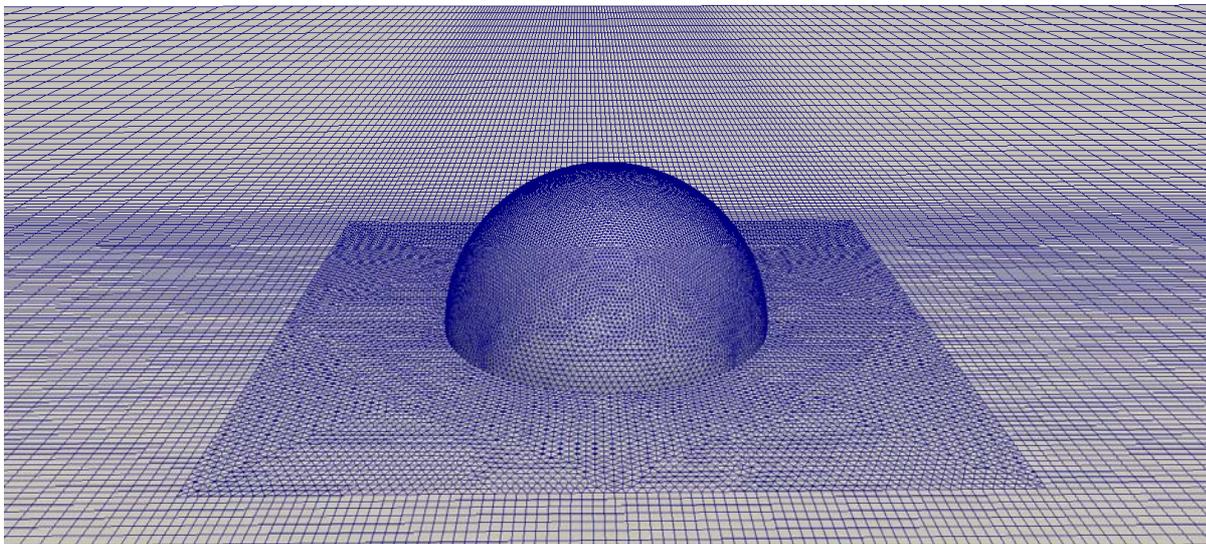


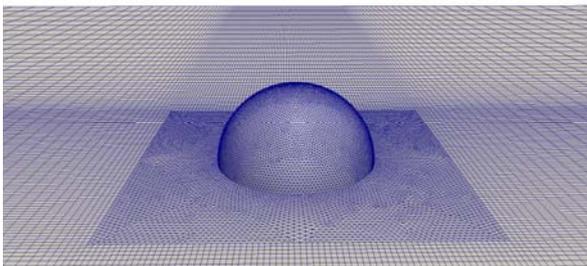
Fig. 5.2. Detalle de la malla exterior.

Malla, Elementos	1:1	1:2	1:4	1:80	1:16
Interior	1e6	-	-	-	-
Exterior	3.2e6	1.8e6	9.8e5	4.4e5	2.4e5
Total	4.8e6	-	-	-	-

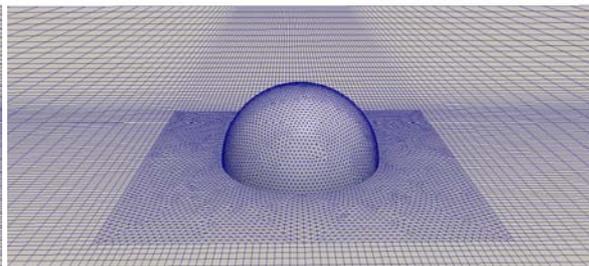
Tabla 1: Número aproximado de puntos de la malla interior (difusor), malla exterior (habitación) para distinto número de reducciones, y malla completa.



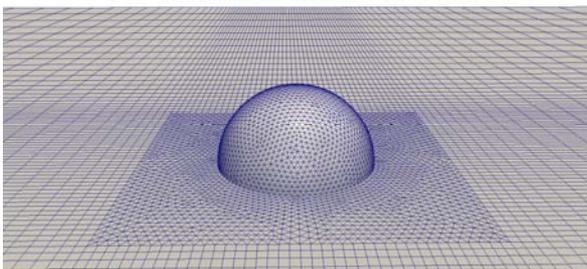
(a)



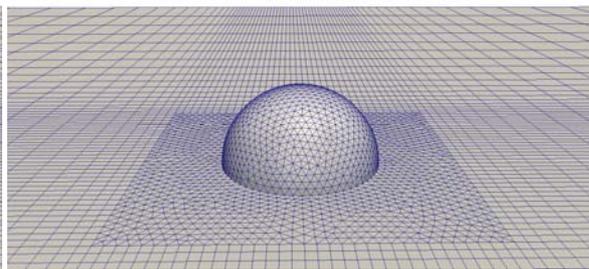
(b)



(c)



(d)



(e)

Fig. 5.3. Detalle de la malla exterior donde se observan la diferencia en el número de puntos sobre la esfera de entrada. (a) la malla en la superficie de la esfera es la misma que la que tiene la esfera inferior. En las siguientes figuras se van reduciendo el número de puntos a la mitad (b), un cuarto (c), un octavo (d) y un dieciseisavo (e).

5.3. Resultados para la transferencia de resultados por interpolación

Se han hecho una serie de pruebas sobre el caso concreto del caudal $Q = 150 \text{ m}^3/\text{h}$. En este caso se ha probado hacer la simulación completa del flujo de aire y su temperatura *buoyantBoussinesqPimpleFoam*, y sólo del flujo del fluido *simpleFoam*. Este algoritmo está indicado para la resolución de las ecuaciones de conservación de la masa y de la cantidad de movimiento en flujos turbulentos sin flotabilidad. Los resultados se han transportado a la malla exterior 1:1, y para completar el caso de *simpleFoam* (puesto que para el algoritmo de resolución con flotabilidad hace falta una condición de contorno de temperatura), se le ha añadido una temperatura constante e igual a la de entrada en la habitación. Se comparan ambos resultados y puede observarse que los errores son menores al 1% en la estimación de la caída. De esta forma, no sería necesario resolver la temperatura en la malla interior puesto que no aporta ninguna mejora real en los resultados obtenidos, y sin embargo aumenta el tiempo necesario de cálculo.

En cuanto a los demás casos, se compararán los resultados obtenidos en el capítulo actual con los del capítulo anterior analizando cuantitativamente los resultados. En un primer paso se verá cómo se transfieren las distintas magnitudes características (caudal, cantidad de movimiento y energía) a través de la interpolación entre las mallas, para después obtener parámetros generales como forma del penacho, alcance y caída.

5.3.1. Eficiencia en la transferencia de magnitudes físicas entre las dos mallas

Para conocer el efecto de la interpolación entre las mallas en relación a las magnitudes fluidas que se intercambian entre ellas, se utilizarán como parámetros de medida de calidad el flujo másico, el flujo de cantidad de movimiento en dirección vertical, y los flujos de energía cinética y térmica. Estos se pueden definir como

$$\Phi_M = \int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS, \quad (5.7)$$

$$\Phi_{LM} = \int_S \rho v_z \vec{v} \cdot \vec{n} dS, \quad (5.8)$$

$$\Phi_{KE} = \int_S \rho \frac{1}{2} |\vec{v}|^2 \vec{v} \cdot \vec{n} dS, \quad (5.9)$$

$$\Phi_{IE} = \int_S \rho c_p T \vec{v} \cdot \vec{n} dS. \quad (5.10)$$

Para ello se ha hecho uso de la herramienta *swak4foam* de OpenFOAM®, que permite obtener estas magnitudes. En la Fig. 5.4 se representan los resultados del error porcentual entre las magnitudes representadas en (5.7)-(5.10), mediante la expresión,

$$\epsilon_i = 100 \left| \frac{\Phi_i^E - \Phi_i^I}{\Phi_i^I} \right|, \quad \text{donde } i = M, LM, KE, IE, \quad (5.11)$$

Se puede observar en estas figuras que los errores en la transmisión de estas magnitudes son todos menores del 1% en general, y por tanto, el método de interpolación es lo suficientemente preciso.

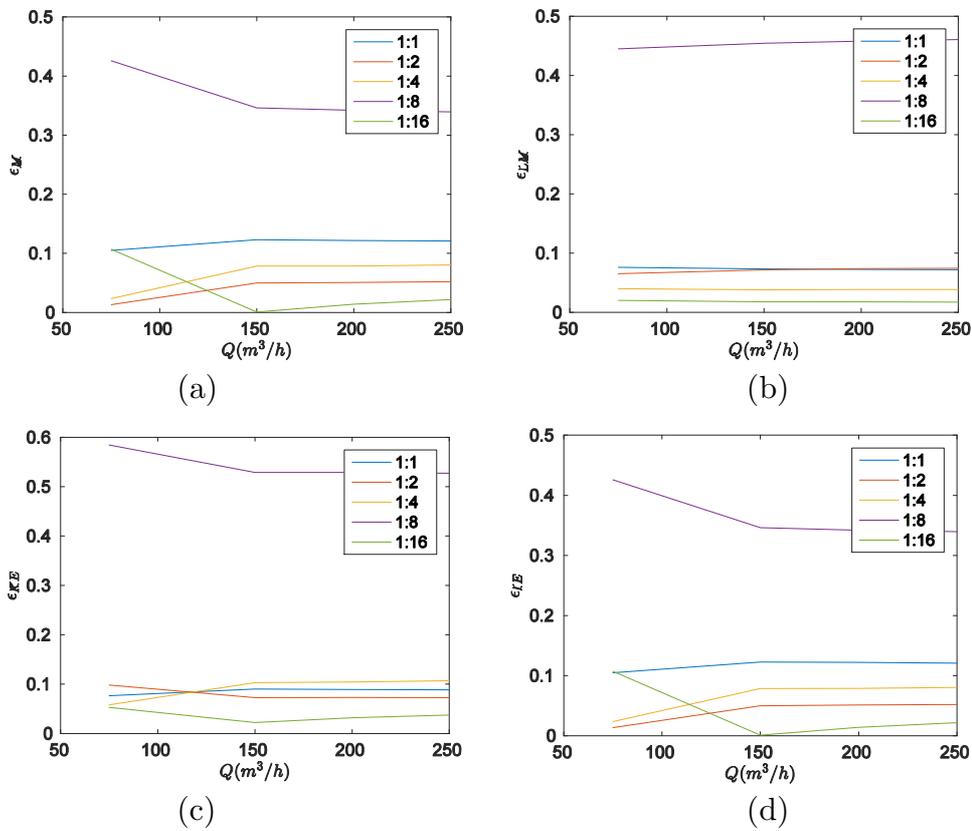
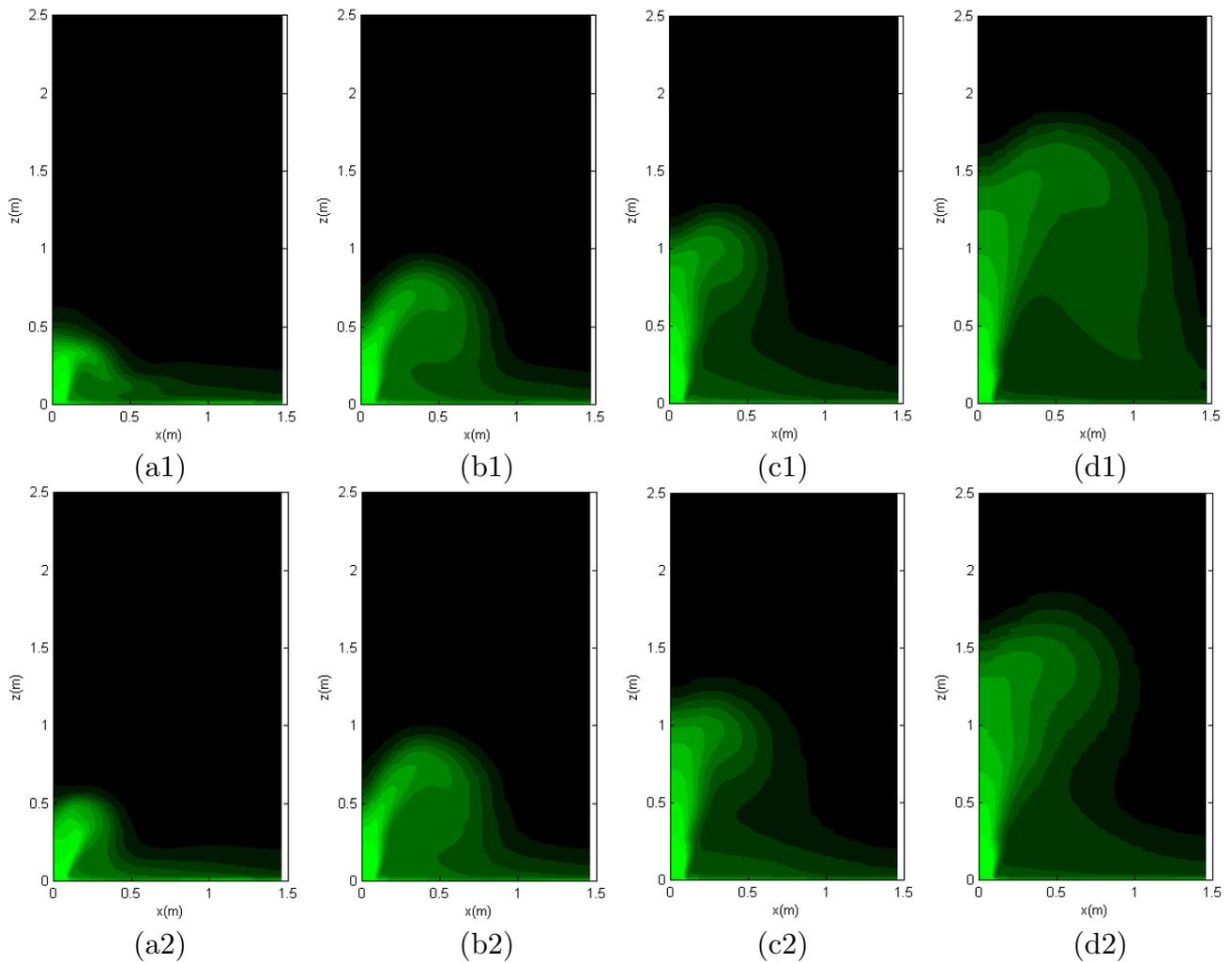


Fig. 5.4. Comparación de la eficiencia en la transferencia del flujo de masa (a), flujo de cantidad de movimiento en la dirección z (b), flujo de energía cinética (c) y flujo de energía interna (d).

5.3.2. Comparación de resultados: malla completa con mallas divididas

Finalmente se representan resultados cuantitativos de forma del penacho en las Fig. 5.5 y 5.6, y el alcance y caída para el uso de cada una de las reducciones de tamaño, en Fig. 5.7. En primer lugar, en las Fig. 5.5 y 5.6 se representan los isocontornos de temperatura y velocidad de todos los casos estudiados respectivamente. De izquierda a derecha están los distintos caudales $Q = 75, 150, 200$ y $250 \text{ m}^3/\text{h}$, y de arriba hacia abajo las distintas reducciones de malla desde la malla interior a la exterior (1:1, 1:2, 1:4, 1:8 y 1:16). Se puede observar en estas figuras que cualitativamente los resultados obtenidos de alcance y caída son muy similares en todos los casos. También podemos observar como a caudales menores de $150 \text{ m}^3/\text{h}$ la difusión del aire se realiza principalmente cerca del suelo, y por tanto serán configuraciones que pueden ser usadas en sistemas de difusión por desplazamiento.



