

# ENSAYOS EXPERIMENTALES DE DIFUSORES DE AIRE PARA ACOPLAMIENTO A SUELOS FRÍOS

FERNÁNDEZ GUTIÉRREZ, Alberto <sup>(1)</sup>; PARRAS ANGUITA, Luis <sup>(2)</sup>;

GUTIÉRREZ CASTILLO, Paloma <sup>(2)</sup>; DEL PINO PEÑAS, Carlos <sup>(2)</sup>;

CEJUDO LÓPEZ, José Manuel <sup>(1)</sup>

afernandezg@uma.es

<sup>(1)</sup>Universidad de Málaga, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.

<sup>(2)</sup>Universidad de Málaga, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.  
Área de Mecánica de Fluidos.

## RESUMEN

La climatización de grandes espacios, como vestíbulos de aeropuertos, estaciones, etc, presentan características específicas que recomiendan sistemas de climatización adaptados. Suelen ser espacios de grandes alturas en los que la climatización a nivel de suelo conlleva ahorros de energía y mejora de la calidad de aire. Los sistemas de suelo radiante, complementados con sistemas todo-aire exterior con impulsión en el plano de ocupación son una solución adecuada. El correcto diseño de estos sistemas implica conocer la dinámica de fluidos generada por el sistema de difusión, acoplada a superficies radiantes. En este sentido, se presentan en esta ponencia los resultados que surgen de la colaboración de las áreas de conocimiento de Máquinas y Motores Térmicos y Mecánica de Fluidos.

La aproximación de aire mezclado en toda la zona, ocupada o no, deja de ser válida en el análisis de estos sistemas. Existen numerosos intentos para conocer *grosso modo* la distribución espacial de la temperatura que tiene el aire, su grado de humedad, su composición y su velocidad, entre otros factores. Es en este punto donde la naturaleza turbulenta del fluido en fase gaseosa empeora el cálculo numérico en términos de coste computacional por varias razones: el modelo turbulento que se debe emplear, la falta de comparación con datos experimentales, tridimensionalidad y la no estacionaridad del flujo. Para poder simplificar estos puntos se ha diseñado y construido un experimento del cual se puede obtener información ciertamente interesante mediante técnicas de ensayos experimentales como son las visualizaciones y las medidas cuantitativas. La geometría del montaje propuesto es sencilla y versátil para así poder definir perfectamente las condiciones de contorno. El sistema de ventilación impulsa aire tratado a menor temperatura hacia un recinto que se encuentra a una mayor temperatura.

Los resultados que se muestran en esta ponencia se relacionan con la dinámica del aire frío que descarga en una atmósfera en reposo, en la región cercana al sistema de ventilación. Los resultados derivados de las visualizaciones para distintos caudales de impulsión y distintos saltos térmicos entre el aire tratado y el ambiente, tras un minucioso proceso de análisis de imágenes, pueden ser validados por la teoría elemental. Así mismo, los datos cuantitativos de los campos de velocidad constituyen una magnífica base de datos para poder ser comparados con los cálculos numéricos y los modelos computacionales.

**Palabras clave:** Difusión por desplazamiento, simulación numérica, flujo laminar.

## 1.- Introducción

La climatización de grandes salas en edificios de uso público es un tema de investigación recurrente en los últimos años debido a una mayor conciencia social para reducir el consumo energético y por criterios puramente técnicos de confort [1,2]. En estas grandes salas, de elevada altura, donde el volumen ocupado corresponde exclusivamente con los metros más cercanos al suelo, es innecesario la climatización de todo el dominio, pudiendo concentrarse la actuación sólo en la zona habitada. Con esta idea comienzan a estudiarse técnicas de refrigeración basadas en este principio, donde el suelo es refrigerado y se usa la ventilación exterior por desplazamiento para mover el aire [1].

Desde el punto de vista ingenieril, uno de los problemas de este tipo de técnicas de refrigeración es que los métodos normales de cálculo de cargas térmicas para la selección del sistema a instalar no son válidos, y hay que desarrollar nuevos métodos de cálculo, que tengan en cuenta que el aire se encuentra a distinta temperatura según esté en la zona habitada o en la zona superior [3] y que parte del calor transferido de una zona a otra está realizado por las personas que circulan o por los equipos electrónicos presentes (mediante convección natural, etc). De la misma forma, en estas técnicas de climatización es muy importante conocer la velocidad del aire en las distintas zonas de la sala para mantenerla en condiciones de confort y poder definir las posiciones en dónde colocar los difusores de aire para la ventilación por desplazamiento.

En éste último ámbito es donde reside la motivación de este trabajo. Se pretende fabricar y ensayar un modelo a escala de un sistema de ventilación por desplazamiento donde realizar medidas cualitativas y cuantitativas del flujo de aire frío introducido en la sala. Estas medidas experimentales se compararán con simulaciones numéricas en las mismas condiciones para validar el uso de éstas últimas. Este estudio prepara el camino a posteriores trabajos tendentes a obtener datos cuantitativos del calor transferido al suelo y del dominio de influencia del difusor.

