

MODELO CFD PARA EL ESTUDIO DEL BIENESTAR TÉRMICO EN UNA HABITACIÓN CON TECHO REFRIGERANTE

¹Sánchez González, Alberto*; ²García de María, Juan Mario; ¹Viñas Arrebola, Carmen

¹*Departamento de Tecnología de la Edificación. Escuela Universitaria de Arquitectura Técnica. Universidad Politécnica de Madrid.*

alberto.sgonzalez@gmail.com

²*Departamento de Física Aplicada. Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial. Universidad Politécnica de Madrid.*

RESUMEN

De entre el extenso catálogo de sistemas de climatización, el techo refrigerante se postula como uno de los más adecuados a la hora de acondicionar espacios. Esto es así, en tanto que se trata de un sistema capaz de proporcionar elevados niveles de bienestar térmico. Asimismo, demanda menos energía que otros sistemas, ya que funciona con agua sólo ligeramente fría (en torno a 15°C).

La transferencia de calor entre techo refrigerante y el local acondicionado está dominada por convección natural y radiación entre superficies. Es por ello que, el objetivo último del presente estudio radica en analizar dichos mecanismos de transmisión del calor. Conocidos los fundamentos teóricos que gobiernan la convección natural, se hace uso de la simulación con código *CFD* como herramienta para determinar el campo fluidotérmico de un espacio acondicionado mediante techo refrigerante. La primera parte de este estudio consiste, pues, en validar con datos experimentales un modelo *CFD* que describa correctamente la realidad.

En la segunda parte, se aplica el modelo computacional previamente validado al estudio de los niveles de bienestar térmico en una habitación hospitalaria individual. En base a la norma ISO 7730 se determinan los índices de confort en ella definidos: voto medio estimado (*PMV*), porcentaje estimado de insatisfechos (*PPD*) y porcentaje de insatisfechos por asimetría radiante. Se observa que para distintas condiciones de temperatura exterior se alcanzan elevados niveles de bienestar con temperaturas moderadas en el techo refrigerante.

Palabras clave: techo refrigerante, convección natural, *CFD*, modelos de turbulencia, validación, bienestar térmico.

1.- Introducción

El propósito de alcanzar un ambiente interior térmicamente agradable en respuesta a uno exterior caluroso ha propiciado la aparición de multitud de sistemas de climatización. A pesar de estar poco extendido, el techo de refrigerante es uno de los que mejor cumplen dicha misión.

El funcionamiento del techo refrigerante consiste en hacer circular agua ligeramente fría a lo largo de un serpentín ubicado en el techo del espacio a acondicionar. El intercambiador de calor, constituido por el serpentín, se compone de tuberías metálicas de unos 10mm de diámetro espaciadas unos 15cm. La temperatura de impulsión del agua se sitúa aproximadamente entre 10°C y 15°C, valores que pueden considerarse “elevados” dentro de lo habitual en los sistemas de refrigeración. El salto de temperaturas entre impulsión y retorno es de sólo unos

10°C. El calor extraído puede disiparse utilizando el terreno como sumidero o mediante una torre de refrigeración aire-agua, lo cual se traduce en un notable ahorro de energía.

Las principales ventajas del techo frío frente a los populares sistemas de aire se resumen en: a) menor consumo de energía debido al menor salto de temperaturas en el circuito; b) menor consumo de energía debido a que impulsar pequeños caudales de agua es menos costoso que mover elevados caudales de aire; c) mayor nivel de bienestar acústico, al no haber ventiladores; d) menor espacio destinado a instalaciones puesto que las tuberías son de menor sección que los conductos de aire. En cuanto a las desventajas, suele aludirse a la condensación del vapor de agua en la superficie fría del techo. Sin embargo, estudios como el de Mumma [3] señalan que cumpliendo los niveles de ventilación regulados normativamente, se elimina la posibilidad de condensación.

En la última década se han realizado numerosos estudios [1] [2] señalando las ventajas de energéticas del techo refrigerante. Diversos estudios han analizado la transferencia de calor en estos sistemas, tanto mediante ensayos experimentales [4] como con simulaciones *CFD* [5]. Los niveles de confort se han analizado con estudios de campo [6] y ensayos experimentales [7].

El objetivo primero, del trabajo que aquí se presenta, consiste en ser capaces de describir el comportamiento fluidotérmico y los mecanismos de transferencia de calor que se dan lugar. Se valorará la contribución del intercambio radiativo frente el convectivo. En segundo lugar, se evaluarán los niveles de bienestar térmico que pueden alcanzarse en una habitación de hospital con techo frío. Se hará uso de la norma ISO 7730 [8] para determinar dichos niveles.

Como herramienta para alcanzar ambos propósitos se hará uso de la simulación con código *CFD*, concretamente *Star-CCM+*. Antes de comenzar a obtener resultados, se realizará una validación de un modelo *CFD*. La dinámica de fluidos computacional, *CFD*, se fundamenta en resolver las ecuaciones de la conservación para obtener el valor de las magnitudes del campo fluido (temperaturas, velocidades y presiones). Para ello es necesario discretizar el dominio de cálculo en celdas de pequeño tamaño, de este modo las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales pueden resolverse por diferencias finitas. El método de resolución es iterativo.