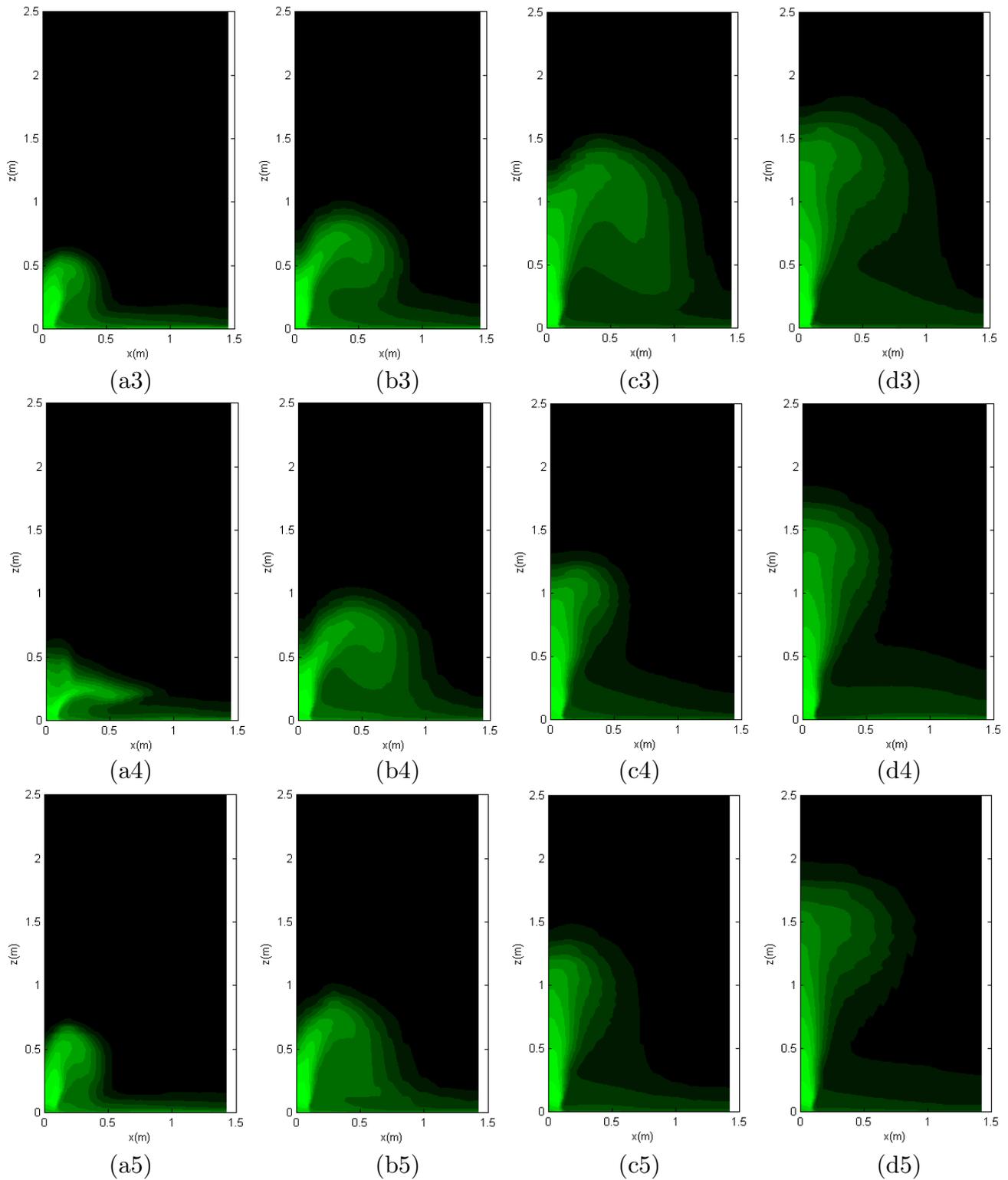
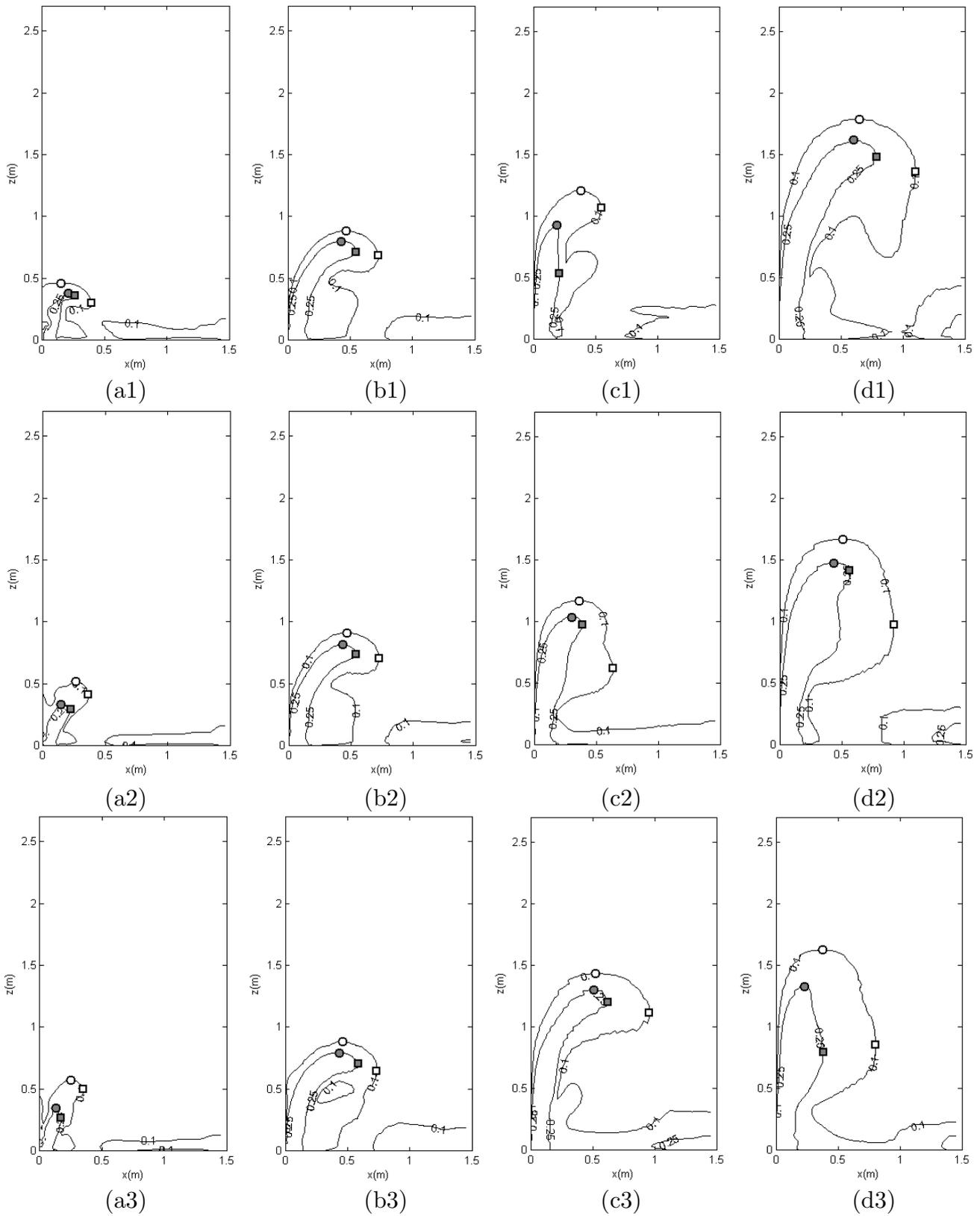


Fig. 5.5. Isocontornos de temperatura para distintas configuraciones de caudales y de reducción de nodos. De izquierda a derecha se representan los distintos caudales (a)-(d), $Q = 75, 150, 200$ y $250 \text{ m}^3/\text{h}$ y de arriba a abajo las reducciones de número de nodos entre la condición de contorno de la malla exterior y la condición de contorno de la malla interior, 1:1, 1:2, 1:4, 1:8 y 1:16, de (1) a (5) respectivamente.

Temperatura a la entrada 300K (color verde claro) y temperatura ambiente 306K (color negro).



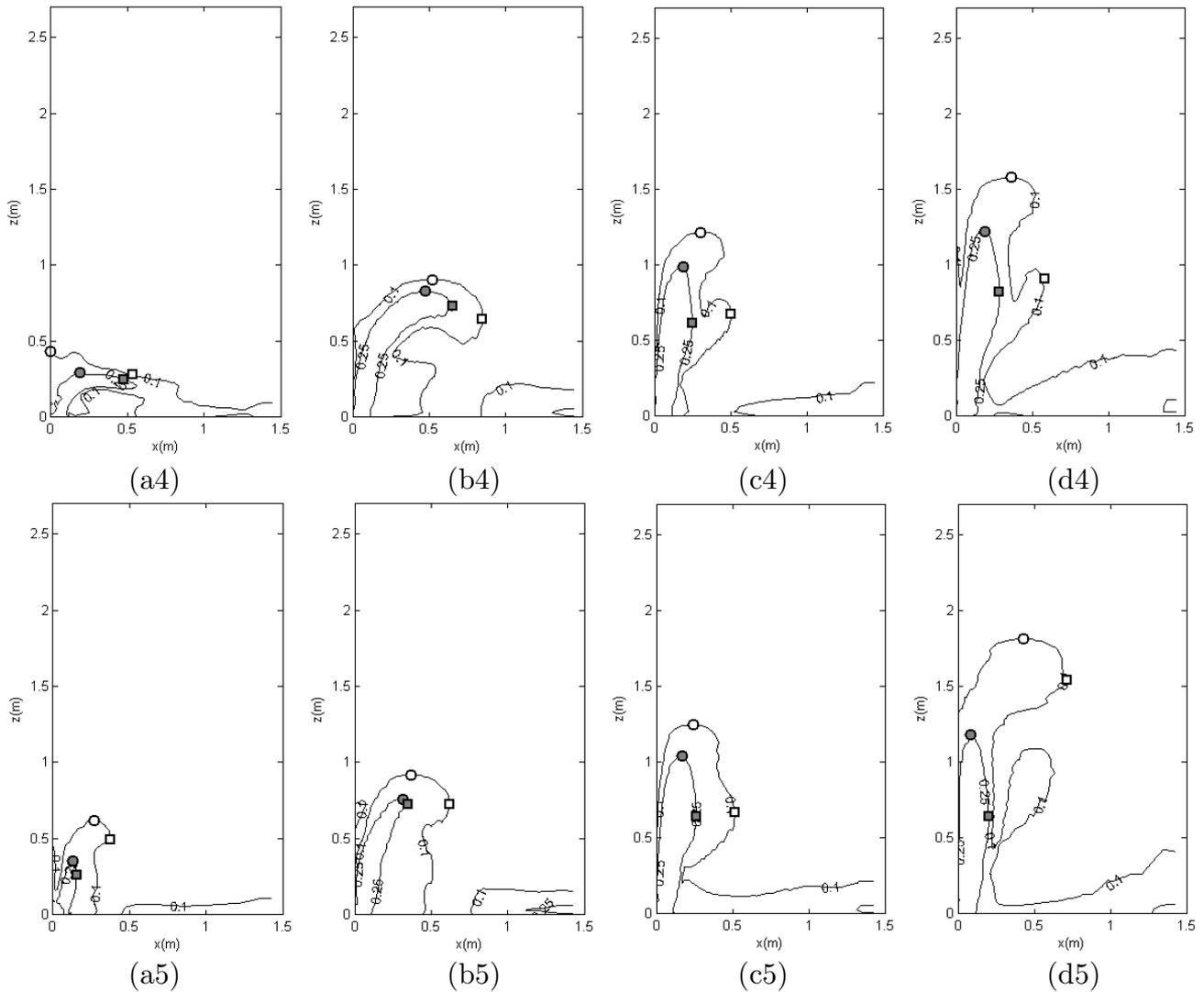
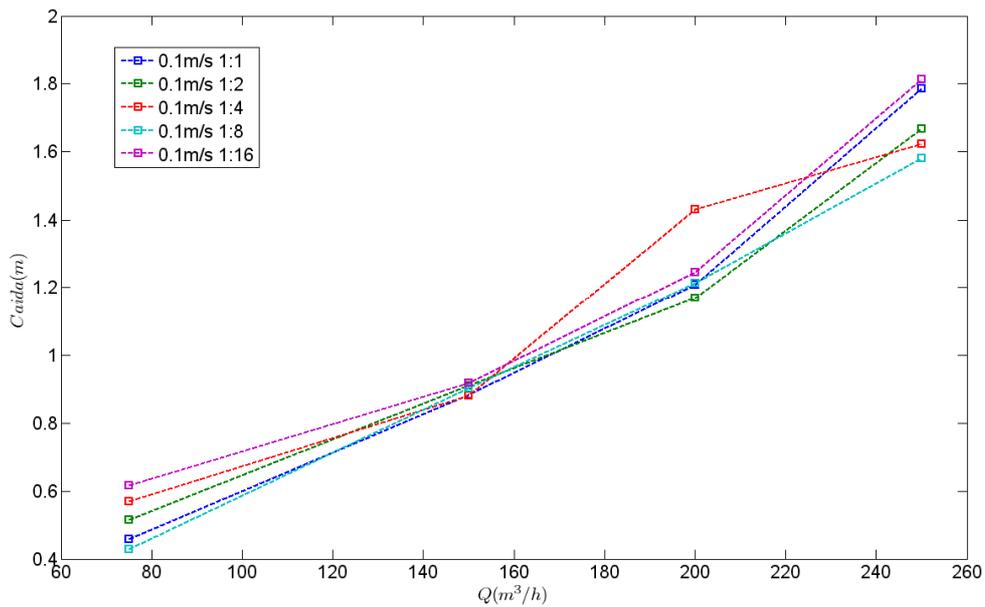


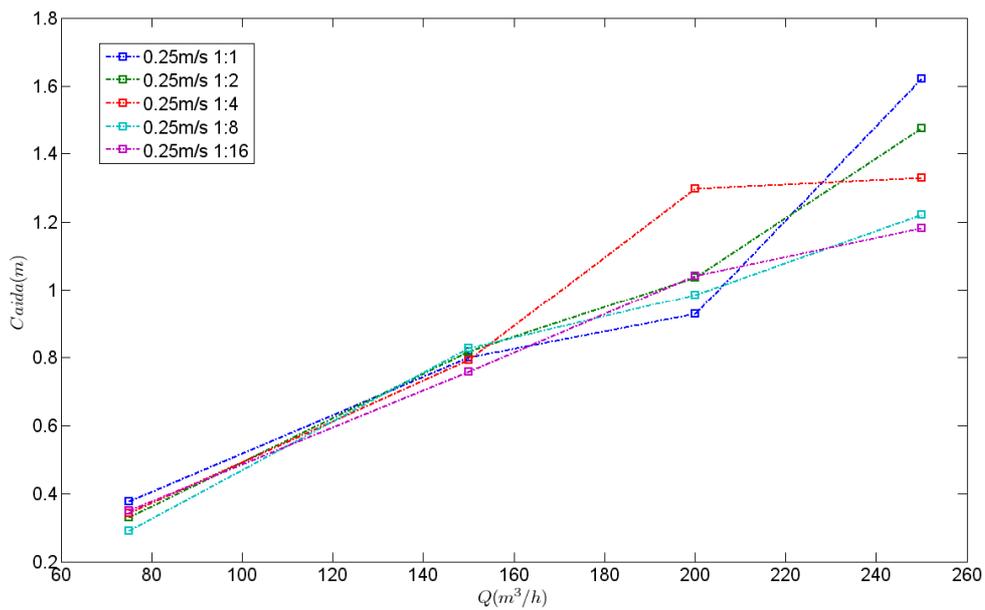
Fig. 5.6. Isocontornos de velocidad, $v = 0,1$ y $0,25$ m/s, para distintas configuraciones de caudales y de reducción de nodos. De izquierda a derecha se representan los distintos caudales (a)-(d), $Q = 75, 150, 200$ y 250 m³/h y de arriba a abajo las reducciones de número de nodos entre la condición de contorno de la malla exterior y la condición de contorno de la malla interior, 1:1, 1:2, 1:4, 1:8 y 1:16, de (1) a (5) respectivamente.