## 2.- Método de trabajo

### 2.1.- Diseño y montaje del experimento

Los difusores comerciales consisten generalmente en cilindros de distintos tamaños fabricados en chapa con orificios para la salida del aire. Como se pretende obtener un modelo a escala lo más parecido a la realidad pero que a su vez sea fácil de simular numéricamente, se optó como configuración un cilindro por el que circula el aire tratado, tapado por la parte superior y con una abertura cilíndrica bajo la tapa. El cilindro es de metacrilato de radio exterior  $R = 50\text{mm}$ , de altura total  $H_0 = 212\text{mm}$ , y la abertura tiene una altura  $H = 10\text{mm}$ . Un esquema del experimento se representa en la fig. 1(a). Para uniformizar el flujo que entra en el cilindro se usa una malla de acero de  $0,25\text{ mm}^2$  de área de paso como base, unas bolas de plástico de 6mm de diámetro para aumentar la pérdida de carga y un panal de abeja de 4mm de lado para direccionar el flujo, como se observa en la fig. 1(b).

El aire es impulsado por un compresor y enfriado en un intercambiador a la temperatura deseada. Posteriormente, se hace circular por un burbujeador de aceite (del tipo tobera Laskin) que produce burbujas de aceite de oliva, que se usarán para hacer las visualizaciones y para las medidas cuantitativas. El caudal se mide mediante un rotámetro analógico de la marca Key Instruments y simultáneamente con un medidor de caudal digital McMillan 50D. Para la medida de la temperatura se usa una sonda PT100 de la marca Delt Ohm con una precisión de décimas de grado.

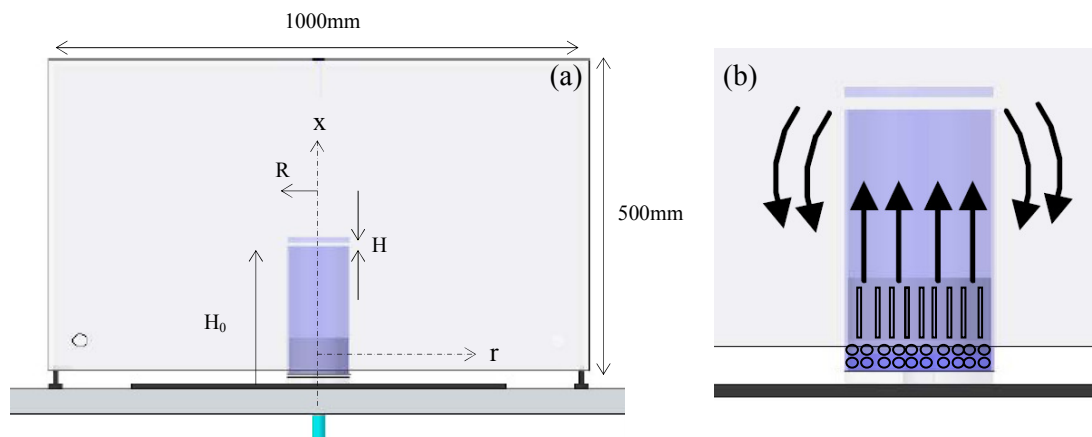


Figura 1: Esquema del montaje experimental (a) y detalle del flujo en el cilindro (b).

La figura 2(a) representa el modelo de difusor ensayado. En la zona superior se observa la tapa y la abertura superior para la salida del aire. En la fig. 2(b) se muestra una imagen del experimento en funcionamiento, en el que se ha generado las partículas de aceite en el burbujeador formando una niebla que sale por la abertura superior del cilindro. Para las visualizaciones se ha usado un láser continuo verde de longitud de onda de 532nm, con una potencia de 0,5W. El haz se hace pasar por una lente cilíndrica que permite crear un plano láser, al alinear este plano con el centro del difusor, la niebla se ilumina. Esta técnica de visualización se conoce como la dispersión de Mie (Mie Scattering). Esta es la técnica usada en este trabajo y básicamente consiste en la dispersión de las ondas electromagnéticas por partículas esféricas de aceite de oliva [4].

Uno de los problemas principales de los experimentos con aire es que se ven altamente influenciados por las corrientes de aire debido a diferencias de temperatura o a la propia convección del laboratorio donde se realice. Para evitar estos efectos se usa una urna cerrada de metacrilato que protege al experimento de las corrientes exteriores, sus dimensiones se representan en la fig.1(a). Para modelar el suelo se ha usado madera. Las dimensiones del suelo son menores que la planta de la urna y ésta ha sido elevada 40mm para permitir al aire frío salir de la zona de estudio, e influir lo mínimo posible en las condiciones estudiadas cerca del difusor.

## 2.2.- Medidas experimentales

Se han realizado medidas cualitativas y cuantitativas con las visualizaciones y medidas cuantitativas de velocidad mediante la técnica LDA (Laser Doppler Anemometry) que corresponde con medidas de velocidad mediante el efecto Doppler en la interferencia de dos haces láser [5]. Ambas medidas se han hecho simultáneamente para obtener los resultados en las mismas condiciones, ya que no se controlan las condiciones de temperatura exterior a la urna, pudiendo variar de un día a otro. Las medidas de temperatura se hacen en el interior del difusor, en la urna y fuera de ella, mediante la sonda PT 100. Para establecer la temperatura del interior de la urna se han medido durante los ensayos las temperaturas de las paredes, suelo y techo, que si bien presentan ligeras diferencias entre ellas, se han promediado para constatar posteriormente que esta temperatura permanece prácticamente constante.