2.- Transferencia de calor en locales con techo refrigerante

2.1.- Convección natural

El movimiento natural del fluido se produce por la interacción de la gravedad y la presencia de gradientes de densidad en el fluido, los cuales son provocados por diferencias de temperatura en su seno. No obstante, hay que señalar que la simple existencia de ambos factores no conlleva inequívocamente la aparición de corrientes convectivas; piénsese en el caso de un depósito en el que se estratifica un fluido.

2.1.1.- Ecuaciones de conservación

Se exponen las ecuaciones diferenciales que gobiernan la convección en su formulación bidimensional para una superficie horizontal considerando la acción de las fuerzas másicas en la dirección del eje *y*.

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

$$\rho_0 \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho_0 \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \mu_0 \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g(\rho - \rho_0) \quad (3)$$

$$\rho_0 \cdot Cp_0 \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_0 \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Las ecuaciones (1), (2), (3) y (4) constituyen las ecuaciones de la conservación de: masa, cantidad de movimiento en x, cantidad de movimiento en y y energía, respectivamente. En la ecuación (3), el segundo término del segundo miembro representa la fuerza de empuje, también conocida como fuerza de flotación. Los subíndices 0, denotan propiedad constante, que conviene evaluarse a la temperatura media en el dominio de cálculo.

Las ecuaciones están acopladas ya que todas ellas dependen de la temperatura (de ella dependen las propiedades del fluido). Consecuentemente deben resolverse simultáneamente. La resolución se simplifica mediante la aproximación de Boussinesq. Dicha aproximación se basa en tener en cuenta el efecto de la densidad variable con la temperatura únicamente en la fuerza de flotación. Esta dependencia se materializa con el coeficiente volumétrico de expansión térmica, β , que proporciona una medida de cuánto cambia la densidad en respuesta a un cambio de temperatura a presión constante. Considerando el aire como gas ideal, se tiene:

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{p}{RT^2} \right) = \frac{1}{T} \quad (5)$$

Las unidades de β son K^{-1} . Con esta aproximación la ecuación (3) se convierte en:

$$\rho_0 \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \mu_0 \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g \cdot \rho_0 \cdot \beta (T - T_0) \quad (6)$$

2.1.2.- Flujo turbulento

La aparición de inestabilidades hidrodinámicas puede producir la aparición de perturbaciones en el flujo. Esto lleva a la transición de capa límite laminar a turbulenta. Para caracterizar esta transición se definen los números adimensionales de Grashof, Prandtl y Rayleigh, referidos a una dimensión característica, h .

$$Gr_h = \frac{g \cdot \beta (T_{superficie} - T_{\infty}) h^3}{\nu^2} \quad (7)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad (8)$$

$$Ra_h = Gr_h \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta (T_{superficie} - T_{\infty}) h^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (9)$$

El número de Rayleigh, que es el producto de Gr y Pr , se emplea para caracterizar la transición de flujo laminar a turbulento. Por ejemplo, para placa plana vertical el Ra crítico es $9 \cdot 10^9$. En régimen turbulento se aumenta la transferencia de calor entre fluido y superficie.

2.1.3.- Flujo de calor

El intercambio de calor entre panel refrigerante y aire satisface la ley de enfriamiento de Newton [9]: $q_{conv} = h_c (T_{aire} - T_{techo})$, donde el coeficiente convectivo, h_c , puede obtenerse mediante las correlaciones de Nusselt existentes. La referencia [10] recoge una ecuación específica para hallar el flujo de calor absorbido por un techo frío:

$$q_{conv} = 2.13 |T_{aire} - T_{techo}|^{0.31} (T_{aire} - T_{techo}) \quad (10)$$

2.2.- Radiación térmica

El techo establece un intercambio de energía con el resto de superficies en una habitación. Dicho intercambio se puede evaluar mediante el método de la temperatura radiante media [10]:

$$q_{rad} = \sigma \cdot F_r (T_{techo}^4 - \bar{T}_{rad}^4) \quad (11)$$

Donde el factor de intercambio por radiación, F_r , se puede obtener mediante la ecuación de Hottel. Los modelos *CFD* de radiación entre superficies se basan en el cálculo de los factores de forma entre superficies. Adicionalmente, si las superficies se consideran grises y se satisface la ley de Kirchhoff, emisividad y absorptividad son iguales para una misma superficie.

3.- Validación del modelo *CFD*

A continuación, validaremos un modelo computacional *CFD* que describa adecuadamente la realidad física, por comparación con los datos experimentales publicados en la referencia [11]. La instalación experimental se compone de una habitación cuadrada de 3.1m de lado y 2.4m de altura con un sistema de paneles en el techo. Durante los ensayos se trataron de mantener las superficies interiores de paredes y suelo a 26°C. La superficie interior del techo se trató de mantener a 17.6°C. A pesar de que en la práctica es inviable mantener temperaturas uniformes en las paredes, en nuestro modelo *CFD* se utilizaron dichos valores como condiciones de contorno. Los autores del experimento [11] monitorizaron la temperatura en una retícula de puntos.