Para analizar los resultados cuantitativos se han obtenido tanto el alcance como la caída. El primero es la máxima distancia horizontal hasta la que llega el flujo para las velocidades de $0,1$ y $0,25$ m/s. De la misma forma, la caída en este caso es la máxima altura a la que llega el flujo para las velocidades de $0,1$ y $0,25$ m/s. Se representa en la Fig. 5.7 un resumen de todos los resultados, donde en (a) y (b) se representan una tendencia muy parecida para la caída, y todos los resultados para todas las reducciones presentan una tendencia creciente en el valor de la caída (variaciones del orden de 20%). Por otro lado, las Fig. 5.7 (c) y (d) muestran una mayor dispersión de los resultados. Hay que recordar que por la definición que se ha

realizado de alcance, se está estimando la distancia máxima que alcanza el penacho en horizontal, para un flujo que se desarrolla en la dirección vertical, por lo que la estimación pierde parte de la precisión (aparte de que el valor numérico del alcance es menor). De la misma forma, al usar para estas simulaciones algoritmos no estacionarios, el problema muestra una gran sensibilidad al tiempo en el que se realiza el cálculo de esta magnitud.

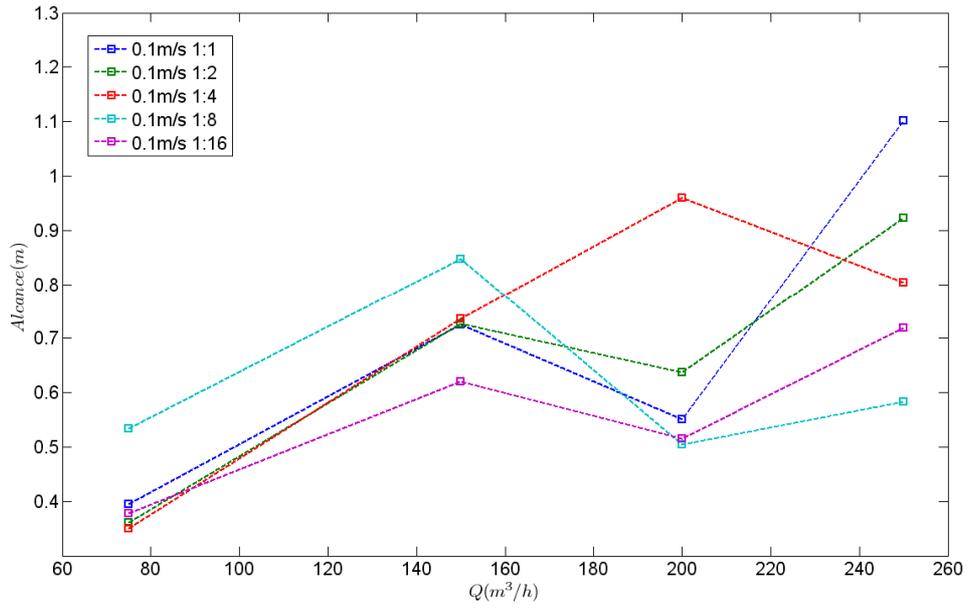


(a)

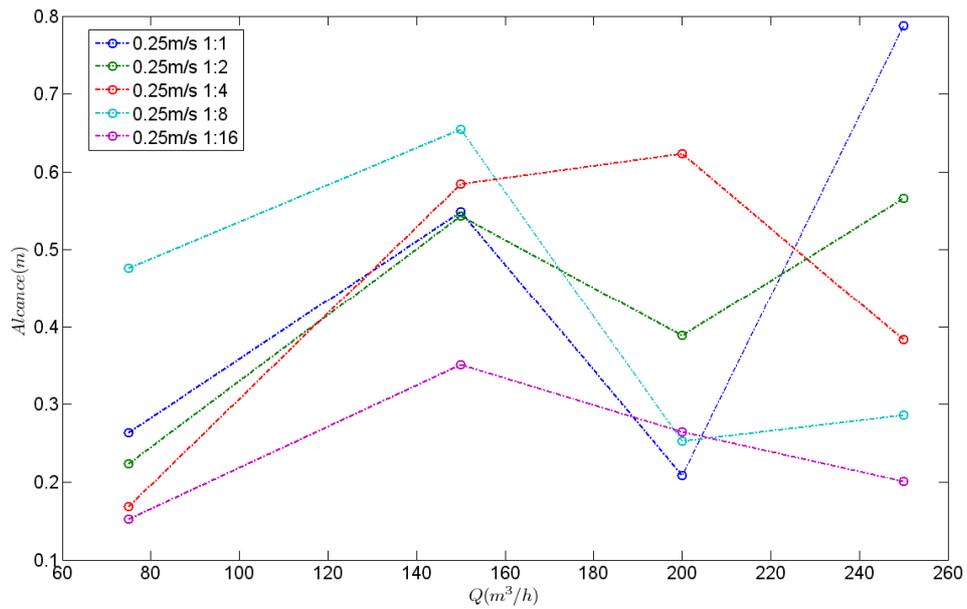


(b)





(c)



(d)

Fig. 5.7. Comparación de la caída (a)-(b) y el alcance (c)-(d) para distintos caudales y reducción de nodos para $v = 0,1$ y $0,25$ m/s.

5.4. Resultados para la proyección sobre armónicos esféricos

Una de las posibilidades que aparecen observando los resultados de la simulación de la malla interior, es que se pueden obtener todas las variables (tanto la velocidad v , temperatura T y magnitudes turbulentas κ y ϵ) en una superficie esférica (ver Fig. 5.8). Esto nos permitiría reproducir los resultados mediante de forma analítica mediante armónicos esféricos, de tal forma que los fabricantes de difusores pudieran proveer un listado de intensidades en cada uno de ellos, haciendo posible el no tener que resolver el flujo dentro del difusor, que es la parte más técnica y complicada.

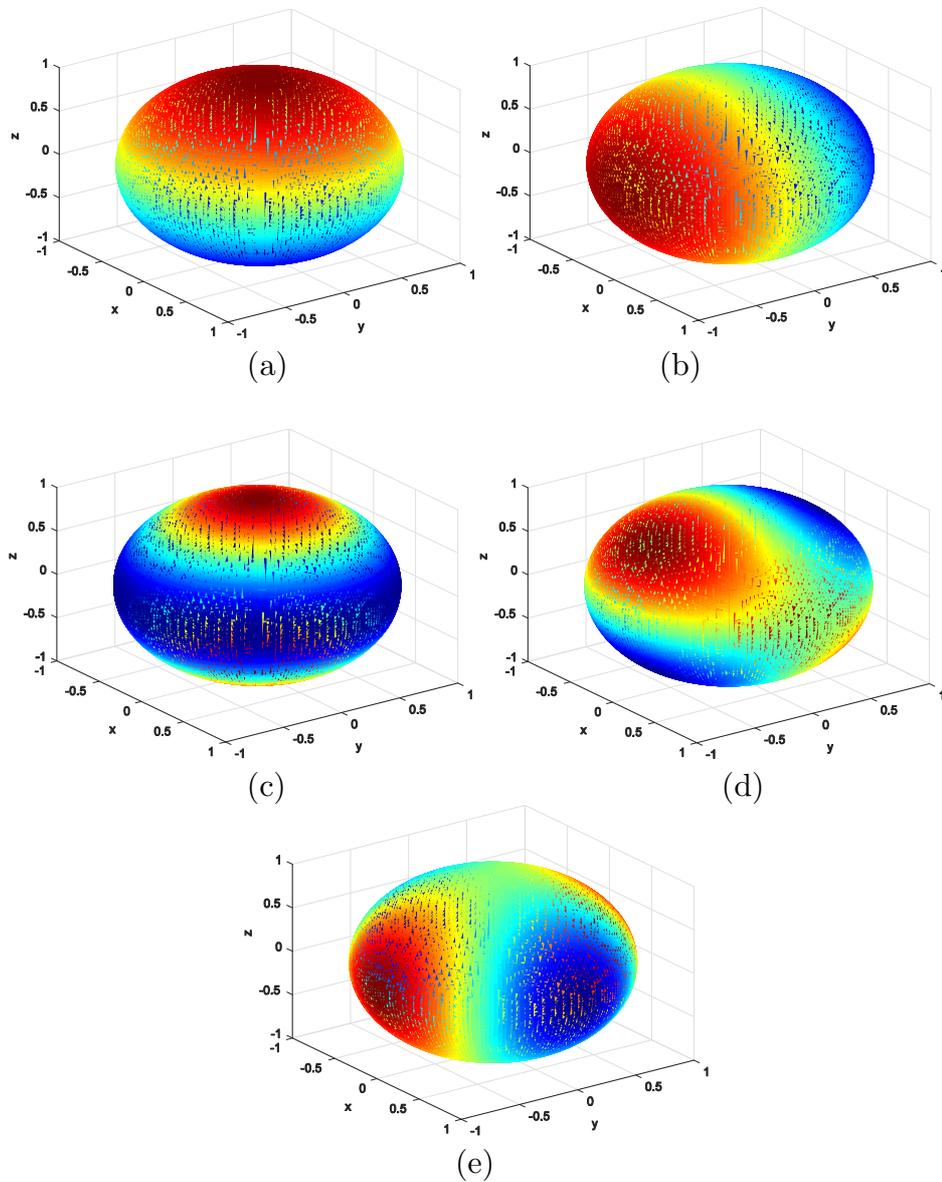


Fig. 5.8. Representación 3D de la parte real de los armónicos esféricos Y_1^0 , Y_1^1 , Y_2^0 , Y_2^1 y Y_2^2 en (a)-(e) respectivamente.

Se propone, por tanto, proyectar las soluciones de todas las componentes de velocidad sobre los armónicos esféricos para poder después recomponerlos al hacer una nueva simulación. Estos armónicos esféricos se definen como:

$$Y_l^m(\theta, \phi) = \sqrt{\frac{2l+1}{4\pi} \frac{(l-m)!}{(l+m)!}} P_l^m(\cos(\theta)) e^{im\phi}, \quad (5.12)$$

con P_l^m los polinomios de Legendre de orden l y grado m (ver Abramowitzy Stegun,1965). Al definir estos armónicos de esta forma, se puede definir un producto escalar

$$\int_0^{2\pi} \int_0^\pi Y_l^m(\theta, \phi) \overline{Y_{l'}^{m'}(\theta, \phi)} \sin(\theta) d\theta d\phi = \delta_{ll'} \delta_{mm'}, \quad (5.13)$$

donde la línea significa complejo conjugado y δ es la función delta de Dirac. Esto quiere decir que cuando el valor de esa integral será 1 siempre que $l = l'$ y $m = m'$ y 0 en los demás casos (los esféricos armónicos son ortonormales y forman una base completa). Por tanto, dada una función cualquiera $f(\theta, \phi)$ obtenida en la condición de salida de la simulación de la malla interior, se pueden descomponer en estos armónicos esféricos,

$$f(\theta, \phi) = \sum_{\forall l, -l \leq m \leq l} f_{l,m} Y_l^m(\theta, \phi). \quad (5.14)$$

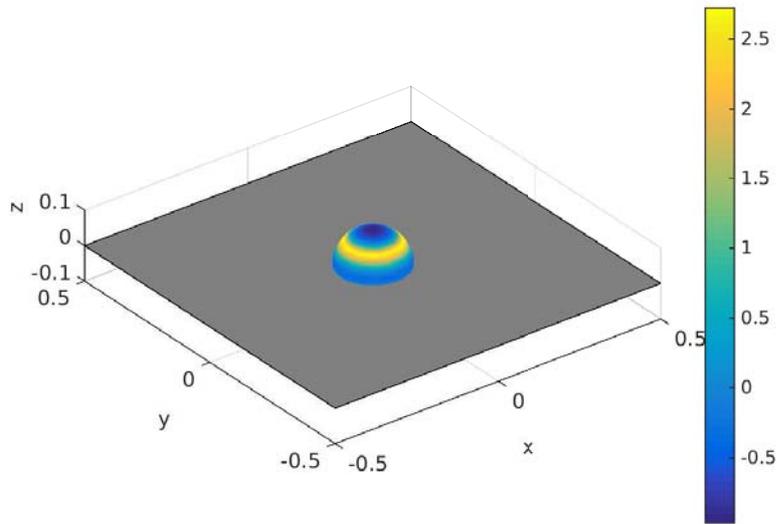
Usando la definición del producto escalar y utilizando la propiedad de ortogonalidad se pueden obtener las intensidades de cada uno de dichos modos $f_{l,m}$

$$f_{l,j} = \int_0^{2\pi} \int_0^\pi f(\theta, \phi) \overline{Y_{l'}^{m'}(\theta, \phi)} \sin(\theta) d\theta d\phi, \quad (5.15)$$

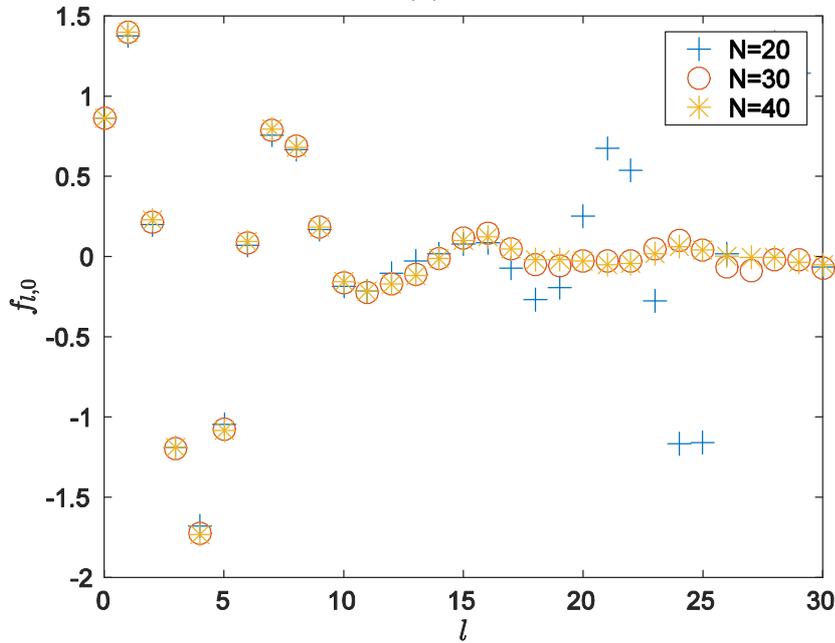
Por último, para hacer estas integrales se han hecho uso de técnicas de cuadratura Gaussiana en los nodos de Gauss-Legendre. Estas técnicas permiten calcular cualquier integral entre $[-1,1]$ como

$$\int_{-1}^1 f(x) dx = \sum_{i=1}^N \omega_i f(x_i), \quad (5.16)$$

donde x_i y ω_i es lo que se conoce como los nodos y pesos de Gauss-Legendre.