Se ha comprobado la reproducibilidad de los experimentos, repitiéndolos en días distintos para los mismos caudales y diferencia de temperaturas, obteniendo resultados similares. La disposición de un experimento típico se representa en la fig. 3, donde se observan dos zonas, la derecha donde se realiza la visualización (el láser verde ilumina más intensamente esta zona), y la izquierda con los dos haces que se cortan del LDA.

Para realizar las visualizaciones, se ha introducido la niebla de aceite iluminada con el plano láser y se ha grabado con una cámara de video ordinaria a 25 imágenes por segundo. La duración de la grabación de un experimento es de dos a tres minutos, que corresponden con un total de unas 4000 imágenes. Posteriormente, estas imágenes han sido procesadas en Matlab®.

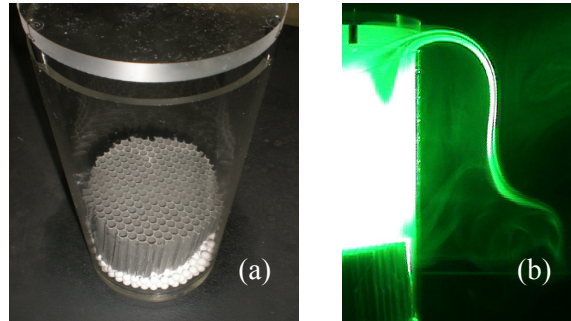


Figura 2: Diseño del difusor con lecho y panal (a) y fotografía del flujo estacionario (b).

Mientras se graba la visualización se ha medido simultáneamente la velocidad mediante LDA. La medida de la velocidad por esta técnica se realiza de forma puntual mediante el promediado de las velocidades de las partículas que pasan por el volumen de medida. Para medir, ver fig. 3 zona izquierda, el doble haz láser rojo está colocado de forma que mide exactamente la velocidad radial en la salida del difusor. Esta calibración se ha hecho de forma muy sistemática y rigurosa. Posteriormente, se ha hecho la medida en una región cuadrada representada en la zona derecha de la fig. 3, para los valores radiales desde la salida del difusor ( $r = R$ ) hasta ( $r = R+10$ ) al alejarnos de la salida 10mm en pasos de 2mm y para valores axiales desde la altura del cilindro ( $x = H_0$ ) hasta ( $x = H_0+10$ ) al elevarnos la altura  $H = 10$ mm en pasos de 0,5mm. Como las medidas de velocidad con LDA son más precisas que los caudalímetros, el caudal finalmente se calcula de la integración del perfil de velocidad medido.

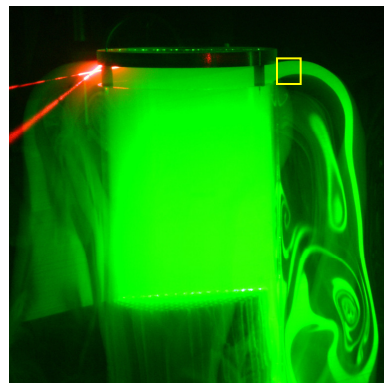


Figura 3: Visualización del flujo saliendo del difusor y medida de la velocidad con LDA.

### 2.3.- Simulaciones numéricas

Las simulaciones numéricas se han realizado con el programa comercial Fluent®. Para ello se han resuelto las ecuaciones de Navier-Stokes laminares junto con la ecuación de la energía. Las propiedades del aire, como la densidad, conductividad térmica, calor específico, etc, se han tomado dependientes de la temperatura y se ha incluido el efecto de la gravedad. Las condiciones de contorno son de velocidad constante impuesta en la entrada del flujo, paredes adiabáticas en el difusor cilíndrico y en la tapa, y misma temperatura impuesta en el suelo, techo y paredes de la urna. En el caso de no imponer condiciones de contorno de temperatura o flujo de calor impuesto, el problema quedaría

acoplado, y habría que resolver al mismo tiempo el problema térmico entre el sólido y el fluido. Se ha hecho esta simplificación como primera aproximación y se mostrará posteriormente que los resultados cuantitativos son bastante aproximados a los experimentales.

## 2.4.- Parámetros adimensionales

El interés de los resultados experimentales y numéricos estriba en su utilidad para el modelado del movimiento del aire, que con la ayuda de los parámetros adimensionales se obtienen correlaciones que sirven para realizar el modelo de suelos fríos que se simula con programas avanzados como Trnsys<sup>®</sup> y EnergyPlus<sup>®</sup>.

Las velocidades y las diferencias de temperaturas son adimensionalizadas para una mejor representación e interpretación. Las velocidades se relacionan con la velocidad media obtenida con el cociente entre el caudal y la sección de salida ( $2\pi RH$ ), donde  $H$  es la altura de salida del difusor (10mm). La temperatura adimensional  $\theta$ , relaciona la diferencia de temperaturas entre un punto cualquiera del dominio ( $T$ ), la temperatura de salida del difusor ( $T_i$ ) y la diferencia de temperaturas entre el aire ambiente de la urna ( $T_s$ ) y el impulsado, en adelante llamada  $\Delta T$ .

$$\theta = \frac{(T - T_i)}{(T_s - T_i)} = \frac{(T - T_i)}{\Delta T} \quad (1)$$