3.1.- Modelo *CFD*

El dominio de cálculo lo constituye el aire de la habitación. Las superficies interiores de paredes, suelo y techo componen el límite del dominio, al que se asignan las condiciones de contorno arriba indicadas.

3.1.1.- Mallado

El mallado se ha realizado a base de celdas hexaédricas. Se escogieron tres tamaños base para las celdas: 0.15, 0.1 y 0.08m. Como se verá, los resultados obtenidos han mostrado ser prácticamente independientes del tamaño empleado. En la figura 1 se muestra una vista general del modelo mallado.

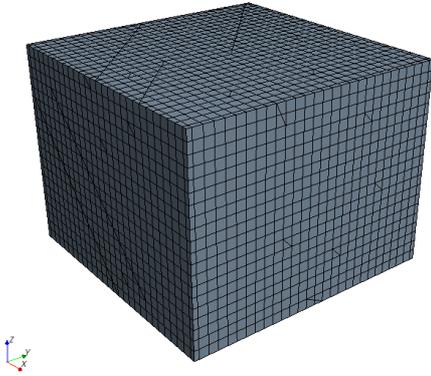


Fig. 1: Vista general de la malla.

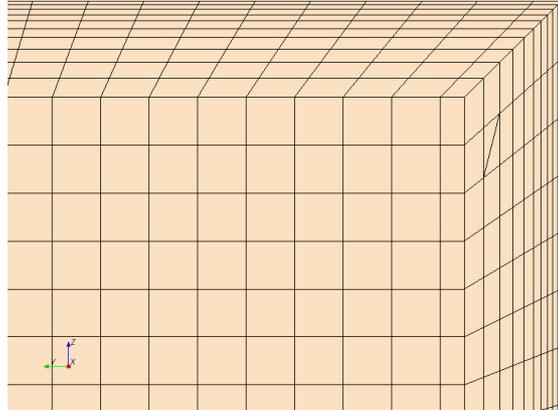


Fig. 2: Detalle de la malla.

Para resolver las capas límite térmica e hidrodinámica, se han dispuesto finas capas prismáticas junto a las paredes. El grosor del conjunto de las capas prismáticas se ha determinado mediante la correlación empírica de Eckert para el espesor de capa límite, δ , en convección natural turbulenta entre placa plana y aire.

$$\delta = 0.7 \cdot h \cdot Gr^{-1/10} \quad (12)$$

Aplicando (12) se obtiene un espesor de 0.214m. Redondeando, fijamos en 0.2m el espesor conjunto de las capas prismáticas. En dicho espacio se han colocado: 7, 10 y 13 capas prismáticas, para los casos de tamaño base: 0.15, 0.1 y 0.08m, respectivamente. De esta forma el espesor medio de las capas prismáticas es la quinta parte del tamaño de celda. El ratio de ensanchamiento entre capas contiguas seleccionado es 1.2, práctica habitual. La figura 2 muestra un detalle de la malla. El número de celdas resultante es: 16128, 53760 y 106080 para cada caso.

3.1.2.- Modelo físico

El modelo físico básico es: tridimensional, estacionario, acoplado y con aire cuyas propiedades se evaluaron a 300K. Para introducir la aproximación de Boussinesq se activó la acción de la gravedad y densidad constante. El coeficiente volumétrico de expansión térmica se evaluó a la temperatura media de 25.5°C, luego β es 0.00335K⁻¹. En el término de fuerzas de flotación de la ecuación (6) se considera como temperatura de referencia, la mínima en el dominio de cálculo, que es la del techo, 17.6°C. Se activo el modelo de radiación entre superficies grises.

Hasta aquí, una vez conocida la física del problema, el modelo es inmediato. Sin embargo, éste debe tener en cuenta además la turbulencia, corroborada por un elevado número de Rayleigh. A diferencia del flujo laminar, completamente descrito físicamente, la impredecibilidad de la turbulencia ha dado lugar al desarrollo de numerosos modelos turbulentos. De entre los grupos existentes, los modelos $k-\varepsilon$ son los más empleados para el estudio del flujo en el interior de edificios. Los modelos $k-\varepsilon$ introducen dos ecuaciones adicionales en el sistema formado por (1), (2), (6) y (4);

una, para la energía cinética turbulenta, k , y la otra, para el ratio de disipación de energía cinética turbulenta, ε . Se han escogido cuatro modelos $k-\varepsilon$ a comparar: *realizable k-ε (rke)*, *standard k-ε (ske)*, *standard k-ε low-Reynolds (skel)* y *AKN*.

3.2.- Comparativa

Los resultados obtenidos con los modelos arriba descritos se comparan con los datos experimentales [11]. Los resultados que se muestran a continuación corresponden a las temperaturas en el eje vertical situado justo en el centro de la habitación.