(a)



(b)

Fig. 5.9. Representación 3D de la velocidad v_z en la esfera de salida tras el difusor (a) y descomposición en 31 armónicos esféricos ($l = 0,30$) (b).

Como ejemplo, en la Fig. 5.9 (a) se representa la velocidad v_z sobre la esfera de salida de la malla interior, y su proyección sobre los armónicos esféricos. Para ello, se han proyectado las soluciones numéricas sobre una malla basada en los puntos de Gauss-Legendre (N puntos) y en la Fig. 5.9 (b) se representan todos los modos importantes, que en este caso son sólo los $Y_l^0(\theta, \phi)$. Los cálculos presentados se han

realizado para $l = 30$ y $N = 10, 20$ y 30 . Se observa cómo los resultados convergen al aumentar el número de modos de cuadratura.

Por último, sólo faltaría analizar las diferencias entre la solución obtenida de la simulación del difusor y la que se aproxima de forma teórica mediante los armónicos esféricos. Esto se representa en la Fig. 5.10. En la figura superior se representa la velocidad vertical que se obtiene al transferir la malla en el caso de relación 1:1. En la figura inferior se representa la velocidad reconstruida mediante 31 armónicos esféricos, haciendo uso de 40 puntos de Legendre para realizar las integraciones. Podemos ver como la reconstrucción es capaz de reproducir con gran precisión los resultados interpolados, aunque presenta un pequeño rizado en la dirección θ .

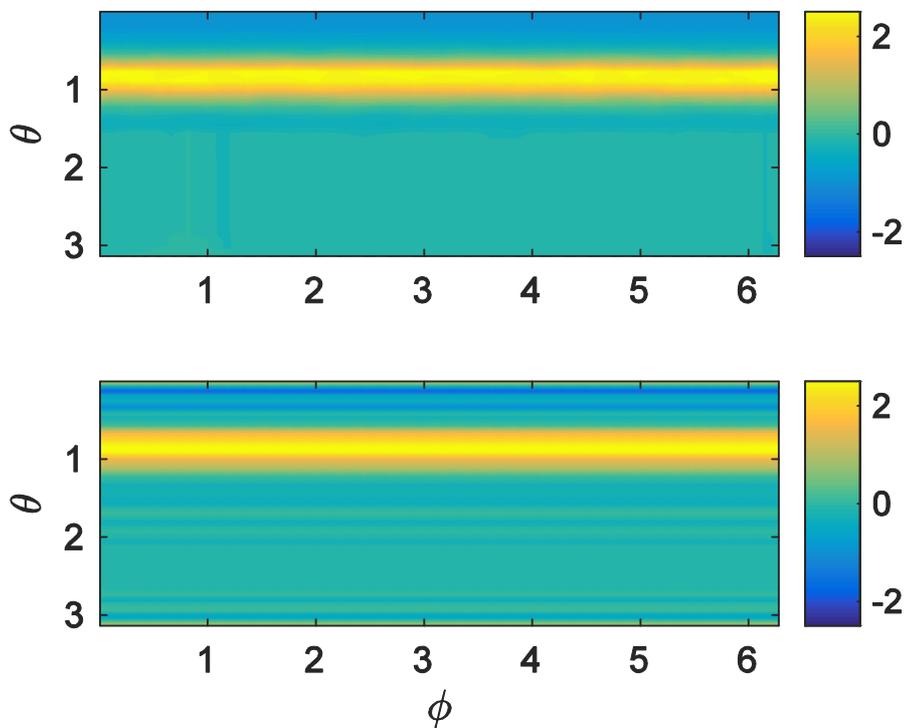


Fig. 5.10. Velocidad en la dirección vertical v_z en la imagen superior, proveniente de la simulación de la malla interior, y reconstrucción analítica de esta función mediante armónicos esféricos, en la figura inferior. Los resultados son para $l = 30$ armónicos esféricos y $N = 40$ puntos de Gauss-Legendre.

5.5. Conclusiones

El método de la Transferencia de Magnitudes entre Mallas se presenta como un buen candidato para poder modelar de forma cuantitativa con precisión el efecto

de los difusores sobre una habitación. Una de las ventajas sobre el método de la caja es que es capaz de transferir no sólo variables como la velocidad o temperatura, sino que además es capaz de transferir las variables turbulentas para que sean usadas como condición de contorno del problema de la habitación. Sin embargo, esto obligaría a que el usuario tuviera que resolver el flujo a través del difusor para cada configuración de funcionamiento, lo que complica su uso en aplicaciones reales.

Por otro lado, la posibilidad de modelar las mallas con soluciones analíticas como los armónicos esféricos se presenta como una buena forma para que los fabricantes de difusores suministren a los estudios de ingeniería el campo de velocidad y temperatura para todos los caudales de funcionamiento, y por tanto el usuario final sólo debería aplicarlo como condiciones de contorno de sus simulaciones.

Además, para reducciones de hasta 1:16 se transfieren todas las magnitudes fluidas con una precisión mayor al 99%, y en cuanto a la determinación exacta del alcance y la caída, se demuestra que mallas con reducciones menores a 4 presentan resultados bastante aproximados a los que proporciona la malla completa.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

6.1. Conclusiones

Esta tesis ha tenido como objetivo principal presentar un estudio de la dinámica de un flujo de aire en sistemas de ventilación por mezcla y desplazamiento. Para este fin, se ha tenido en cuenta diferentes aspectos numéricos y experimentales y algunas consideraciones teóricas relacionadas con: (i) la forma de la trayectoria del chorro de aire a menor temperatura que proviene de un elemento difusor lineal y descarga en un ambiente a mayor temperatura perteneciente a un sistema de ventilación por mezcla y (ii) la proyección de los modos inestables en coordenadas esféricas a la salida de un difusor rotacional instalado en un suelo radiante/refrescante.

En el trabajo descriptivo que se ha realizado a nivel experimental se ha puesto en marcha un total de dos grandes instalaciones para la realización de ensayos mediante visualizaciones de cuyo análisis puede deducirse la estructura del flujo. Así por ejemplo, el desarrollo de la técnica experimental no intrusiva Mie Scattering, descrita en el segundo capítulo, ha permitido conocer el valor exacto de la forma del penacho de un flujo de aire fresco que procede de un elemento difusor instalado en la pared, y también la estructura del chorro de aire fresco tras un difusor rotacional instalado en el suelo. Para ello, se han realizado grabaciones con una cámara digital estándar y un posterior post-procesamiento de la imagen promediada en el tiempo que permite cuantificar con éxito la trayectoria de la caída o la apertura del chorro. Este elemento ha sido una herramienta clave para la validación de las simulaciones mediante mecánica de fluidos computacional. Es evidente la alta complejidad de la resolución numérica para los distintos tipos de escala desde el elemento difusor hasta la habitación. Téngase también en cuenta que son especialmente difíciles de simular y verificar numéricamente los flujos turbulentos con giro intenso proveniente de los difusores instalados en el suelo que se desplazan verticalmente con un gradiente de temperatura que es adverso al movimiento debido a la fuerza de flotabilidad.

Se ha prestado también especial atención al difusor de pared en el tercer capítulo. Se ha encontrado un buen acuerdo entre el campo de temperatura obtenido mediante simulaciones numéricas y los datos experimentales de la forma del penacho.

Este hecho es indicativo de que los términos difusivos en las ecuaciones de conservación la cantidad de movimiento y la energía presentan de forma evidente una analogía. Además, se ha elaborado una herramienta numérica para simular el flujo de aire de forma precisa. Este procedimiento nos ofrece una distinción del flujo de aire en dos problemas relacionados entre sí. Por un lado, el problema numérico en el interior del difusor se ha resuelto con una malla con muchas celdas debido a la presencia de grandes gradientes de las magnitudes fluidas en las capas límites cerca de las lamas de la rejilla y; por otro, el flujo de aire se ha determinado en una malla más gruesa en la habitación. En consecuencia, los datos en la región de salida del difusor son las variables de entrada en el problema de la habitación. La fusión de estas dos simulaciones independientes acelera los cálculos y muestra un excelente acuerdo entre los resultados experimentales y numéricos. Además, esta metodología tiene como ventaja asignar al fluido de forma precisa las propiedades turbulentas que en otros métodos existentes en el estado de la cuestión tendrían que ser estimadas. Se ha demostrado que la ecuación que gobierna la forma del penacho un de difusor de pared presenta una dependencia cuadrática del penacho con la distancia. También, y a partir de los resultados numéricos, se calculó el alcance y la caída del difusor los cuales son parámetros significativos para el diseño. La caída muestra una saturación en su valor máximo, debido a la presencia de un movimiento del flujo de aire en la dirección transversal. Por último, y en relación a los resultados de la caída de presión en el difusor de pared, hemos distinguido el efecto de la descarga de energía cinética en una habitación del efecto de las pérdidas en los álabes en el difusor. Se ha comprobado como los métodos integrales y de línea reproducen fielmente los datos experimentales a bajo y altos caudales, respectivamente.

El estudio del difusor rotacional instalado en el suelo radiante/refrescante nos ha servido para matizar la diferencia entre una ventilación por desplazamiento (a bajos caudales) y una ventilación por mezcla (a altos caudales). Además de diferenciar su estructura en el cuarto capítulo, se ha calculado el flujo de calor en ambos sistemas de ventilación para un suelo isoterma. Tras una validación de los datos numéricos mediante visualizaciones, los datos del flujo de calor adimensional muestran como el sistema de ventilación por desplazamiento y el sistema de ventilación por mezcla siguen una ley lineal del calor cedido desde el suelo al ambiente en función del número de Reynolds, independientemente del tipo de sistema de ventilación.

En el quinto capítulo se presenta un estudio detallado de la transferencia de magnitudes fluidas entre mallas (MTM, *Mesh Transfer Magnitudes*) para un difusor rotacional instalado en el suelo, inspirado en técnicas implementadas en el estado de la cuestión. Para este fin, se divide la malla numérica en dos partes, tal y como se ha hecho en el tercer capítulo: (i) interior, desde la zona desde que entra el flujo por el



conducto hasta el elemento terminal; y (ii) exterior, que comprende volumen fluido en toda la habitación desde la salida del difusor. El método MTM constituye modela de forma precisa el efecto de los difusores sobre una habitación. Se ha observado además que para reducciones de malla de hasta una relación 1:16 se transfieren todas las magnitudes fluidas globales (caudal, presión y temperatura) con una precisión superior al 99%. En cuanto a la determinación exacta del alcance y la caída del flujo de aire, se ha confirmado que mallas con reducciones menores a un cuarto presentan resultados bastante aproximados a los que proporciona la malla completa. Teóricamente, se ha apartado en este trabajo como novedad las mallas de un difusor rotacional combinado con soluciones analíticas que contienen los armónicos esféricos. Este método constituye una buena solución para caracterizar los difusores de forma rápida y eficiente.

6.2. Trabajos futuros

Estas breves valoraciones presentadas como conclusiones sobre la dinámica del flujo de aire, da una idea de que su estudio requiere una profundidad y un tiempo largo de investigación si se quiere dar cuenta de los numerosos fenómenos de difusión turbulenta y las posibles semejanzas de chorros libres con diferencia de temperatura en estos tipos de sistemas de ventilación (mezcla y desplazamiento). A medida que la investigación avanzaba, se han realizado una serie de consideraciones que vislumbran numerosas líneas de investigación potenciales que podían desarrollarse a partir de este estudio. Pasemos a describir brevemente alguna de ellas.

Enfrentarse exclusivamente con sistemas de ventilación por mezcla para la mejora del diseño de instalaciones. La motivación de esta tesis ha sido la mejora del conocimiento de la dinámica de un flujo turbulento con diferencia de temperatura el cual es clave para conocer con mayor profundidad parámetros de diseño como el alcance o la caída, así como la pérdida de carga. Estas características técnicas son esenciales para conocer la distribución del aire en grandes estancias esenciales y también para el cálculo de las curvas resistentes de la instalación y, en consecuencia, de las curvas características de los grupos de compresores en la cabecera de los sistemas de ventilación. Sin embargo, las simulaciones numéricas a la que deben enfrentarse las empresas fabricantes de elementos de difusión son costosas por los recursos computacionales y de larga duración debido a la tridimensionalidad del flujo. Se propone como línea futura la creación de modelos sencillos que reproduzcan el comportamiento del flujo para distintos caudales y una diferencia de temperatura a partir del conocimiento de tan solo dos o tres ensayos, ya sean numéricos o experimentales. Estos modelos constituyen una demanda empresarial histórica en el

sector para actualizar con rapidez el catálogo técnico de cara a los profesionales de la ingeniería que proyectan grandes instalaciones de climatización.

El estudio de los sistemas de ventilación por mezcla nos ofrece también la posibilidad de indagar de forma objetiva en el diseño de los elementos difusores. De esta forma, se propone también la creación de una herramienta numérica que sea capaz de minimizar las pérdidas de carga en relación a la forma de las lamas de la propia rejilla. Esta herramienta automática debe tomar como base una lama de referencia para así ir cambiando la forma en un programa asistido al diseño. En consecuencia, y al variar ciertos ángulos o dimensiones, se debe conocer el efecto del diseño sobre la pérdida de carga, e incluso el propio alcance o caída. Es también una demanda empresarial la introducción de sistemas que eviten la condensación en las propias rejillas con diseños innovadores.

En relación a los equipos de ventilación por desplazamiento acoplados a suelos radiantes/refrescantes, se abren varias líneas de investigación sobre las que todavía no se ha realizado una indagación en el estado de la cuestión. Sirvan como ejemplo, una contribución relacionada con el fundamento teórico del resalto térmico (Fernández-Gutiérrez et al, 2015b) en régimen laminar o turbulento que se provoca por la diferencia de temperatura entre el suelo, el chorro de aire fresco que circula a nivel del suelo y el aire a temperatura ambiente. Aún no se ha determinado el origen de este interesante fenómeno. Conseguir una explicación plausible es un objetivo al que la Mecánica de Fluidos puede contribuir con la realización de un estudio e estabilidad, de simulaciones numéricas y ensayos experimentales.

Por último, se podría considerar como línea futura la inclusión de algoritmos genéticos y optimización para la mejora de los sistemas difusores.