La medida del caudal es muy importante para conocer los números de Reynolds con los que se está trabajando, ya que la estructura del chorro a la salida del difusor depende de la magnitud de éstos. Este parámetro adimensional se define como el cociente de las fuerzas de inercia y las viscosas, que relacionadas con el radio exterior del difusor se puede expresar como:

$$Re = \frac{Q}{2\pi H \nu}, \quad (2)$$

donde  $Q$  es el caudal y  $\nu$  la viscosidad cinemática que depende de la temperatura. Al estudiar la transmisión de calor, otros números adimensionales que aparecen son; el número de Prandtl y Grashof. El número de Prandtl relaciona el coeficiente de viscosidad cinemática con la difusividad térmica:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \cdot \mu}{k}, \quad (3)$$

donde  $\alpha$  es la difusividad térmica,  $C_p$  el calor específico a presión constante,  $\mu$  la viscosidad dinámica y  $k$  la conductividad térmica. Para el caso del aire, este adimensional se puede considerar prácticamente constante  $Pr \approx 0,7$ . El número de Grashof mide la relación entre las fuerzas de flotación y las viscosas del aire:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_i)R^3}{\nu^2}, \quad (4)$$

donde  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica.

Para que el modelo a escala sea semejante físicamente al real, todos los números adimensionales que rigen el problema han de ser iguales. Esto implica que para que los resultados sean extrapolables a un prototipo con 1 m de altura y caudales típicos de funcionamiento ( $Re \sim O(10^4)$  y  $Gr \sim O(10^9)$ ), la velocidad de impulsión en el modelo debería ser 5 veces mayor y la diferencia de temperaturas 125 veces mayor. Como con el dispositivo experimental actual no se puede obtener este rango de parámetros, se ha optado por utilizar el mismo orden de magnitud en los saltos térmicos y velocidades de impulsión que en el modelo real.

### 3.- Resultados

En esta sección se exponen los resultados más relevantes obtenidos del experimento. Los ensayos realizados en el laboratorio corresponden al rango de caudales comprendido entre 10 y 30 l/min y con un diferencial de temperaturas  $\Delta T$  entre  $1^\circ\text{C}$  y  $6^\circ\text{C}$ . Los números de Reynolds estudiados oscilan entre 100 y 600 y el número de Grashof del orden de  $10^5$ .

Las visualizaciones permiten conocer características globales del flujo de forma cualitativa. Así, en la fig. 4(a) se visualiza un fotograma del flujo con  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ , donde la pluma sigue una trayectoria prácticamente horizontal, ligeramente ascendente debido al choque del flujo con la tapa superior y en la fig. 4(b) se observa un flujo con un  $\Delta T = 3^\circ\text{C}$ , donde la pluma se curva en trayectoria descendente. En ambos casos el flujo alcanza el régimen estacionario.

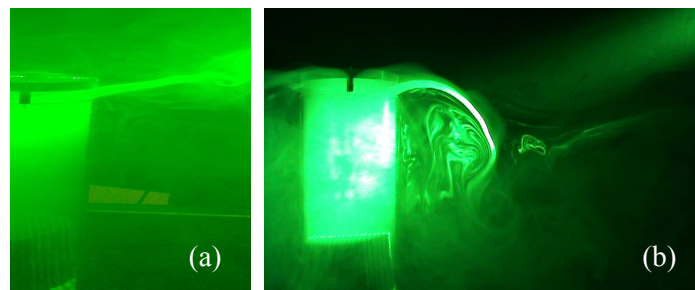


Figura 4: Imágenes instantáneas del flujo de aire a temperatura ambiente (a) y con  $\Delta T = 3^\circ\text{C}$  (b).

Para cada caso se extraen los fotogramas del video y se descartan los primeros hasta que empieza a salir humo. Del resto de fotogramas se realiza la imagen promedio, sumando la intensidad de luz de todas ellas y dividiendo por el número total de imágenes. El resultado es la imagen promediada, que se muestra en la fig. 5 para los caudales (10, 15, 20 y 25 l/min) representados de (a)-(d) y la misma  $\Delta T$ . En la zona derecha se muestra la imagen promediada y en la izquierda la intensidad lumínica con la que se trabajará posteriormente. Para bajos caudales, la cantidad de humo generado es menor como puede observarse en la fig. 5(a)-(d). Esta técnica permite observar características del movimiento del aire en la salida del difusor. El aire frío sale de forma radial y al encontrarse con el aire ambiente a mayor temperatura se produce una caída vertical, en el caso de bajos caudales como en la figura 5(a) el aire impulsado no progresa difundándose con el aire ambiente. Al aumentar el caudal, el flujo se adhiere a la pared del difusor, descendiendo hasta el suelo como se observa en la fig. 5(b)-(d).