Del análisis de sensibilidad de la malla se deduce que, para los tamaños de celda seleccionados, la influencia en los resultados es pequeña. En la figura 3 se muestran las temperaturas en el eje para los tres casos. En lo sucesivo se empleará 0.1m como tamaño base.

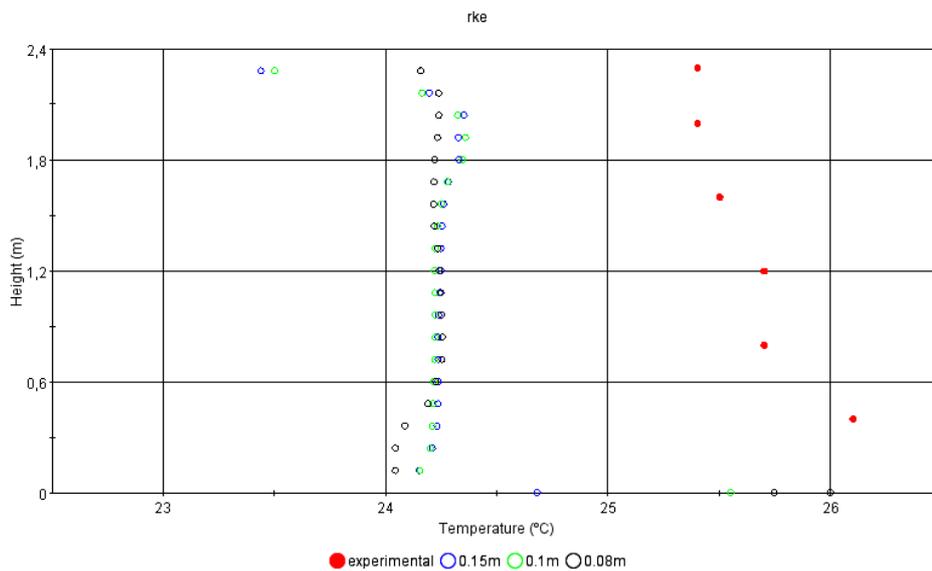


Fig. 3: Temperaturas en el eje. Experimentales y para tamaños de celda 0.15, 0.1 y 0.08m (modelo de turbulencia: *rke*).

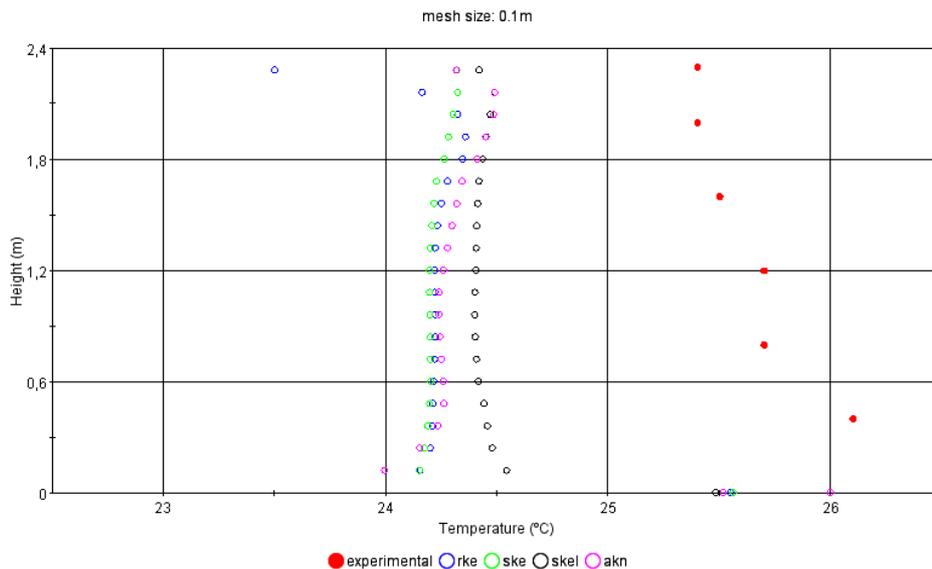


Fig. 4: Temperaturas en el eje. Experimentales y para modelos de turbulencia *rke*, *ske*, *skel* y *akn* (tamaño de celda: 0.1m).

De la misma forma se analiza la influencia del modelo de turbulencia en el resultado, como puede verse en la figura 4. El patrón de comportamiento es muy semejante en los cuatro tipos de turbulencia. Las diferencias máximas en el centro son sólo de unos 0.2°C.

Como hemos comprobado en las figuras 3 y 4, los resultados obtenidos con los distintos modelos son muy semejantes. Comparando ahora con los datos experimentales, se observa que aunque el patrón sigue siendo muy parecido, las temperaturas medidas del orden de 1°C mayores. Teniendo en cuenta que el techo se mantiene a 17.6°C y el resto de superficies a 26°C, no parece muy razonable que en el eje se alcancen temperaturas en torno a 25.5°C, ni que se registren temperaturas superiores a 26°C. En cualquier caso, conviene notar la dificultad de realizar un experimento en condiciones estacionarias.