ANEXO A

Mallados empleados en las simulaciones numéricas

Los pequeños detalles de un difusor de aire tienen una influencia obvia en los parámetros ambientales y en la comodidad térmica, en particular en el tipo de flujo generado por la ventilación. La dispersión de aire en una habitación también está, al menos en parte, dominada por los parámetros del aire de suministro, tales como la velocidad de entrada, el caudal de aire, la intensidad de la turbulencia y la temperatura de entrada. Difusores modernos aplicados en el campo de la ventilación de las habitaciones son a menudo complejos en términos de geometría con la intención de crear condiciones de flujo apropiadas en las habitaciones. También la forma del conducto de conexión puede ser diferente para el mismo tipo de difusor, lo cual afecta al perfil de velocidad de alimentación en la estancia.

Sirva como ejemplo un difusor rotacional de 200 mm en comparación con el mallado de la estancia donde descarga. Así, las dimensiones totales de la habitación de ensayo donde se realiza la descarga (sin contar el sistema de ventilación de suelo radiante más el difusor) son 3 x 3 x 3 m, Fig. A.1, de manera similar al ensayo físico, con el fin de comparar los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas. La habitación posee cuatro salidas de aire rectangulares situadas en el centro superior de cada pared junto al techo. Las dimensiones de estas salidas son de 44 x 20 cm. El sistema de distribución de aire desde el suelo (UFAD, del inglés *Under Floor Air Distribution*) tiene una altura libre de 8 cm, que es la altura de cada uno de los 25 módulos que se van a instalar (ver Fig. A.2). Las dimensiones de dichos módulos son de 60 x 60 cm. Cada módulo tiene un elemento de apoyo en cada extremo del mismo, con unas dimensiones de 8 x 8 cm. El espesor final del sistema UFAD, que incluye el espesor de un módulo, el suelo radiante, el cemento que lo cubre y la solería, es de 8 cm.

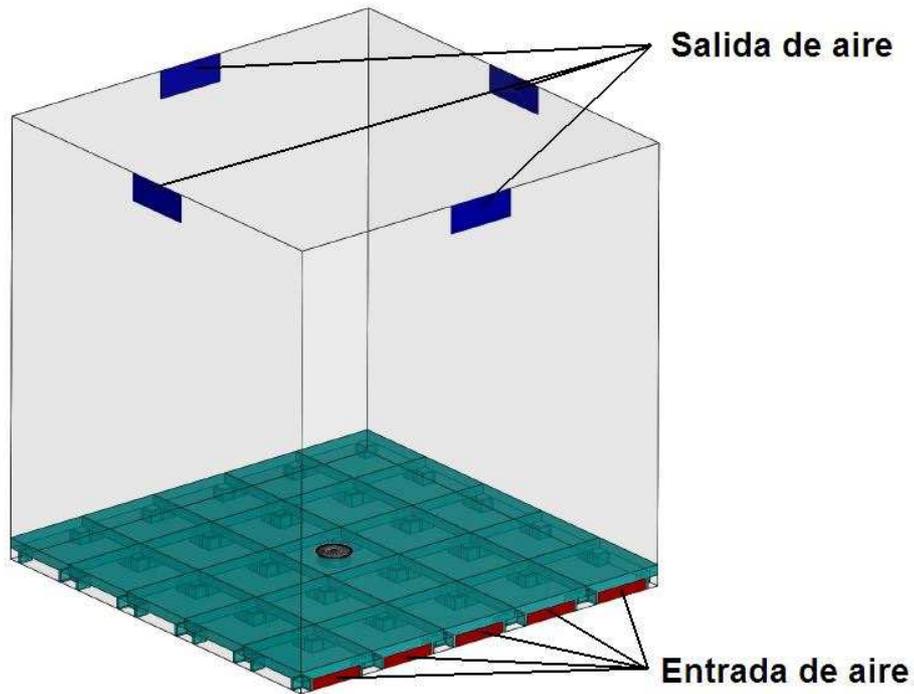


Fig. A.1. Detalle de la geometría completa. Habitación + UFAD.

En el módulo situado justo en el centro de la habitación se instalará el difusor comercial (Figs. A.3 y A.4). Dicho módulo es distinto del resto de módulos ya que posee una apertura circular para la colocación del difusor. La entrada de aire en el sistema se produce por uno de los laterales (ver nuevamente Fig. A.1).

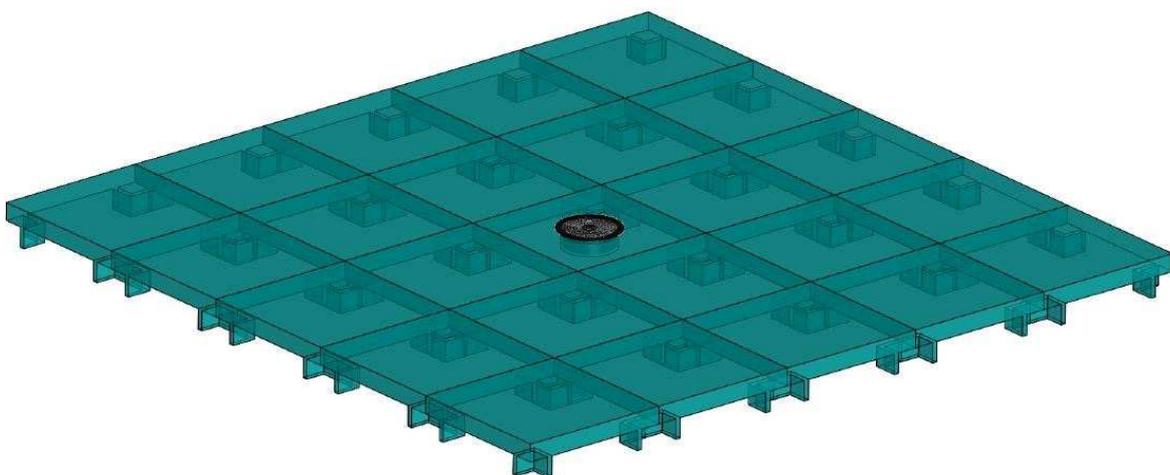


Fig. A.2. Detalle del montaje de los 25 módulos.

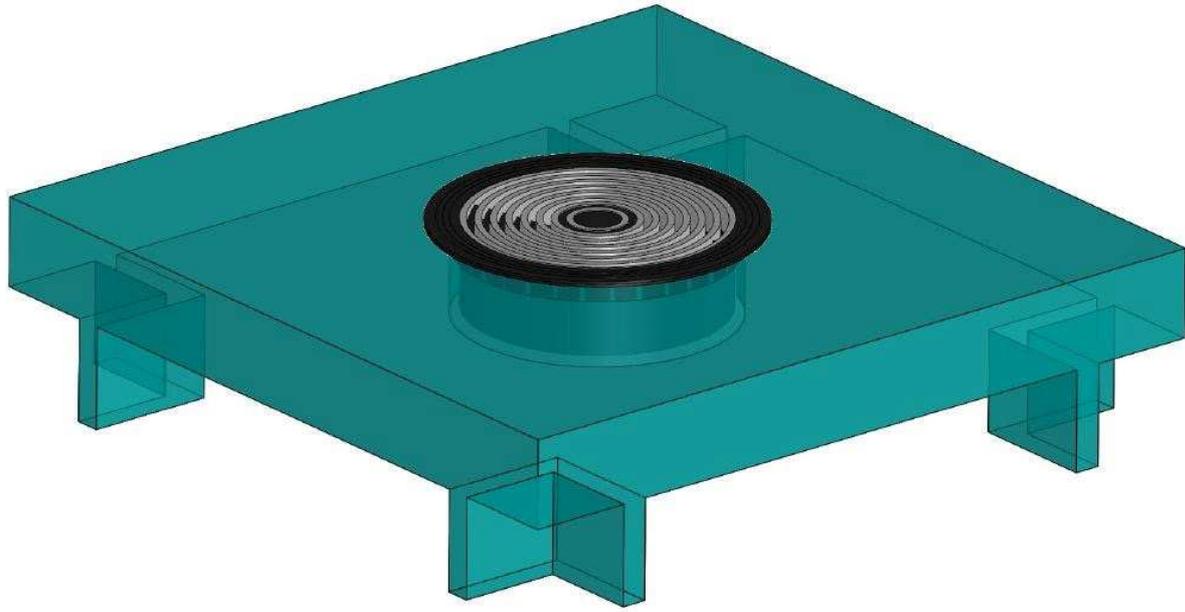


Fig. A.3. Detalle del módulo central donde se coloca el difusor.



Fig. A.4. Difusor comercial utilizado.

El software que se ha utilizado para la realización de la geometría descriptiva es SolidWorks® (www.solidworks.es). SolidWorks® es un programa de diseño asistido por ordenador para modelado mecánico. Es un modelador de sólidos paramétrico. Para el mallado del sistema completo se ha utilizado el software Gambit®. Gambit® es un paquete de software diseñado para ayudar a los diseñadores a generar y mallar distintos modelos para su posterior procesamiento a través de la dinámica de fluidos computacional (CFD) y otras aplicaciones científicas.

Con este programa hemos realizado, previamente al mallado, toda la geometría de todo el sistema a excepción del difusor que se ha realizado con SolidWorks®,

debido a la complejidad del mismo, ver Fig. A.5. Para poder exportar a Gambit® el sólido generado con SolidWorks®, este se ha de guardar en formato IGES. Gambit® también reconoce otro tipo de formatos, pero hemos elegido IGES ya que este no suele generar ningún duplicado de ejes o puntos como si nos ha ocurrido al utilizar otros formatos. La ventaja que tiene este sistema es la no necesidad de reparar la geometría, con el gran ahorro de tiempo que todo esto conlleva, más aún si la geometría es muy compleja, como es nuestro caso.

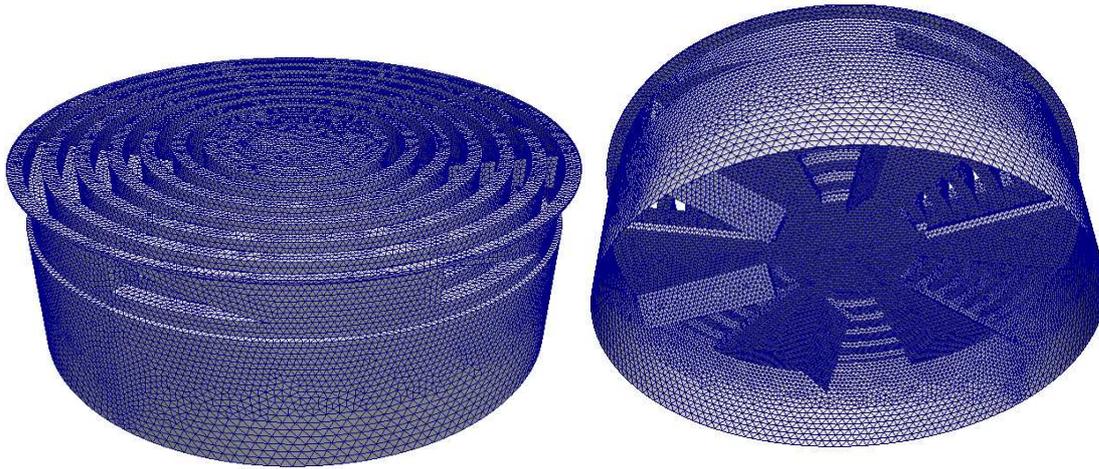


Fig. A.5. Detalle del mallado (no estructurado) del difusor comercial.

Hay que tener en cuenta que la geometría mallada es el volumen de aire interior del sistema sin incluir ninguna parte sólida. Las fronteras de la geometría se corresponden con dichas partes sólidas y serán definidas como condiciones de contorno de muro.

El mallado final tiene un total de 7.621.000 elementos (Fig. A.6). La malla es estructurada en todo el dominio a excepción del difusor, donde es no estructurada (Fig. A.7). La asimetría máxima (*max. skewness*) del peor elemento está por debajo de 0,78. En la zona bajo los módulos la malla se degrada de menor a mayor tamaño desde las partes sólidas hacia el interior, concentrándose en la zona central donde se sitúa el difusor. En el difusor es donde se concentran el mayor número de elementos para poder reproducir con gran detalle y la mayor exactitud posible el flujo que lo atraviesa (Fig. A.8). Aguas arriba del difusor el mallado sufre una degradación progresiva hasta el techo.

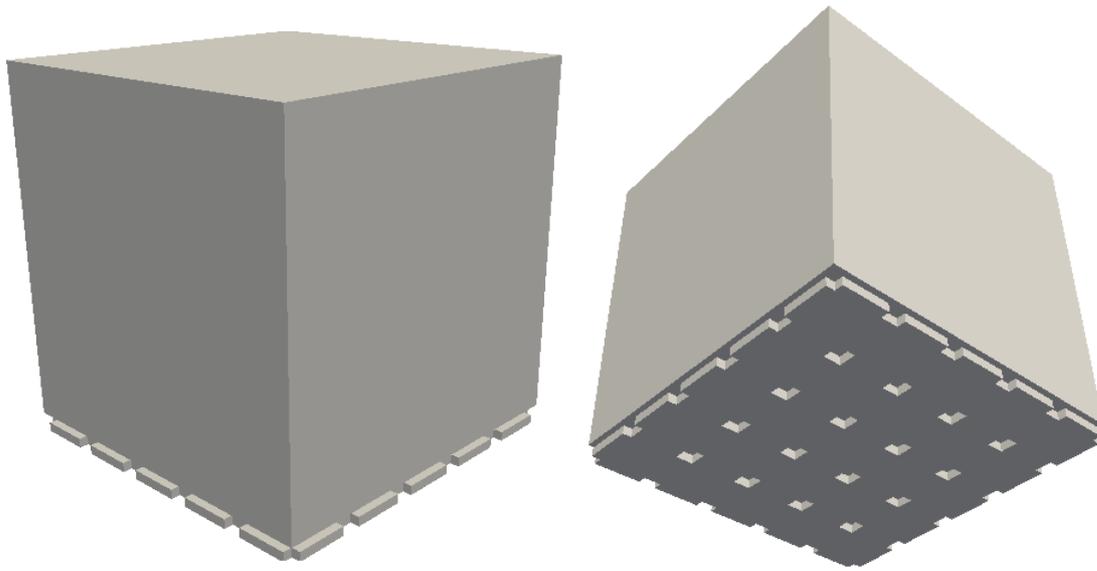


Fig. A.6. Detalle de la superficie del modelo CFD completo.

