

CÁLCULO DE ÍNDICES DE CONFORT TÉRMICO EN RECINTOS CERRADOS CON TRANSFERENCIA DE CALOR

B. Blasco Laffón^{1,2}; E. Blasco Laffón²; J. M. Fernández Valdés²; C. Viñas Arrebola^{1,2}

¹ Grupo de Investigación: Análisis Térmico y Ventilación en la Ingeniería y la Edificación.

² Departamento de Tecnología de la Edificación de la E.U. Arquitectura Técnica. U.P.M.

1.- Introducción

La sensación térmica que experimenta una persona está relacionada con el equilibrio térmico global de su cuerpo. Este equilibrio depende no sólo de la actividad física que realice la persona y el tipo de vestimenta que lleve, sino también y de forma muy importante, de parámetros tales como la temperatura del aire, la temperatura radiante media y la velocidad del aire así como su humedad. Por tanto, para evaluar las condiciones de confort y la calidad del aire en un recinto cerrado, es necesario determinar tanto la velocidad como la temperatura del flujo de aire en su interior, flujo que en general es turbulento [1].

Los flujos turbulentos se caracterizan por poseer estructuras claramente definidas en un amplio rango de escalas o torbellinos. La transferencia de energía desde el flujo medio a la turbulencia tiene lugar en los grandes torbellinos, mientras que la disipación viscosa de energía turbulenta sucede en los remolinos pequeños (microescala de Kolmogorov).

Las expresiones matemáticas que representan la conservación de la masa, el momento y el calor en un volumen elemental de fluido, vienen dadas por las ecuaciones de continuidad, de cantidad de movimiento (ecuaciones de Navier-Stokes) y energía termodinámica, respectivamente. En el caso de flujos turbulentos, la resolución de las ecuaciones suele ser compleja, ya que tanto las variables que intervienen en el problema como sus derivadas espaciales y temporales, son muy irregulares y varían muy rápidamente. Este hecho da lugar a que todos los términos en las ecuaciones sean significativos en un flujo turbulento, y sea necesario buscar algún tipo de aproximación que simplifique en alguna medida las ecuaciones generales del movimiento.

Un método general que simplifica las ecuaciones que describen el flujo turbulento consiste en separar las variables instantáneas o turbulentas en dos partes, una componente media y otra perturbada o fluctuante. Es decir, suponemos que un flujo turbulento consiste en un movimiento medio relativamente simple, sobre el que se superpone un movimiento secundario de carácter oscilatorio, pero obviamente no periódico.

Con esta simplificación junto con unas condiciones iniciales y de contorno adecuadas, parece posible, en principio, la resolución de las ecuaciones, pero la aparición de términos correspondientes al transporte turbulento, hace que existan más incógnitas que ecuaciones, por lo que este sistema se dice que no es cerrado. El modelo de cierre $k-\epsilon$ (siendo k la energía cinética turbulenta y ϵ la disipación viscosa) se ha utilizado con éxito en numerosas aplicaciones de flujos con turbulencia totalmente desarrollada para números de Reynolds elevados. Sin embargo, en el estudio de los flujos de aire en recintos cerrados se dan ciertas características que hay que tener en cuenta. Por ejemplo, en las zonas próximas a los límites del recinto o a diversos elementos sólidos, existen regiones en las que la velocidad del flujo es muy baja, dando lugar, por tanto, a números de Reynolds bajos.

En los últimos años, se han propuesto dos variantes en las ecuaciones de cierre para la descripción del flujo en recintos cerrados, los llamados modelos LR $k-\epsilon$ (Low Reynolds number $k-\epsilon$ models) y RNG $k-\epsilon$ (Renormalization Group) siendo este último válido tanto para bajos como altos números de Reynolds [2]. Chen en 1995 [3] comparó cinco modelos de cierre $k-\epsilon$ incluyendo el modelo estándar y los dos citados anteriormente, recomendando la utilización del modelo RNG $k-\epsilon$ para la simulación del flujo de aire en el interior de recintos cerrados, aunque no todos los investigadores están de acuerdo con estos resultados [4].

Otra aproximación al problema para describir un flujo turbulento consiste en las llamadas "simulaciones de remolinos grandes" (Large Eddy Simulations (LES)). En este caso, las estructuras grandes del flujo se calculan explícitamente a partir de las ecuaciones promediadas, mientras que las estructuras pequeñas se modelan. Hay muy pocos trabajos sobre la aplicación de LES en el estudio de flujos en recintos cerrados y restringidos a geometrías simples, debido a que se requieren cálculos numéricos muy complicados [5].

El desarrollo en los últimos años de programas de ordenador que simulan con gran fiabilidad el comportamiento del aire en recintos cerrados, llamados genéricamente CFD (Computational Fluid Dynamics), ha supuesto un cambio sustancial en el estudio de la ventilación en la edificación [6], [7]. La aplicación de esta herramienta de cálculo, sea cual sea la opción elegida para la resolución de las ecuaciones de movimiento, permite obtener datos suficientes, no sólo para el estudio del comportamiento del flujo dentro de la habitación, sino también para el cálculo de distintos índices de calidad del aire, y por tanto la evaluación del confort en el recinto, antes de que éste sea construido.