Puesto que la comparación con datos experimentales no arroja demasiada luz en cuanto al modelo computacional más adecuado, se van a considerar otros dos criterios. El primero es la estabilidad en la solución. Monitorizadas las variables de cálculo se observa mayor imperturbabilidad con los modelos *rke* y *ske*.

El segundo criterio es la previsible existencia de simetría central en el campo fluido, dada la simetría definida por la geometría y las condiciones de contorno. En las figuras 5 y 6 se muestran las líneas de corriente para los modelos *rke* y *ske*. En el modelo *rke* se presenta una mayor tendencia a la simetría central con la caída del aire frío ligeramente centrada. En el resto de casos la bajada se produce ligada a alguna pared. Del análisis realizado consideramos el modelo de turbulencia *rke* el más idóneo. Por consiguiente, será el modelo empleado en lo sucesivo.

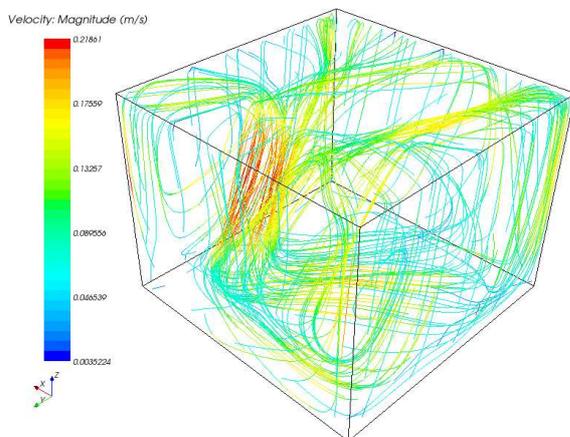


Fig. 5: Líneas de corriente. Modelo *rke*.

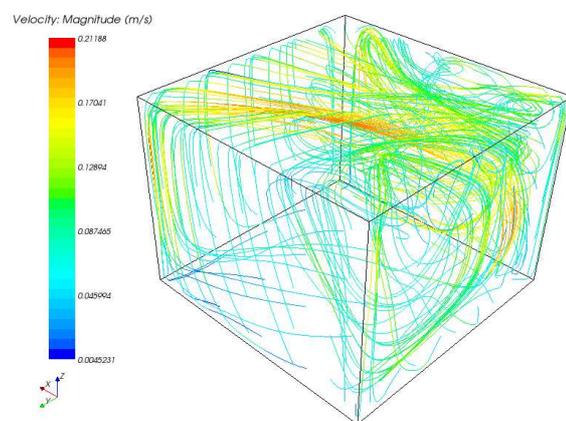


Fig. 6: Líneas de corriente. Modelo *ske*.

4.- Índices de bienestar térmico

La norma ISO 7730 [8] establece una serie de índices para determinar el bienestar térmico de los ocupantes de un recinto. Hacemos aquí brevemente referencia de aquellos que calcularemos en el apartado siguiente.

4.1.- Voto medio estimado, *PMV*

El índice *PMV* determina el valor medio de la sensación térmica emitida por un grupo numeroso de personas. La escala de sensación térmica consta de siete niveles: +3,

muy caluroso; +2, caluroso; +1, ligeramente caluroso; 0, neutro; -1, ligeramente fresco; -2, fresco; -3, frío. PMV se calcula mediante la ecuación (13).

$$PMV = (0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028) \cdot L \quad (13)$$

Donde, M es la tasa metabólica en W/m^2 y L la carga térmica del cuerpo según (14).

$$\begin{aligned} L = & M - W - 3.05 \cdot 10^{-3} (5733 - 6.99(M - W) - p_v) \\ & - 0.42(M - W - 58.15) - 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M (5867 - p_v) - 0.0014 \cdot M (34 - T_a) \\ & - 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \left((T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4 \right) - f_{cl} \cdot h_c (T_{cl} - T_a) \end{aligned} \quad (14)$$

Donde: W , potencia mecánica [W/m^2]; p_v , presión parcial de vapor [Pa]; T_a , temperatura del aire [$^{\circ}C$]; \bar{T}_r , temperatura radiante media [$^{\circ}C$]; f_{cl} , factor de arropamiento según (15); h_c , coeficiente convectivo ropa-aire según (16); T_{cl} , temperatura de la ropa según la ecuación (17) que se resuelve iterando.

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29 \cdot I_{cl} & \text{para } I_{cl} \leq 0.078 m^2 \cdot K / W \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} & \text{para } I_{cl} > 0.078 m^2 \cdot K / W \end{cases} \quad (15)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38 |T_{cl} - T_a|^{0.25} & \text{para } 2.38 |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \sqrt{v_{ar}} \\ 12.1 \sqrt{v_{ar}} & \text{para } 2.38 |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (16)$$

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left(3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \left((T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4 \right) + f_{cl} \cdot h_c (T_{cl} - T_a) \right) \quad (17)$$

4.2.- Porcentaje estimado de insatisfechos, PPD

El porcentaje estimado de insatisfechos es función directa del voto medio estimado.