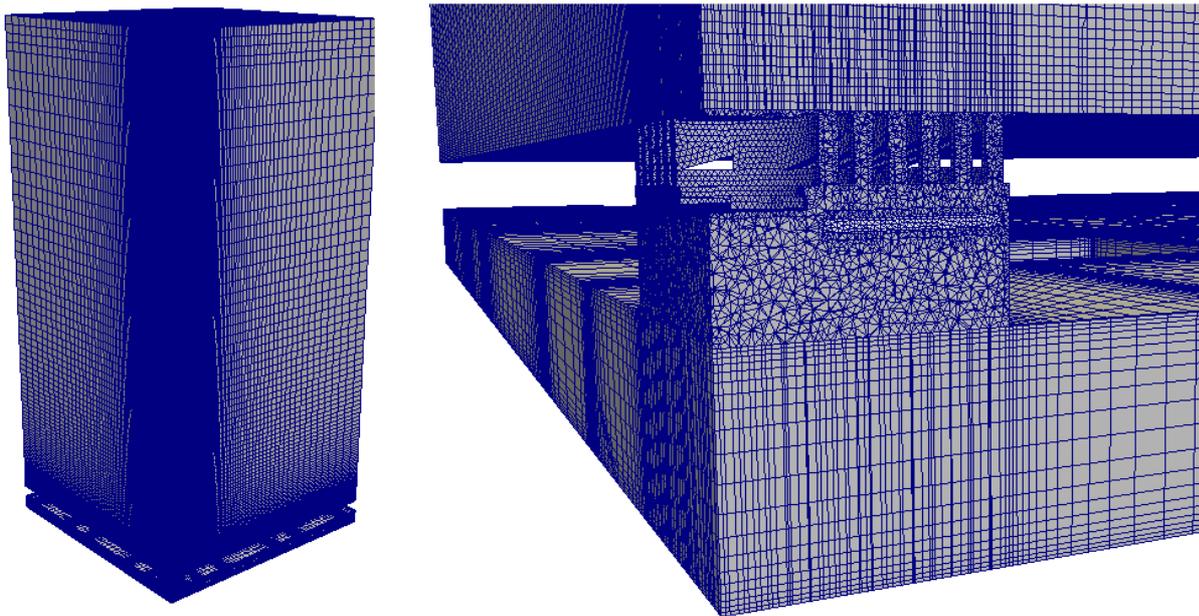


Fig. A.7. Detalle del mallado interior. Se ha representado solo un cuarto del volumen total para mostrar como la malla se va degradando desde el eje central hacia fuera, imagen derecha. En la imagen izquierda podemos observar la malla no estructurada en el difusor y estructurada en el resto del dominio.

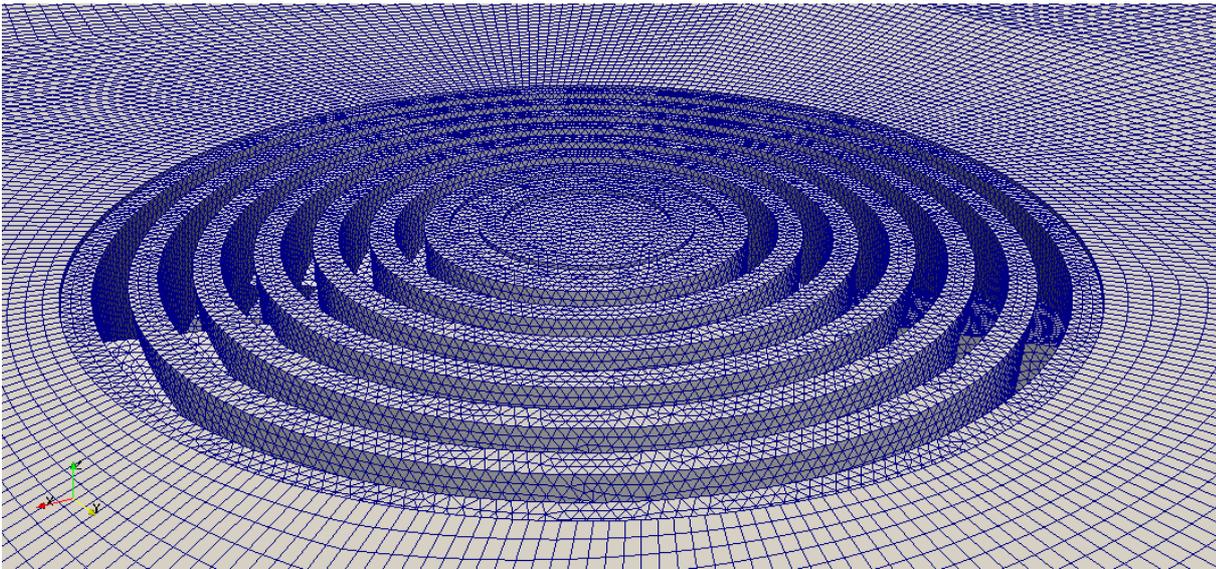


Fig. A.8. Detalle de la salida del difusor.

ANEXO B

Validación del método numérico

Para ajustar mejor las simulaciones realizadas en este trabajo mediante RANS y URANS en el caso del difusor rotacional de suelo con los resultados experimentales se han intentado reproducir los resultados obtenidos por Ruo-Qian Wang et al. (2011). En concreto, estos autores tratan el problema de un chorro vertical con diferencia de temperatura en contra de la gravedad y validan las simulaciones realizadas para diferentes tipos de flotabilidad de chorros pesados verticales comparándolos con los resultados experimentales de otros artículos, utilizando el método LES (*Large Eddy Simulation*).

La técnica de simulación de grandes escalas, LES, consiste en simular de forma directa, sin necesidad de un modelo de turbulencia, únicamente las grandes escalas del flujo, esto es, las escalas mayores al tamaño local de la malla. Las pequeñas escalas, o menores al tamaño local de la malla, son filtradas y su efecto sobre el movimiento de las grandes escalas es modelado a partir de un modelo sub-malla. Esto hace que el coste computacional de los casos con una geometría compleja sea muy elevado, como en nuestro caso (suelo radiante + difusor + habitación) donde además la degradación de la malla debido a su tamaño es notable. Es por ello por lo que hemos usado el método RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*), que se mostrará al final de este anexo, tanto en la reproducción de los resultados de Ruo-Qian Wang et al. (2011) como en la simulación del sistema completo anteriormente descrito. Los modelos RANS se basan en el promediado de las ecuaciones del fluido, para lo cual todas las magnitudes se sustituyen por la suma de su valor medio y una componente fluctuacional. Después de promediarlas se obtienen términos adicionales que requieren la adición de otras ecuaciones para cerrar el sistema.

En la Fig. B.1 se representa la geometría utilizada en centímetros.

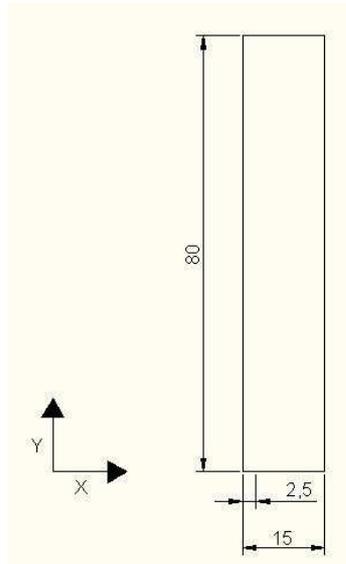
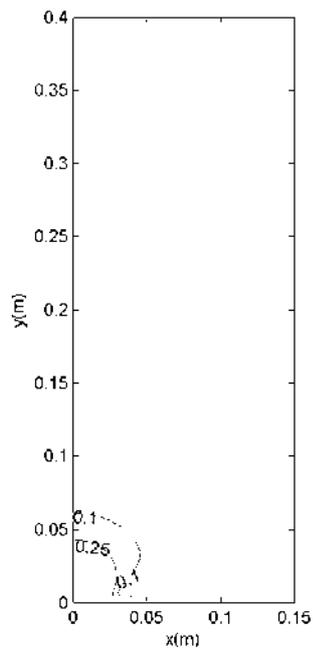


Fig. B.1. Geometría utilizada (dimensiones en centímetros).

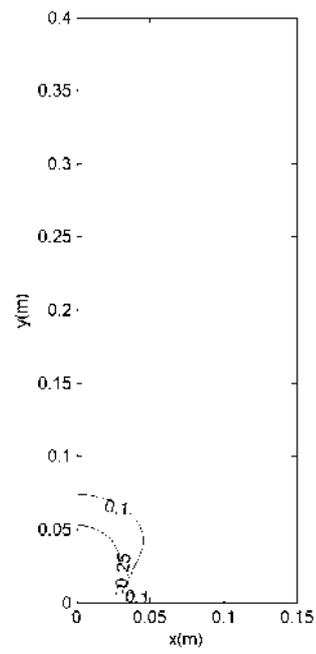
El caso de estudio es axilsimétrico, con un chorro saliendo desde la esquina inferior izquierda con un diámetro de 5 cm. Las condiciones de contorno en las paredes y techo es *outflow*, y *slip* en el suelo. Los números de Reynolds basados en el diámetro de la boquilla y la velocidad uniforme empleados en este estudio toman los valores de 2000 y 3000. En primer lugar, los autores comparan la altura adimensional, altura máxima del chorro pesado dividida por el diámetro de salida, obtenida en las simulaciones con el número de Froude. El número de Froude (Fr) es un número adimensional que relaciona el efecto de las fuerzas de inercia y las fuerzas de gravedad que actúan sobre un fluido. Según el valor del número de Froude nos encontramos con distintas dinámicas:

- $Fr > 2$ son chorros fuertes, débil flotabilidad negativa.
- $0,7 < Fr < 2$ son chorros débiles, fuerte flotabilidad negativa.
- $Fr < 0,7$ son chorros muy débiles, gran flotabilidad negativa.

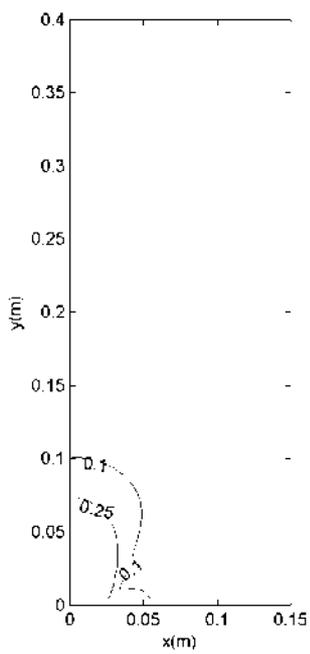
A continuación, en las Fig. B.2-5 se representa la altura del chorro pesado para $Re = 2000$ y $Fr = 5$ (Fig. B.2), 2 (Fig. B.3), 1 (Fig. B.4) y 0.5 (Fig. B.5) a través de los isocontornos de temperatura para un tiempo de 1, 2, 5, 10 y 20 segundos realizado con nuestro método numérico en OpenFOAM®.



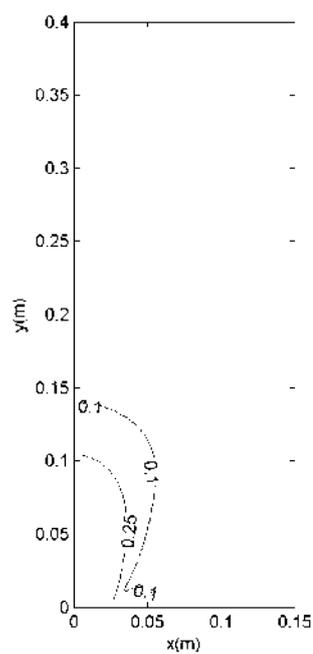
(a)



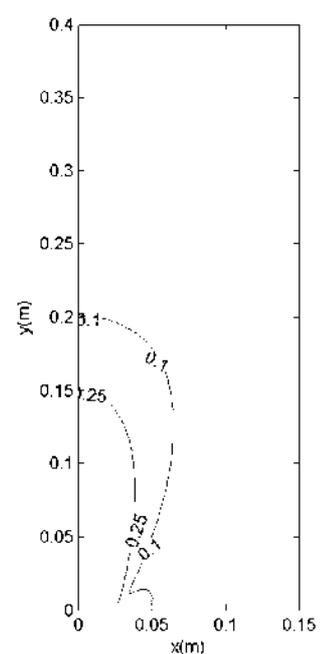
(b)



(c)



(d)



(e)

Fig. B.2. Isocontornos de velocidad para $Re=2000$ y $Fr=5$ para distintos tiempos $t=1$ s (a), 2 s (b), 5 s (c), 10 s (d) y 20 s (e).

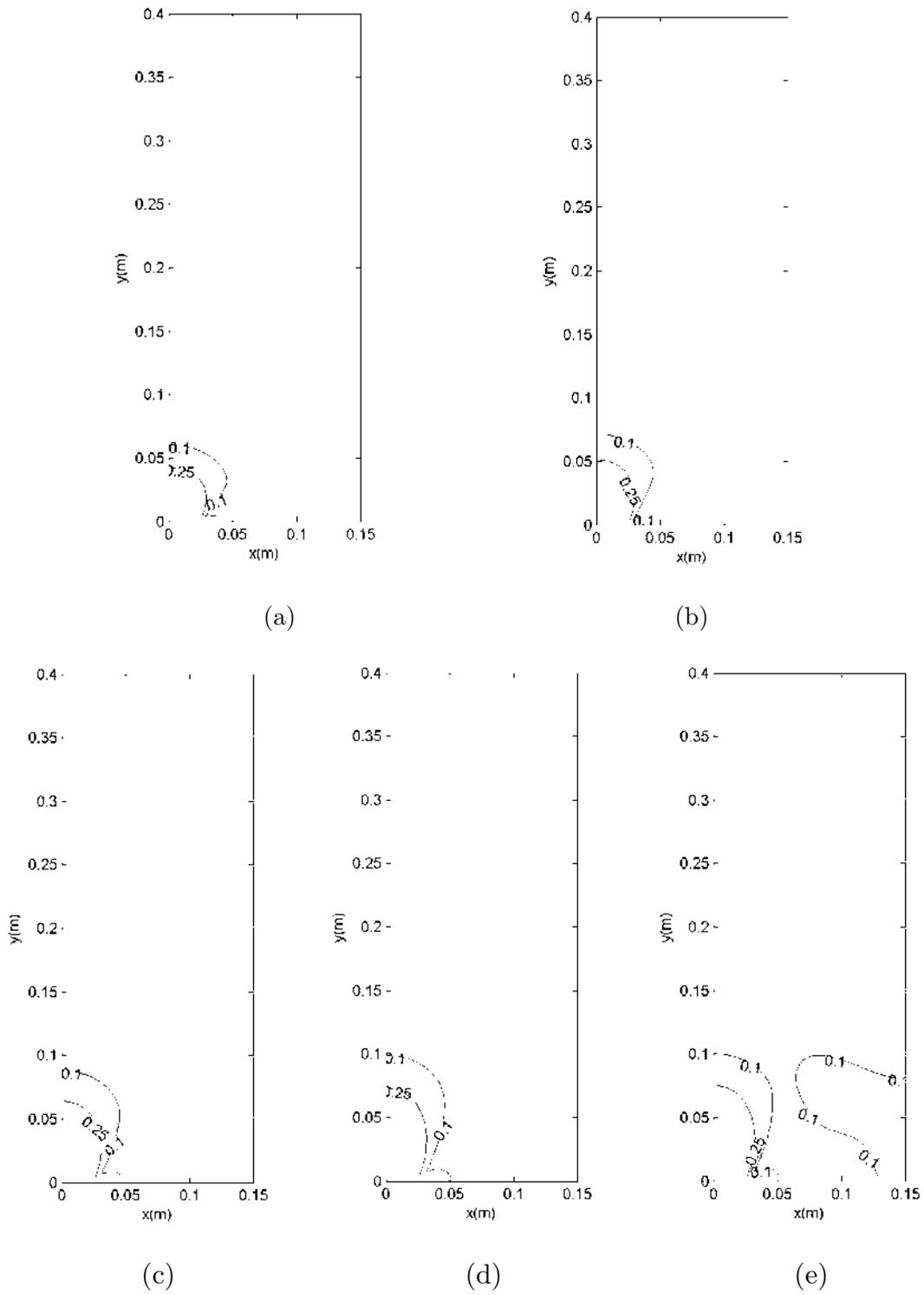
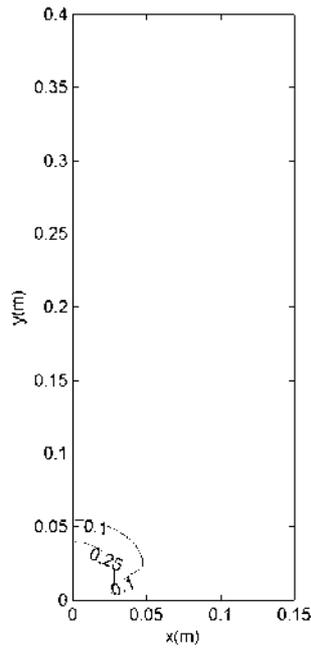
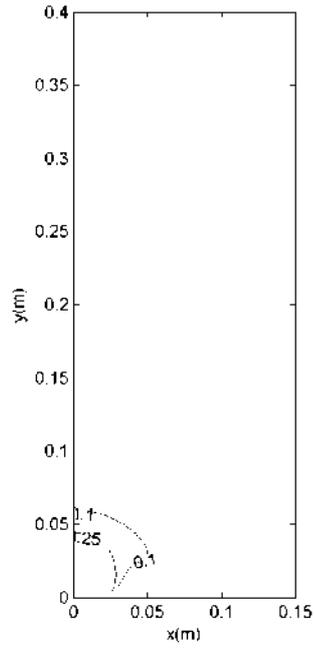


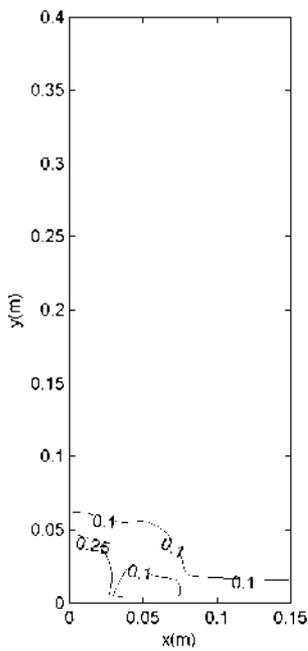
Fig. B.3. Isocontornos de velocidad para $Re=2000$ y $Fr=2$ para distintos tiempos $t=1$ s (a), 2 s (b), 5 s (c), 10 s (d) y 20 s (e).