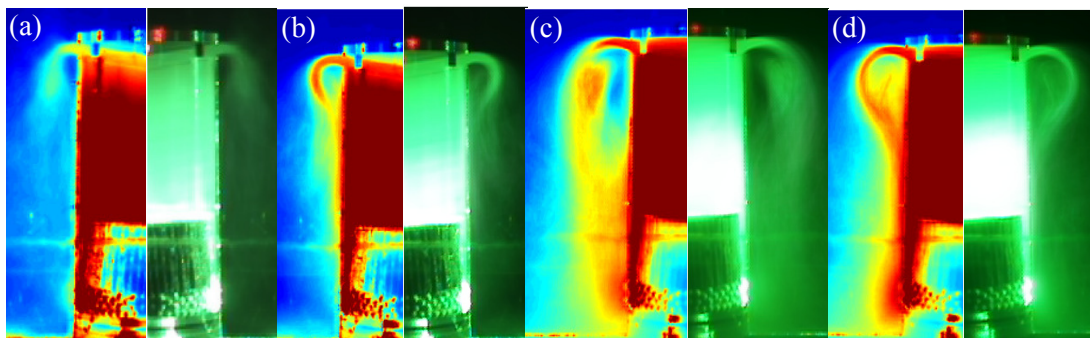


Figura 5: Imágenes promedio para caudales de 10, 15, 20 y 25 l/min con  $\Delta T = 1,5^\circ\text{C}$ .

Una de las características de este tipo de visualizaciones es que la intensidad de luz obtenida es proporcional a la concentración de partículas. La cuantificación de esta variable queda fuera del



alcance de este trabajo. Lo que se pretende es comparar si la imagen obtenida se asemeja a los campos de temperatura y/o velocidad obtenidos con la simulación numérica. Para ello se han reproducido numéricamente los experimentos de la fig. 5. Un ejemplo puede verse en la fig. 6, donde se representa el campo de temperaturas (a) y velocidades (b) obtenida numéricamente junto con el campo de intensidad de luz (c), que como se ha comentado es proporcional a la concentración de partículas. Sorprendentemente las tres figuras tienen un enorme parecido, esto es debido a que las ecuaciones que rigen los campos de temperatura y de concentración de humo son exactamente iguales, cambiando la difusividad térmica por la másica.

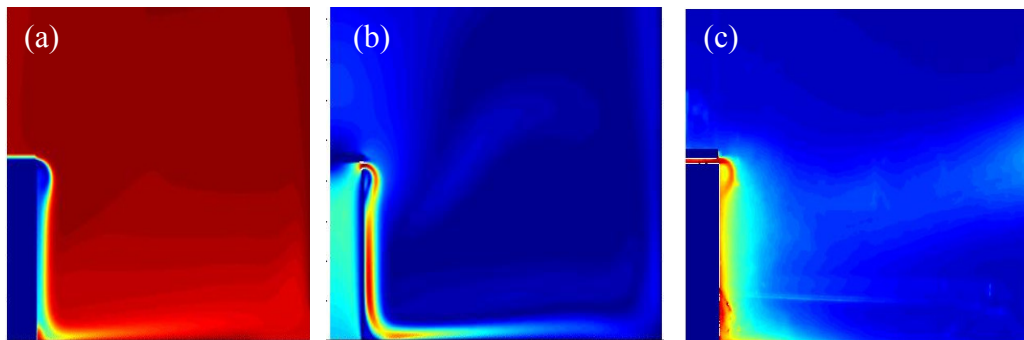


Figura 6: Campos de temperatura (a) y de velocidad (b) obtenidos numéricamente, y en (c) la intensidad de luz promedio experimental.

Se ha decidido realizar una comparación cuantitativa de los resultados obtenidos con estas imágenes. Ya que no se tiene la concentración real del humo, se utilizará la intensidad de color. Se define la curva envolvente del chorro como aquella donde se produce el cambio de tonalidad del color, al pasar del rojo con alta concentración de humo al amarillo. Como parámetro para comparar se usarán las coordenadas  $(r, h)$  del punto B, que corresponde con el punto donde la curva envolvente del chorro es tangente con la vertical, como puede observarse en la fig. 7(b). Al trabajar en intensidad de color se aprecian más detalles de la estructura interna del flujo que en la imagen promedio fig. 7(a).

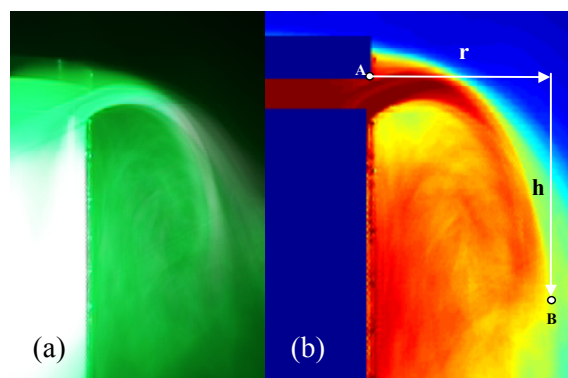


Figura 7: Imagen promediada (a) e imagen de intensidad de color (b). En (b) se representan también las coordenadas  $(r, h)$  del punto B.

La obtención del punto B no es exacta y depende del criterio elegido para determinar la envolvente del chorro. Para asegurarnos que el valor de las coordenadas del punto B es independiente del número de imágenes tomadas para hacer la media, se han representado en la fig. 8 estas distancias adimensionalizadas con el radio del difusor  $(R)$ , frente al número de imágenes usadas para realizar el promedio. Se observa en dicha figura que para 3000 imágenes aproximadamente (que corresponden con 2 minutos de video) los parámetros anteriores permanecen constantes, con desviaciones típicas (adimensionales) del 0,6%.