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2)} \quad (18)$$

4.3.- Incomodidad térmica local

La tasa de corriente de aire, DR , es el índice que estima el porcentaje de personas que se sentirán inconfortables por corrientes de aire. Para velocidades del aire menores a $0.05m/s$, DR es cero.

El porcentaje de insatisfechos por asimetría de la temperatura radiante, ΔT_{pr} , entre techo frío y suelo caliente se estima mediante la siguiente expresión.

$$PD = \frac{100}{1 + e^{(9.93 - 0.5 \cdot \Delta T_{pr})}} \quad (19)$$

5.- Bienestar térmico en una habitación de hospital

Hacemos uso del modelo computacional validado en el apartado 3 para determinar los índices de confort en una habitación de hospital con techo refrigerante. Las dimensiones de la habitación individual son: 3m de lado en fachada, 4m de fondo y 2.6m de altura. En el muro de fachada hay una ventana apaisada de 1.5x1.0m. La cama se localiza pegada a la pared a 0.8m de altura. En una esquina se encuentra un sillón. La figura 7 ilustra la geometría de la habitación.

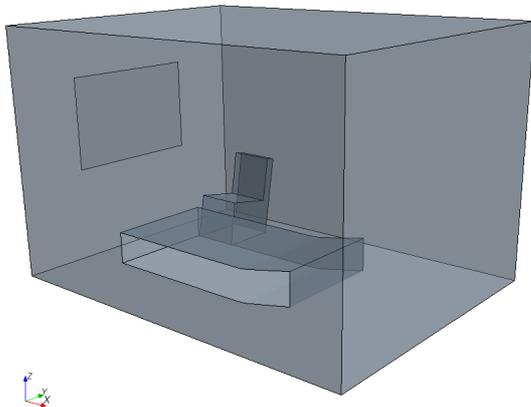


Fig. 7: Geometría de la habitación de hospital.

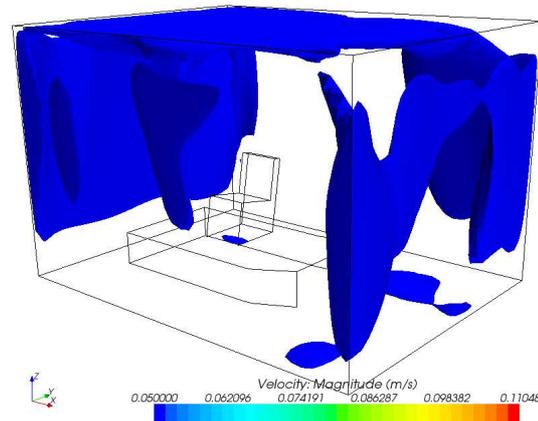


Fig. 8: Iso-superficies de velocidad 0.05m/s (Text=30°C).

Las transmitancias térmicas de fachada y hueco son exactamente las límite para la zona climática D3 según CTE [12], es decir, 0.66 y 3.0W/m²·K, respectivamente. Las emisividades superficiales son: 0.9 en techo y ventana; 0.8 en el resto. No se consideran cargas solares ni ventilación. Se estudian tres casos, definidos por temperaturas exteriores de: 30°C, 35°C y 40°C. Se supone que la habitación se encuentra en equilibrio térmico con los espacios colindantes, luego particiones interiores son adiabáticas.

El voto medio estimado, PMV , y el porcentaje estimado de insatisfechos, PPD , se calculan según [8] para las zonas ocupadas habitualmente, que son la cama y el sillón. El ocupante se encontrará en reposo ($M=58W/m^2$) y con ropa de hospital ($I_{cl}=0.08m^2\cdot K/W$). Se estiman 24°C de temperatura final del aire para determinar el valor que toman P_v , T_{cl} y h_c . Con una humedad relativa del 50%, la presión de vapor es 1510Pa. La temperatura de la ropa, iterando en (17), resulta ser 28.3°C. Y el coeficiente convectivo ropa-aire es 3.4W/m²·K.

5.1.- Temperatura óptima del techo

El objetivo es conocer la temperatura del techo para la cual se consigue bienestar térmico máximo. Haciendo uso de la simulación CFD, obtenemos una temperatura óptima mediante *prueba y error*. Consideramos válida aquella temperatura en la que el valor medio de PMV en la zona de cama y sillón se sitúa entre +1 y -1. En la tabla 1 se muestran las temperaturas de techo obtenidas para cada caso, así como el \overline{PMV} en la zona de estudio.

Durante las simulaciones se monitorizan diversos parámetros como: temperatura del aire media (\overline{T}_a), flujo de calor a través del techo (q), voto medio estimado medio en

la zona de estudio (\overline{PMV})... Se considera que la simulación converge cuando estos parámetros se mantienen constantes durante sucesivas iteraciones.