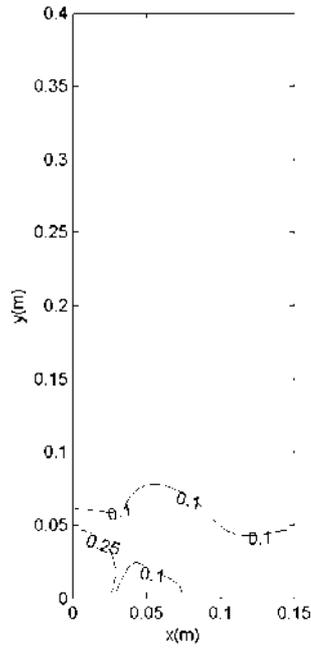
(a)



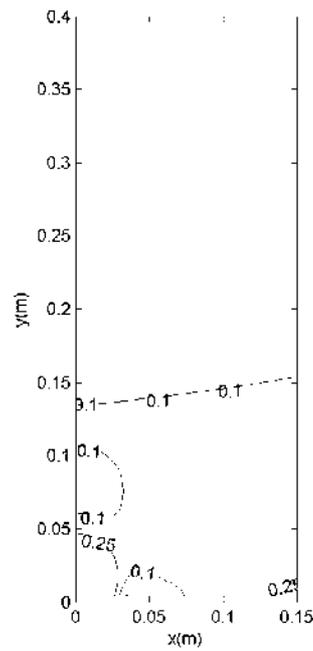
(b)



(c)



(d)



(e)

Fig. B.4. Isocontornos de velocidad para $Re=2000$ y $Fr=1$ para distintos tiempos $t=1$ s (a), 2 s (b), 5 s (c), 10 s (d) y 20 s (e).

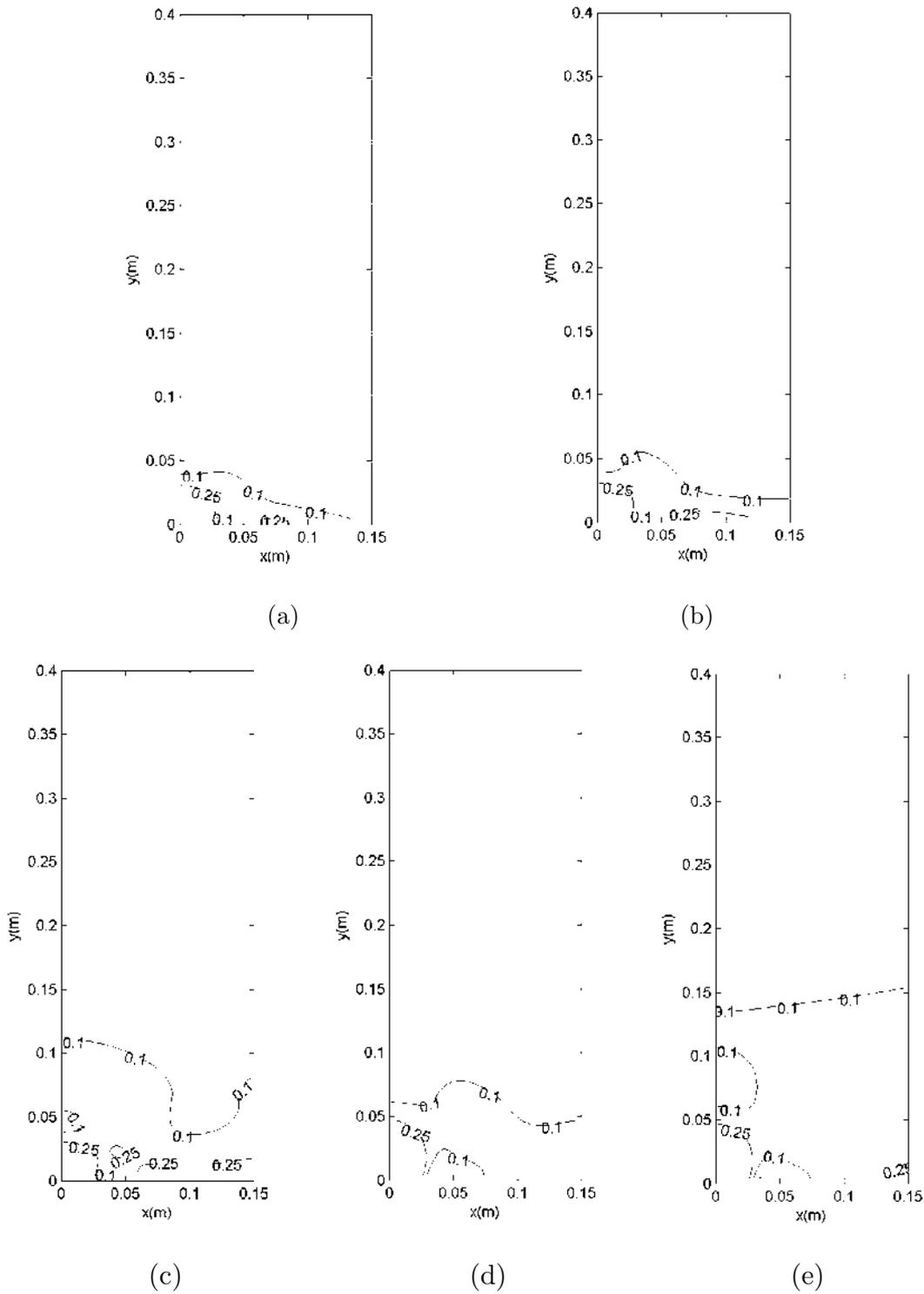


Fig. B.5. Isocontornos de velocidad para $Re=2000$ y $Fr=0,5$ para distintos tiempos $t=1$ s (a), 2 s (b), 5 s (c), 10 s (d) y 20 s (e).

En la Fig. B.6 se representan los resultados obtenidos. Se han probado los modelos de turbulencia $k-\epsilon$ y $k-\omega$, así como un tamaño de malla más fina, para comprobar cuál de ellos se aproxima mejor a los resultados de Ruo-Qian Wang et al., 2011.

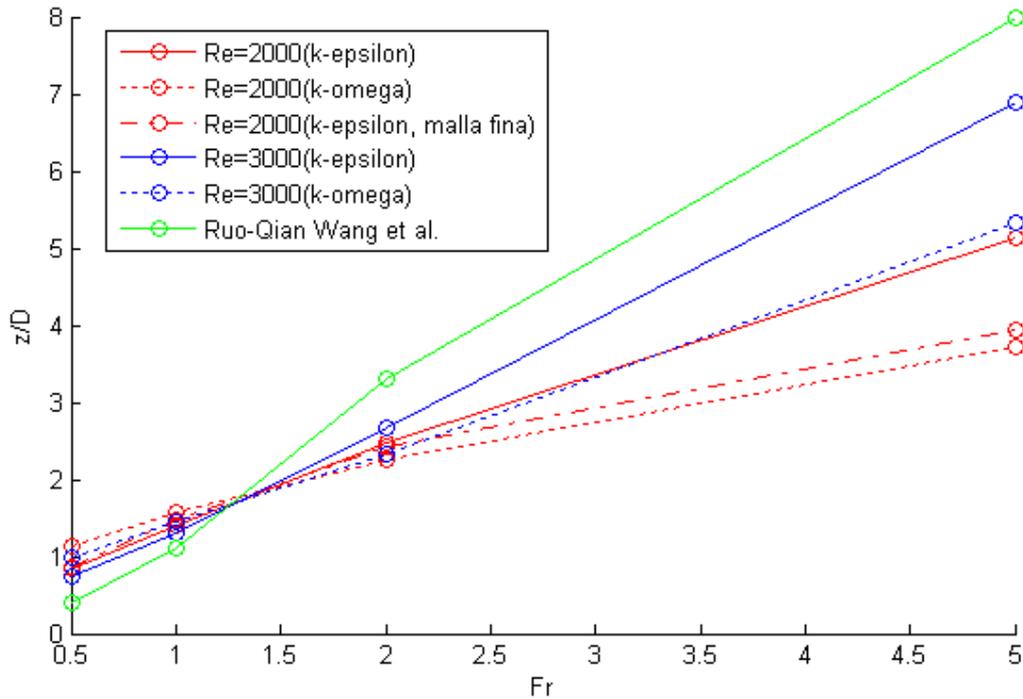


Fig. B.6. Representación de la altura del chorro frente al número de Froude (Fr).

De los resultados comprobamos que el modelo de turbulencia que mejor se adapta a este tipo de casos es el $k-\epsilon$ y que el tamaño de la malla no afecta demasiado en comparación con la malla que se utilizó inicialmente. El solver que se ha utilizado es *buoyantBoussinesqPimpleFoam* al igual que en las simulaciones del sistema acoplado de suelo radiante más difusor.

Como ya se ha indicado anteriormente, el programa que hemos utilizado es OpenFOAM® (*Open Source Field Operation and Manipulation*). Tal y como indica su nombre OpenFOAM® es un software de código abierto basado en una colección flexible de módulos C++. Viene con un conjunto cada vez mayor de algoritmos aplicables a una amplia gama de problemas (más detalles sobre OpenFOAM® se pueden encontrar en www.openfoam.com). En concreto, hemos utilizado la versión de OpenFOAM 2.2.0 y 2.3.0.

A continuación se van a describir brevemente las ecuaciones de Navier-Stokes, la hipótesis de Boussinesq y el método RANS.

- **Ecuaciones de Navier-Stokes:** Básicamente, para obtener las características del flujo de fluidos incompresibles en una geometría completa, hay que resolver

las ecuaciones de conservación de la masa y conservación de la cantidad de movimiento, siendo esta última conocida como ecuación de Navier-Stokes:

$$\nabla \cdot v = 0, \quad (\text{B.1})$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = \rho v \cdot \nabla v = -\nabla p + \rho g + \mu \nabla^2 v, \quad (\text{B.2})$$

con v , p y μ , la velocidad, la presión y la viscosidad dinámica, respectivamente. Estas ecuaciones habrán de ser discretizadas en una malla concreta, para poder introducir las en un ordenador y ser resueltas numéricamente.

- **Hipótesis de Boussinesq:** En esta tesis se ha estudiado el flujo de aire a distinta temperatura de un fluido compresible, como el aire, con lo que deberían utilizarse las ecuaciones compresibles. Estas ecuaciones son apropiadas para cuando el número de Mach, es decir, la relación entre la velocidad del aire y la velocidad del sonido en el medio son cercanas a uno. En caso de que

$$M^2 = \frac{v_0}{a_0} \ll 1, \quad (\text{B.3})$$

el fluido puede suponerse como incompresible, con errores de M^2 . Pero para tener en cuenta el efecto de la flotabilidad, se usa generalmente la hipótesis de Boussinesq, que supone que la densidad depende levemente de la temperatura mediante

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \beta(T - T_{ref}) \right). \quad (\text{B.4})$$

Introduciendo esta premisa en las ecuaciones de Navier-Stokes e introduciendo el potencial de fuerzas másicas $g = -\nabla U$, se puede escribir como (suponiendo en primera aproximación que $\beta \ll 1$),

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} + \rho_0 v \cdot \nabla v = -\nabla(p + \rho_0 g h) - g \nabla \rho_k + \nu \nabla^2 v, \quad (\text{B.5})$$

con $\nu = \mu/\rho_0$ la viscosidad cinemática y

$$\rho_k = \frac{\rho}{\rho_0} = 1 + \beta(T - T_{ref}). \quad (\text{B.6})$$

Finalmente, para poder cerrar el problema se utiliza la ecuación de la energía para un fluido incompresible,

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T, \quad (\text{B.7})$$

con $\alpha = k/(\rho c_p)$, la difusividad térmica.

- **RANS: Reynolds Average Navier-Stokes equations:** Generalmente, los problemas de interés ingenieril son de carácter turbulento, como el que nos atañe en esta tesis. Podemos definir la turbulencia como el movimiento desordenado de un fluido en el cual las moléculas, en vez de seguir trayectorias paralelas, describen trayectorias sinuosas y forman torbellinos. La transición a la turbulencia se produce cuando la relación entre las fuerzas de inercia y las viscosas en un determinado flujo llegan a un límite, dependiente del problema en concreto. El número adimensional que controla esta relación se llama número de Reynolds y se define como

$$Re = \frac{V_0 L_C}{\nu}, \quad (\text{B.8})$$

donde V_0 y L_C son una velocidad y una longitud características. La transición a la turbulencia se detecta en flujos sencillos mediante experimentación. Para poder calcular con precisión estos flujos se necesita una malla que sea capaz de resolver la última escala de la turbulencia, cosa que es imposible en casi todas las aplicaciones reales. Las técnicas para la resolución de la turbulencia son básicamente tres, de más a menos precisas: DNS, LES y RANS. La metodología RANS se basa en promediar las ecuaciones de Navier-Stokes en espacio y en el tiempo. Las velocidades serán por tanto

$$\mathbf{v} = \mathbf{V} + \mathbf{v}', \quad (\text{B.9})$$

y al introducir las en las ecuaciones de Navier-Stokes y promediarlas, aparece un nuevo tensor que se conoce como el tensor de Reynolds. Si denotamos a las velocidades en las tres direcciones del espacio $\mathbf{v} = (v_x, v_y, v_z)$, el tensor de Reynolds se define como:

$$S = \begin{pmatrix} \overline{v'_x v'_x} & \overline{v'_y v'_x} & \overline{v'_z v'_x} \\ \overline{v'_y v'_x} & \overline{v'_y v'_y} & \overline{v'_z v'_y} \\ \overline{v'_z v'_x} & \overline{v'_z v'_y} & \overline{v'_z v'_z} \end{pmatrix}. \quad (\text{B.10})$$

Estos métodos RANS igualan el tensor de Reynolds, del que se desconocen todas los elementos, al tensor de esfuerzos viscosos (para turbulencia

isotrópica) multiplicado por una viscosidad turbulenta. Por tanto, los términos de fricción en las ecuaciones promediadas son

$$\tau_{eff} = \mu_{eff} \begin{pmatrix} 2 \frac{\partial v_x}{\partial x} & \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial x} & \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \\ \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial x} & 2 \frac{\partial v_y}{\partial y} & \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \\ \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} & \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} & 2 \frac{\partial v_z}{\partial z} \end{pmatrix}, \quad (\text{B.11})$$

con $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$. La diferencia entre los distintos métodos RANS consiste en cómo se calculan los coeficientes turbulentos ν_t . Estos modelos determinan el valor de la viscosidad en función de ciertos parámetros del flujo, y ajustan ciertas constantes mediante experimentación.