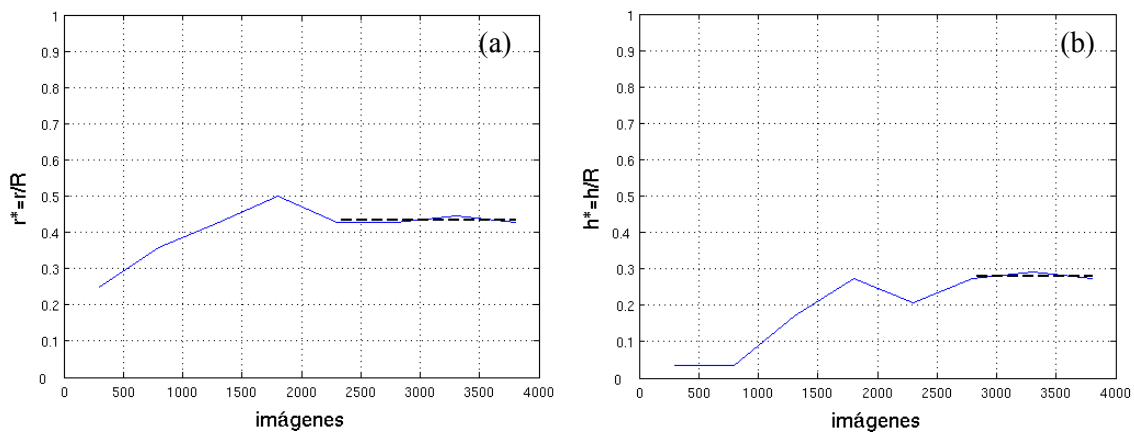


Figura 8: Coordenadas adimensionales del punto B frente al número de imágenes promediadas. (a) distancia  $r^*$  y (b) distancia  $h^*$ .

Una vez determinados estos valores experimentales, se realiza el mismo proceso con los resultados de los campos de temperatura y velocidad obtenidos de las simulaciones numéricas estacionarias. La ventaja de los resultados numéricos reside en que se dispone de los valores de temperatura y velocidad en todo el dominio fluido, pudiendo determinar con mayor precisión el valor de la envolvente del chorro. En la fig. 9 se representan la comparación de los resultados experimentales y numéricos de los parámetros adimensionales  $r^*$  y  $h^*$ . En el caso de los resultados numéricos, se han obtenido dos valores distintos, uno procedente del campo de temperatura (representado en línea continua) y otro del campo de velocidad (en línea a trazos).

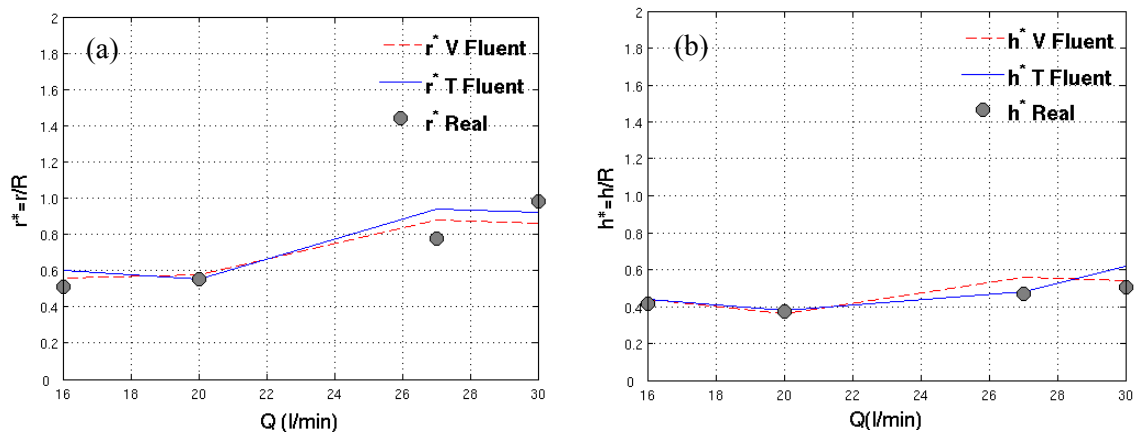


Figura 9: Coordenada adimensional  $r^*$  (a) y  $h^*$  (b) para los resultados experimentales y numéricos.

Los resultados numéricos no coinciden exactamente con los valores experimentales pero presentan la misma tendencia. En el caso experimental existen imprecisiones al determinar las coordenadas de B, ya que se estima la curva envolvente mediante el cambio de color con un error de  $\pm 0,5$  mm, y en el caso de las simulaciones numéricas, las condiciones de contorno impuestas no reproducen con total exactitud el ensayo experimental. No obstante, los resultados numéricos representados en la fig. 9 son coincidentes para el rango de caudales ensayados, mostrando una tendencia creciente de  $r^*$  a partir de 20 l/min y prácticamente constante para  $h^*$ , proporcionando datos cuantitativos fiables, si bien sería aconsejable realizar más medidas experimentales y numéricas para confirmar esta tendencia.