5.2.- Flujo de calor

En la tabla 1 se presenta, para cada caso, el flujo de calor desde la habitación al techo debido a convección y radiación. En todos los casos, el calor absorbido por el techo es relativamente bajo, lo cual es un indicador de bajo consumo energético.

	$T_{\text{exterior}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{techo}} (^{\circ}\text{C})$	\overline{PMV}	$q_{\text{conv}} (\text{W}/\text{m}^2)$	$q_{\text{rad}} (\text{W}/\text{m}^2)$	$q_{\text{tot}} (\text{W}/\text{m}^2)$	$q_{\text{rad}}/q_{\text{tot}} (\%)$
Caso 1	30	22.2	-0.24	1.16	3.15	4.31	73.1
Caso 2	35	21.4	-0.56	2.21	5.27	7.48	70.5
Caso 3	40	20.6	-0.86	3.44	7.39	10.83	68.2

Tabla 1: Temperaturas de techo y flujos de calor desde la habitación al techo.

La radiación térmica contribuye en mayor medida a la transmisión de calor que la convección natural. Al estar dominado el intercambio por la radiación, puede hablarse del techo refrigerante como un techo frío radiante.

5.3.- Temperaturas superficiales

Las figuras 9 y 10 representan, respectivamente, la temperatura y la temperatura radiante media de las superficies de la habitación para el caso de temperatura exterior 35°C. La temperatura radiante media proporciona una medida del intercambio por radiación entre el cuerpo y las superficies. Al existir gran uniformidad en la temperatura radiante media, existe poca probabilidad de incomodidad por asimetría radiante; como se demostrará en la tabla 2.

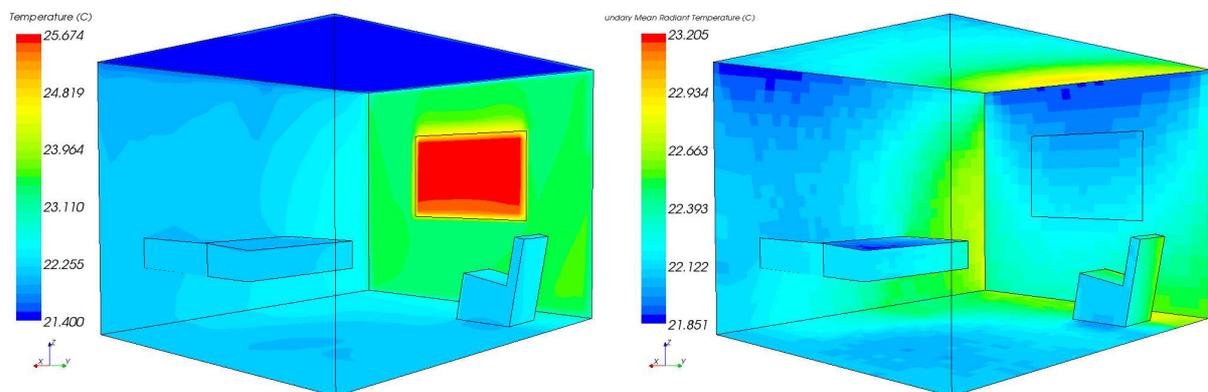


Fig. 9: Temperatura superficial ($T_{\text{ext}}=35^{\circ}\text{C}$). Fig. 10: Temp. radiante media ($T_{\text{ext}}=35^{\circ}\text{C}$).

5.4.- Índices de bienestar térmico

Las velocidades del aire en el interior de la habitación son muy bajas, a diferencia de lo que ocurre con los sistemas de aire forzados. Como muestra la figura 8, sólo se alcanzan velocidades del aire mayores a 0.05m/s junto a las paredes y al techo. Por tanto, en las zonas habitualmente ocupadas no se computarán insatisfechos por corrientes de aire, DR .

En cuanto al porcentaje de insatisfechos por asimetría radiante, éste es prácticamente nulo, como puede verse en la tabla 2. En ella también aparece un resumen de los valores medios de PMV y PPD en la zona de estudio.

	$T_{\text{exterior}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{techo}} (^{\circ}\text{C})$	$\bar{T}_{r,\text{techo}} (^{\circ}\text{C})$	$\bar{T}_{r,\text{suelo}} (^{\circ}\text{C})$	$PD (\%)$	\overline{PMV}	$\overline{PPD} (\%)$	$\bar{T}_{\text{aire}} (^{\circ}\text{C})$
Caso 1	30	22.2	22.8	22.7	0.005	-0.24	6.3	22.7
Caso 2	35	21.4	22.4	22.3	0.005	-0.56	11.5	22.3
Caso 3	40	20.6	22.0	21.8	0.005	-0.86	20.7	21.8

Tabla 2: Índices de bienestar térmico.

Tanto el voto medio estimado como el porcentaje estimado de insatisfechos son magnitudes escalares que toman valores continuos a lo largo de todo el dominio. Las figuras 11 y 12 muestran estos valores para la zona de la cama y el sillón cuando se tienen 40°C en el exterior.