Las ecuaciones por tanto simplemente cambian en que en vez de la velocidad instantánea se está resolviendo la velocidad promedio, y que aparecen los coeficientes efectivos turbulentos, tanto para la ecuación de conservación de momento como para la ecuación de conservación de cantidad de energía. Las ecuaciones finales de Boussinesq a resolver serán por tanto,

$$\rho_0 \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \rho_0 \bar{v} \cdot \nabla \bar{v} = -\nabla(\bar{p} + \rho_0 g h) - g \nabla \bar{\rho}_k + \nu_{eff} \nabla^2 \bar{v}, \quad (\text{B.12})$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{v} \cdot \nabla \bar{T} = \alpha_{eff} \nabla^2 \bar{T}. \quad (\text{B.13})$$

Bibliografía

Abramowitz, M. and Stegun, I. A. Handbook of mathematical functions. Dover, 1972.

Airflow, Manual de difusión de aire, 2016.

ASHRAE. Ashrae Handbook: Fundamentals. Atlanta: ASHRAE, Inc; 2009

ASHRAE. Thermal environmental conditions for human occupancy, ANSI/ASHRAE Standard 55-2004, Atlanta, GA, ASHRAE, 2004.

Baker, A., Kelso, R., Gordon, E., Roy, S. and Schaub, E. Computational Fluid Dynamics: a two-edged sword. ASHRAE Journal; August 1997.

Bauman, F. and Daly, A. Underfloor Air Distribution (UFAD) Design Guide. Atlanta: ASHRAE, 2003.

Brohus, H. and Nielsen, P.V. Personal exposure in displacement ventilated rooms Indoor Air, 6, 157–167, 1996.

Catalina, T., Virgone, J. and Kuznik, F. Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling. Building and Environment, 44 (8), 1740-1750, 2009.

Cehlin M, Moshfegh B, Sandberg M. Visualization and measuring of air temperatures based on infrared thermography. Proceedings of the seventh international conference on air distribution in rooms, vol. 1; 2000.

Cehlin, M., Moshfegh, B. and Sandberg, M. Measurements of air temperatures close to a low-velocity diffuser in displacement ventilation using infrared camera. Energy and Buildings, 34 (7), 687–698 2002a.

Cehlin, M. and Sandberg, M. Monitoring of a low-velocity air jet using computed tomography. Proceedings of the eight international conference on air distribution in rooms; 361-364, 2002b.

Cehlin, M. and Moshfegh, B. Numerical modeling of a complex diffuser in a room with displacement ventilation. Building and Environment, 45(10), 2240-2252, 2010.

Cejudo López, J.M., Domínguez-Muñoz, F., Carrillo Andrés, A. Estructuras modulares, procedimientos de instalación y suelos radiantes con ventilación, que permiten mejorar las características de transferencia de calor entre la superficie tratada y el aire del local a acondicionar. Patente ES-2386174_A1; 2012.

Cheesewright, R., King, K.L. and Ziai, S. Experimental data for the validation of computer codes for the prediction of two-dimensional buoyant cavity flows. Proceedings of ASME Winter Annual Meeting, Anaheim, HTD-60; 1986.

Chen, Q. Computational fluid dynamics for HVAC: successes and failures. ASHRAE Transactions, 1997.

Chen, Q. Ventilation performance predictions for buildings: a method overview and recent applications. Building and Environment, 44(4), 848-858, 2009.

Chen, Q. and Glicksman, L. System Performance Evaluation Design Guidelines for Displacement Ventilation. ASHRAE, 2003.

Chen, Q., Lee, S., Mazumdar, K., Poussou, S., Wang, L., Wang, M and Zhang, Z. Ventilation performance predictions for buildings: model assessment. Building and Environment, 45(2), 295-303, 2010.

Chen, Q. and Moser, A. Simulation of a multiple-nozzle diffuser. IEA Annex 20 Subtask 1 Research Item 1.20. In: Proceedings of the 12th AIVC conference; 1991.

Cholewa, T., Rosinski, M., Spik, Z., Dudzinska, M. R. and Siuta-Olcha, A. On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room. Energy and Buildings, 66, 599-606, 2013.

Corgnati, S. P., Perino, M., Fracastoro, G.V. and Nielsen, P. V. Experimental and numerical analysis of air and radiant cooling systems in offices. Building and Environment 44 (4), 801-806, 2009.

Djunaedy, E. and Cheong, K. Development of a simplified technique of modeling four-way ceiling air supply diffuser. Building and Environment, 37(4), 393-403, 2002.

Einberg, G., Hagström, K., Mustakallio, P., Koskela, H. and Holmberg, S. CFD modeling of an industrial air diffuser - predicting velocity and temperature in the near zone, Building and Environment, 40(5), 601-615, 2005.



Etheridge, D. W. and Sandberg, M. Building Ventilation: Theory and Measurement, Wiley, Chichester, 1996.

Fanger, O. P. Thermal comfort. McGraw-Hill, New York, USA, 1972.

Fanger, P. O., Melikov, A. K., Hanzawa, H. and Ring, J. Air turbulence and sensation of draught. Energy and Buildings, 12(1), 21–39, 1988.

Fanger, P. O. and Pedersen, C. J. K. Discomfort Due to Air Velocities in Spaces. In Proceedings of the Meeting of Commission B1, B2, E1 of the International Institute of Refrigeration, vol. 4; 1977.

Fernández-Gutiérrez, A., Gonzalez-Prieto, I.,Parras, L.,Gutierrez-Castillo P., Cejudo-Lopez, J.M. y del Pino, C. Experimental and numerical study of a small-scale and low-velocity indoor diffuser for displacement ventilation: isothermal case. Applied Thermal Engineering, 87, 79-88, 2015a.

Fernández-Gutiérrez, A., Gonzalez-Prieto, I.,Parras, L., Cejudo-Lopez, J.M. and del Pino, C. Experimental and numerical study of a and low-velocity indoor diffuser coupled with radiant floor cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer, 87, 71-78, 2015b.

Ferziger, J. H. and Peric, M. Computational Methods for Fluid Dynamics. 3rd Ed., Springer, 188-202, 2001.

Frean, D. H., Billington, N. The ventilating air jets. J Institut Heat Vent Eng, 23, 313-333, 1955.

Gan, G. Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics. Energy and Building, 23, 83-93, 1995.

Gan, G. and Riffat S. B. CFD modelling of air flow and thermal performance of an atrium integrated with photovoltaics. Building and Environment 39, 735-748, 2004.

Goodfellow, H. and Tahti, E. Industrial ventilation design guidebook. Elsevier Academic Press; 2001.

Hao X., Zhang G., Chen Y., Zou S., and Moschandreas, D.J. A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification. *Building and Environment*, 42 (9), 3298–3308, 2007.

Heikkinen, J. Modeling of a supply air terminal for room air simulation. In: *Proceedings of the 12th AIVC conference*; 1991.

Hue, Y., Haghghat, F., Zhang J. S., Shaw C. Y. A systematic approach to describe the air terminal device in CFD simulation for room air distribution analysis. *Building and Environment*, 35(6), 563-576, 2000.

Huo, Y., Haghghat, F., Zhang, J. and Shaw, C. A systematic approach to describe the air terminal device CFD simulation for room air distribution analysis, *Building and Environment*, 35 (6), 563-576, 2000.

Imanari J., Omori T., and Bogaki K. Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system, comparison with the conventional all-air system. *Energy and Buildings*, 30 (2), 167–175, 1999.

Institutopara la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). *GuíaPráctica de la Energía Consumo eficiente y responsable*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Gobierno de España; 2016.

Kobayashi, N. and Chen, Q. Floor-supply displacement ventilation in a small office, *Indoor and Built Environment*, 12(4), 281-292, 2003.

Koestel, A. Paths of horizontally projected heated and chilled air jets. *ASHRAE Trans*, 61, 213-232, 1955.

Krajčík, M., Simone, A. and Olesen, B. W. Air distribution and ventilation effectiveness in an occupied room heated by warm air. *Energy and Buildings*, 55, 94–101, 2012.

Launder, B. and Sharma, B. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of the flow near a spinning disc. *Letters in Heat Mass Transfer*, 1, 131-138, 1974.

Lecuona Neumann, A., Izquierdo Millán, M. and Rodríguez Aumente. P. A. *Investigación e impacto ambiental de los edificios. La energía. Informes de la Construcción*, 57, 498, 2005.

Lee, K.S., Zhang, T., Jiang, Z., and Chen, Q. Comparison of airflow and contaminant distribution in rooms with traditional displacement ventilation and under-floor air distribution systems, *ASHRAE Transactions*, 115(2), 2009.

Lemaire, A. Air flow patterns within buildings. Subtask 1: room air and contaminant flow, evaluation of computational methods. Technical report. IEA Programme for Energy conservation in buildings and Community Systems; 1993.

Li, Q., Yoshino, H., Mochida, A., Lei, B., Meng, Q., Zhao, L. and Lun, Y. CFD study of the thermal environment in an air-conditioned train station building. *Building and Environment*, 44(7), 1452–1465, 2009.

Liang, Z. and Fariborz, H. Simplified method for modeling swirl diffusers. Proceedings of 6th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings: Sustainable Built Environment. Sendai; 333-340, 2007.

Liu, W., Long, Z. and Chen, Q. A procedure for predicting pressure loss coefficients of duct fittings using CFD (rp-1493). *HVAC&R Research*, 18, 1168-1181, 2012.

Liu, W., Wen, J., Lin, C., Liu, J., Long, Z. and Chen, Q. Evaluation of various categories of turbulence models for predicting air distribution in an airliner cabin. *Building and Environment*, 65, 118-31, 2013.

Luo, S., Heikkinen, J. and Rouxa, B. Simulation of air flow in the IEA Annex 20 test room validation of a simplified model for the nozzle diffuser in isothermal test cases. *Building and Environment*, 39, 1403-1415, 2004.

Lyakhovskiy, D. and Syrkin, S. Aerodynamics of the torch flowing out into the medium of another density. *J Tech Phys.* 9, 1939.

Martínez-Almansa, J.J., Fernández-Gutiérrez, A., Parras, L., y del Pino, C. Numerical and experimental study of a HVAC wall diffuser. *Building and Environment*, 80, 1-10, 2014.

Mathisen H. M. “Case studies of displacement ventilation in public Halls”. *ASHRAE Transactions* 1989.

Mellin, A. Tracer particles and seeding for particle image velocimetry. *Meas Sci Technol*, 8, 1406-1416, 1997.



Nielsen P. Air distribution and air diffusion-laboratory aerodynamic testing and rating of air terminal devices. Technical report. International Organization for Standardization; 1984.

Nielsen P. Representation of boundary conditions at supply openings; 1989. Technical report, IEA, Annex 20, Research item 1.11.

Nielsen, P. Specification of a two-dimensional test case. Aalborg University; 1990.

Nielsen, P. Lecture notes on mixing ventilation. Technical report. Aalborg, Denmark: Department of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University; 1995.

Nielsen, P. V. Displacement ventilation in a room with low-level diffusers, Indoor environmental technology, paper 10, Institute of building technology and structural engineering, Aalborg University, Denmark (1998).

Nielsen, P. Computational fluid dynamics and room air movement. *Indoor Air*, 14, 134-143, 2004.

Palonen, J., Majanen, A. and Seppänen, O. Performance of displacement air distribution in an office room. *Environmental International*, 17 (4), 303–309, 1991.

Pasker, R. European Energy Saving Guide 2016 of the European Association for External Thermal Insulation Composite Systems (EAE); 2016.

Patankar, S. V. and Spalding, D. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(10), 1787-806, 1972.

Pope, S. B., *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 581-582, 2001.

Posner, J., Buchanan, C. and Dunn-Rankin, D. Measurement and prediction of indoor airflow in a model room. *Energy and Buildings*, 35(5), 515-526, 2003.

REHVA (Federation of European Heating and Air-Conditioning Associations). (2002) Displacement ventilation in non-industrial premises , Atlanta, GA, ASHRAE.

Srebric, J. and Chen, Q. A method of test to obtain diffuser data for CFD modeling of room airflow, *ASHRAE Trans*, 107(2), 108-116, 2001.

Srebric J, Chen Q. Simplified numerical models for complex air supply diffuser. *ASHRAE Trans*, 8, 277-294, 2002.

Srebric, J. and Chen, Q. Simplified numerical models for complex air supply diffusers, *HVAC&R Research.*, 8(3), 277-294, 2002.

Toh, I., Honnery, D. and Soria, J. Axial plus tangential entry swirling jet. *Experiments in Fluids*, 48, 309-325, 2010.

Wang, R. Q., Law, W.-L., A and Adams, E. E. Pinch-off and formation number of negatively buoyant jets. *Physics of Fluids*, 23, 2011.

Weller, H., Tabor, G., Jasak, H. and Fureby, C. A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques. *Computers in Physics*, 12(6), 620-631, 1998.

Wyon, D. and Sandberg, M. Thermal Manikin prediction of discomfort due to displacement ventilation. *ASHRAE Transactions* 1989.

Yuan, X. and Chen, Q., Glicksman, L. R. A critical review of displacement ventilation, energy and buildings. *ASHRAE Transaction*, 1998.

Zhang, T., Lee, K. and Chen Q. A simplified approach to describe complex diffusers in displacement ventilation for CFD simulations. *Indoor Air*, 19(3), 255-67, 2009.

Zhang, L. Z., Niu, J.L., Zuo, H.G. Indoor humidity behaviours associated with decoupled cooling in hot and humid climate. *Building and Environment* Volume 38 (1), 99–107, 2003.

Zhang, Z., Zhang, W., Zhai, Z. and Chen Q. 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*, 2007.

Zhao, B., Li, X., Yan. Q. A simplified system for indoor airflow simulation. *Building and Environment*, 38(4), 543-552, 2003.

Zuo, W. and Chen, Q. Fast and informative flow simulations in a building by using fast fluid dynamics model on graphics processing units. *Building and Environment*, 45, 747-757, 2010.