Hasta aquí se han realizado medidas cualitativas y cuantitativas con las visualizaciones, alcanzando buenos resultados. Ahora se realizan las medidas cuantitativas de velocidad radial a la salida del difusor con la técnica LDA y se comparan los datos obtenidos con los resultados numéricos del campo de velocidad. Esta técnica se basa en la detección de la velocidad de las partículas micrométricas con las que se contamina el fluido (partículas de aceite en suspensión) cuando atraviesan el volumen fluido que ocupan el doble haz láser. Gracias al conocimiento de la frecuencia con la que emite el láser y tras formar estas unas bandas, se conoce la velocidad de las partículas al medir la frecuencia (efecto Doppler). La señal óptica pasa a través de un fotomultiplicador que la convierte en una señal eléctrica. El software recoge los pulsos de las señales eléctricas y les asocia una velocidad. Es un método de medida de velocidad no intrusivo y muy fiable, que requiere de una rigurosa calibración como se ha comentado. En la fig. 10 se representan las medidas de la velocidad radial media a la salida del difusor y la desviación típica de las fluctuaciones de la velocidad (nivel de turbulencia), para el rango de caudal de 15 a 30 l/min.

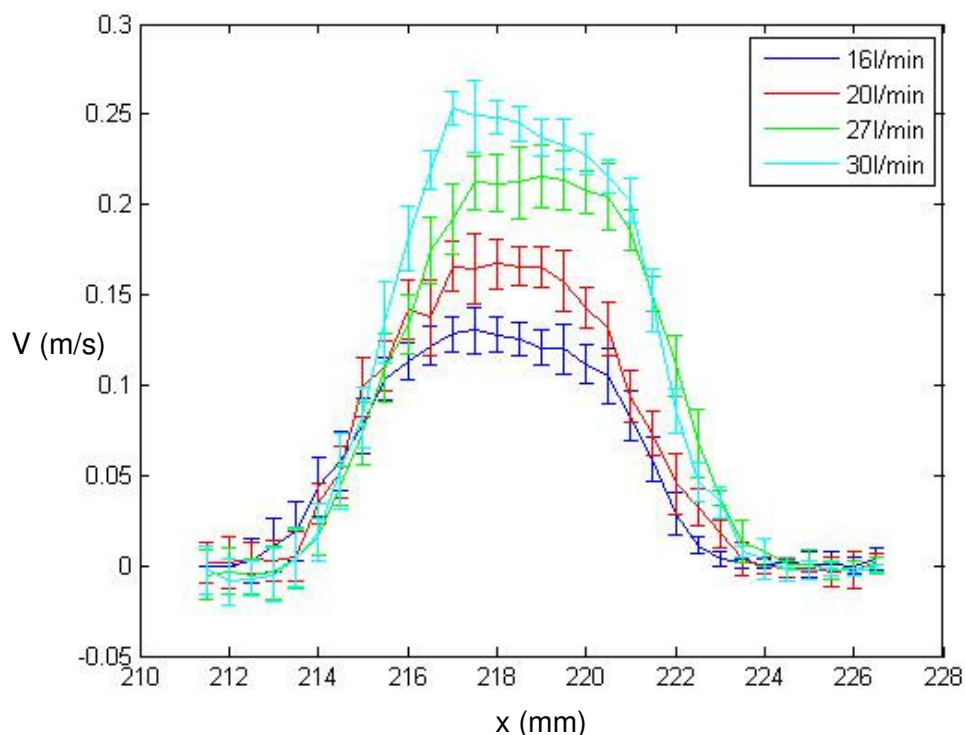


Figura 10: Perfiles de velocidad a la salida del difusor para diferentes caudales.

Cada uno de estos perfiles se ha obtenido con 32 medidas de velocidad. Se observa que la velocidad máxima de salida del difusor se desplaza hacia la parte superior conforme aumenta el caudal, como era de esperar al tratarse de un flujo que impacta sobre la tapa antes de salir radialmente, generando cierto movimiento por encima de la salida del difusor. Los caudales calculados mediante estos perfiles de velocidad (16, 20, 27 y 30 l/min), difieren ligeramente de los valores fijados experimentalmente con los caudalímetros (15, 20, 25 y 30 l/min), esto es debido a la falta de precisión manual al fijar los mismos. De la misma figura se observa también que cuanto menor es el caudal más simétrico es el perfil de velocidad, el cual presenta forma parabólica.

Ahora lo que se pretende es comparar las medidas tomadas del campo de velocidad a la salida del difusor con los resultados obtenidos en la simulación numérica. De esta forma, se consigue conocer la velocidad media en cualquier punto de la salida del difusor y el error cometido, el tipo de perfil que presenta, así como el caudal impulsado. En la fig. 11 se comparan los resultados de las medidas experimentales con las numéricas para el rango de caudal de 15 a 30 l/min.