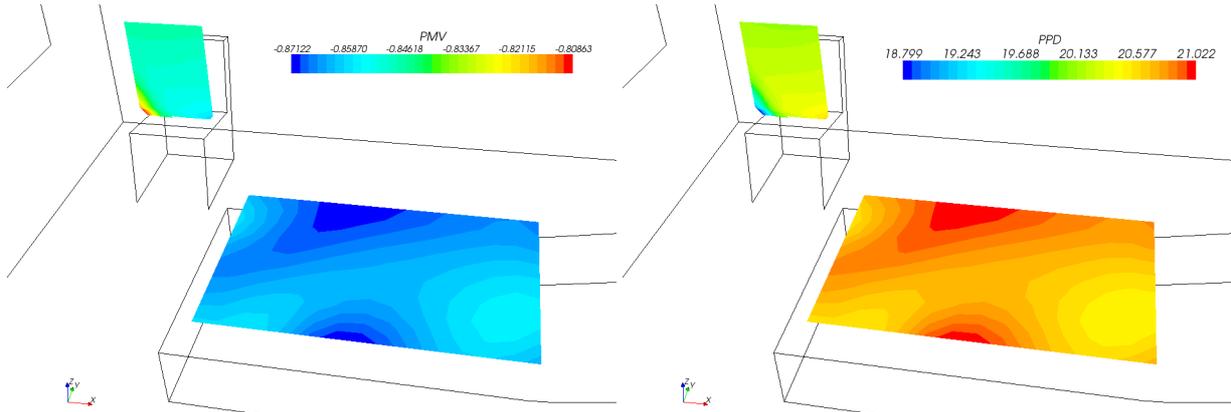


Fig. 11: PMV en cama y sillón ($T_{\text{ext}}=40^{\circ}\text{C}$).

Fig. 12: PPD en cama y sillón ($T_{\text{ext}}=40^{\circ}\text{C}$).

6.- Conclusiones

Se ha demostrado que el techo refrigerante constituye una eficaz alternativa a los tradicionales sistemas de aire, tanto en términos de ahorro de energía como de bienestar térmico. El estudio se llevó a cabo mediante simulación *CFD*. El modelo de turbulencia *realizable k-ε* resultó ser el más robusto y estable. La resolución numérica es costosa puesto que las ecuaciones están acopladas.

El modelo computacional validado considera la convección natural, mediante la aproximación de Boussinesq, y la radiación térmica. El intercambio radiativo entre el techo y las superficies de la habitación predomina frente a la convección libre. Así pues, podemos denominar el sistema como techo frío radiante.

Para distintas condiciones exteriores, se han calculado los índices de bienestar térmico en la zona de la cama y del sillón de una habitación de hospital. La temperatura del techo se ha determinado de tal forma que se obtuviese un voto medio estimado cercano a cero. Para temperaturas exteriores entre 30 y 40°C se han obtenido temperaturas para la superficie del techo entre 22 y 20°C. Teniendo en cuenta la resistencia térmica de tuberías y acabados, el agua que circula por el serpentín sólo tiene que estar unos pocos grados por debajo. Estas “elevadas” temperaturas dan lugar a importantes ahorros de energía.

Se han alcanzado niveles muy altos de confort térmico con bajísimo porcentaje de insatisfechos. La incomodidad térmica local por corrientes de aire y asimetría radiante es inexistente.

REFERENCIAS

- [1] Niu, J. et al. "Energy saving possibilities with cooled-ceiling systems". Energy and buildings, 1995, vol. 23, p. 147-158.
- [2] Antonopoulos, K.A. et al. "Experimental evaluation of energy savings in air-conditioning using metal ceiling panels". Applied thermal engineering, 1998, vol. 18, p. 1129-1138.
- [3] Mumma, S. "Ceiling panel cooling systems". Ashrae Journal, november 2001, p. 28-32.
- [4] Causone, F. et al. "Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room". Energy and buildings, 2009, vol. 41, p. 622-628.
- [5] Karadag, R. "New approach relevant to total heat transfer coefficient including the effect of radiation and convection at the ceiling in a cooled ceiling room". Applied thermal engineering, 2009, vol. 29, p. 1561-1565.
- [6] Memon, R.A. et al. "Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study". Building and environment, 2008, vol. 43, 1185-1196.
- [7] Kitagawa, K. "Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments". Energy and buildings, 1999, vol. 30 p. 185-193.
- [8] UNE-EN ISO 7730. *Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local*. Asociación Española de Normalización y Certificación, AENOR, 2006.
- [9] Incropera, F.P.; Dewitt, D.P. Fundamentos de transferencia de calor. 4ª edición. México: Prentice Hall, 1999.
- [10] ASHRAE. *2000 ASHRAE handbook: heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment*. 2000.
- [11] Catalina, T.; Virgone, J.; Kuznik, F. "Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling". Building and environment. 2009, vol. 44, p. 1740-1750.
- [12] *Código Técnico de la Edificación*. Ministerio de Vivienda, 2006.