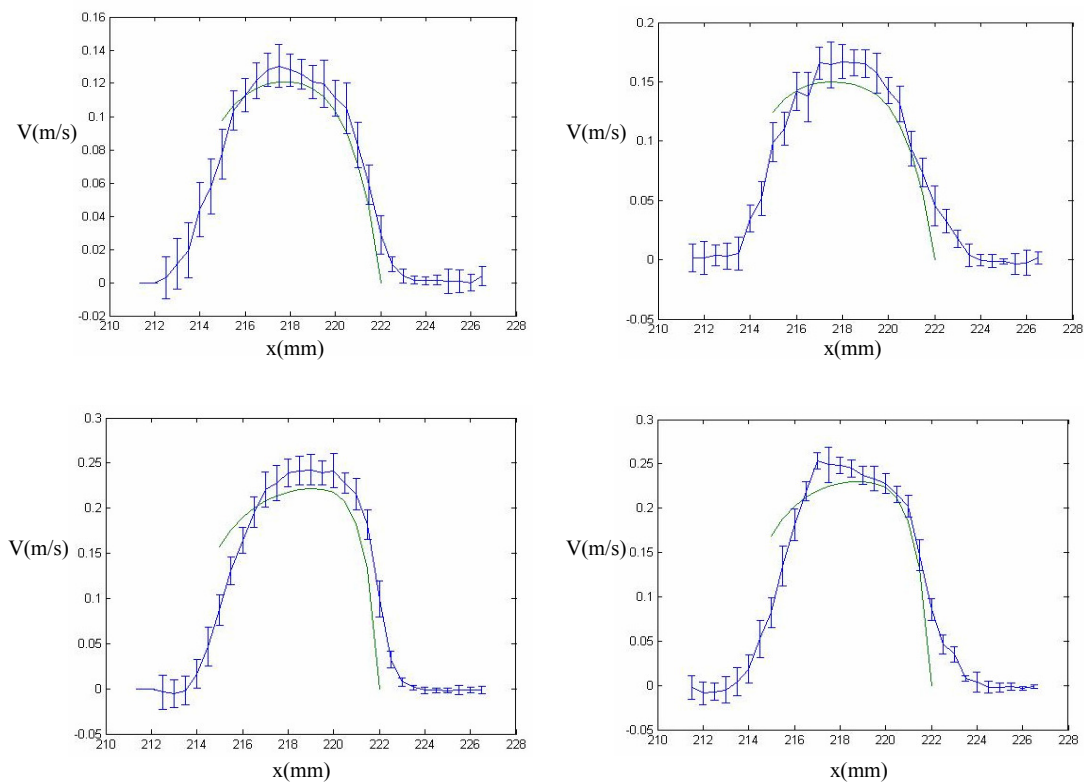


Figura 11: Perfil de velocidad medido con LDA y obtenido por Fluent®.

Como resultado de la comparación, observamos que las curvas experimentales y numéricas no solapan, debido a las condiciones de contorno impuestas. No obstante, la curva obtenida por simulación numérica está dentro de los errores de medida de los resultados experimentales, por lo que se considera aceptable el cálculo de la misma.

Los resultados cuantitativos presentados en esta sección muestran que las simulaciones laminares con las condiciones de contorno usadas, reproducen con bastante exactitud el modelo a escala del difusor por desplazamiento [6]. Este estudio será extensible a otras geometrías de difusores y otras condiciones de ensayo justificando la obtención numérica de parámetros importantes para el modelado como la transferencia de calor del suelo o el alcance del chorro frío.

#### 4.- Conclusiones

Se ha diseñado y fabricado un dispositivo simple y versátil que impulsa aire en un recinto controlado con el que se pueden realizar experimentos reproducibles, obteniendo datos de medida en régimen estacionario con alto grado de exactitud para los rangos de caudales y diferencias de temperaturas ensayadas. Se ha desarrollado una técnica que permite la medida mediante imágenes de la forma promediada del flujo de salida para el modelo a escala del difusor por desplazamiento. Se han medido campos de velocidad en el modelo a escala para conocer la velocidad real de impulsión. Al mismo tiempo se ha realizado un modelo numérico del experimento, usando unas condiciones de contorno típicas para simulaciones de este tipo de instalaciones. Los resultados numéricos y experimentales se han comparado, tanto para la forma visual del flujo como para los valores exactos de la velocidad en la zona de impulsión obteniendo una sorprendente correspondencia entre ambos estudios. Esto permite concluir que la simulación laminar del modelo a escala con las condiciones de contorno apropiadas reproducen con fidelidad los resultados experimentales, abriendo la puerta a estudios numéricos más profundos para la determinación de resultados muy complicados de obtener con detalle

experimentalmente, como pueden ser el campo de temperatura y velocidad en todo el dominio así como el calor transmitido entre el suelo y el aire frío.

## 5.- Agradecimientos

A la empresa Azvi, por su interés y apoyo económico para la realización de este trabajo

## 6.- Referencias

- [1] SIMMONDS, P, GAW, W, HOLST, S, REUSS, S. *Using radiant cooled floors to condition large spaces and maintain comfort conditions*. ASHRAE Transactions, 2000, V106 Pt1, PP.695-701.
- [2] SEKHAR, S.C, CHING, C.S. *Indoor air quality and thermal comfort studies of an under-floor air-conditioning system in the tropics*. Energy and Buildings, 2002, 34, pp. 431-444.
- [3] WEBSTER, T, BAUMAN, F, BUHL, F, DALY, A. *Modeling of underfloor air distribution (UFAD) systems*. Third National Conference IBPSA-USA, Simbuild 2008, pp. 214-221.
- [4] SORIA, J, HONNERY, D, TOH, I.K. *Axial plus tangential entry swirling jet*. Experiments in Fluids, 2010, 48, pp. 309-325.
- [5] POSNER, J.D, BUCHANAN, C.R, DUNN-RANKIN, D. *Measurement and prediction of indoor air flow in a model room*. Energy and Buildings, 2003, 35, pp. 515-526.
- [6] BAONGA, J.B, LOUAHLIA-GUALOUS, H, IMBER, M. *Experimental study of the hydrodynamic and heat transfer of free liquid jet impinging a flat circular heated disk*. Applied Thermal Engineering, 2006, 26, pp. 1125-1138.