El trabajo que se presenta, forma parte de los estudios que el grupo de investigación “Análisis Térmico y Ventilación en la Ingeniería y la Edificación” está desarrollando para la realización del Proyecto “Estudio de la eficiencia energética y del confort en un edificio bioclimático” en la Universidad Politécnica de Madrid. El objetivo general del proyecto es aportar, a través de modelos físicos y datos experimentales, información relevante que sirva para optimizar el consumo energético en una vivienda ya construida, ubicada dentro de la Comunidad de Madrid.

Con este fin, en el presente trabajo se simula el comportamiento del aire en una habitación bajo dos supuestos de calefacción utilizados en edificación: radiadores y suelo radiante, cuando el intercambio de calor entre los elementos calefactores y el aire ambiente ha alcanzado un régimen estacionario. La descripción del flujo de aire en el interior del recinto, en cada uno de los casos, permite establecer una comparación entre los índices de confort térmico local, cuando la energía empleada es la misma. Otro aspecto a considerar en posteriores trabajos será el balance entre la energía aportada en cada uno de los supuestos de calefacción para que la habitación alcance una temperatura dada y el tiempo que se necesita para alcanzarla.

2.- Índices de confort térmico

La evaluación del confort en ambientes térmicos moderados se rige por la norma UNE-EN ISO 7730:2006 titulada “Ergonomía del ambiente térmico. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local” [8]. La norma presenta métodos para la predicción de la sensación térmica general y del grado de incomodidad (insatisfacción térmica) que sufren las personas expuestas a ambientes térmicos moderados, como los que se producen en las habitaciones de viviendas con algún tipo de calefacción convencional.

La determinación analítica y la interpretación del bienestar térmico, se realiza mediante el cálculo de índices que a continuación se comentan brevemente, y que dependen de variables que se pueden agrupar en tres grandes bloques:

- características del vestido (aislamiento y área total del mismo)
- características del tipo de trabajo (carga térmica metabólica)
- características del ambiente (temperatura del aire, temperatura radiante media de las superficies, humedad y velocidad del aire)

El índice PMV (Predicted Mean Vote) o voto medio estimado, refleja el valor medio de los votos emitidos por un grupo de personas respecto de una escala de sensación térmica de 7 niveles, asignándole un valor a cada sensación predeterminada. Los niveles son: muy caluroso (+3), caluroso (+2), ligeramente caluroso (+1), neutro (0), ligeramente fresco (-1), fresco (-2) y frío (-3). En el cálculo del índice intervienen: el aislamiento, factor de superficie y temperatura de la ropa, la tasa metabólica de la persona, la temperatura y la velocidad del aire, entre otros factores. Este índice predice el valor medio de los votos sobre la sensación térmica que emitiría un grupo numeroso de personas sometidas al mismo ambiente, basándose en el equilibrio térmico del cuerpo humano. Se determina que el equilibrio térmico se obtiene cuando la producción interna de calor del cuerpo es igual a su pérdida hacia el ambiente. El PMV puede ser usado para comprobar si un ambiente térmico determinado satisface los criterios de comodidad.

Sin embargo, en un ambiente concreto, es útil poder estimar el número de personas que se sentirán insatisfechas por notar demasiado frío o demasiado calor. Este porcentaje se calcula mediante el índice PPD (Predicted Percentage Dissatisfied) o porcentaje estimado de insatisfechos (ecuación 1). Se calcula a partir del índice PMV, según la expresión:

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2) \quad (1)$$

Los índices anteriores expresan la incomodidad por calor o frío en su conjunto. Sin embargo, la insatisfacción térmica también puede ser motivada por un calentamiento o enfriamiento de algunas partes del cuerpo, como por ejemplo los pies o la espalda. Los factores de incomodidad local más comunes son las corrientes de aire (definidas como enfriamiento local del cuerpo debido al movimiento del aire), aunque también la variación de temperatura del aire en vertical puede suponer una diferencia de temperaturas anormalmente alta entre la cabeza y los pies, lo que desagrada a muchas personas. Cada uno de estos supuestos se puede evaluar mediante los índices DR (Draught Rate) (corrientes de aire) que expresan el porcentaje de personas que se estima que sentirán molestias por tales corrientes (ecuación 2) y los PD (Percentage Dissatisfied) debidos a la diferencia de temperatura del aire en vertical (ecuación 4), suelos calientes o fríos (ecuación 5) y en general, la asimetría de temperatura radiante de los paramentos (ecuaciones 6, 7, 8 y 9).

El índice DR se evalúa mediante la expresión:

$$DR = (34 - t_{a,l}) (\bar{v}_{a,l} - 0,05)^{0,62} (0,37 \cdot \bar{v}_{a,l} \cdot Tu + 3,14) \quad (2)$$

Si $DR > 100\%$, usar $DR = 100\%$.

donde

$t_{a,l}$ temperatura local del aire, en grados Celsius, entre 20 °C y 26 °C;

$\bar{v}_{a,l}$ velocidad local media del aire, en metros por segundo, $< 0,5m/s$. Para $\bar{v}_{a,l} < 0,05m/s$, usar $\bar{v}_{a,l} = 0,05m/s$.

Tu intensidad de turbulencia local, en porcentaje, entre el 10% y el 60% (si se desconoce, puede emplearse 40%).

Si se conoce la energía cinética turbulenta (k), la intensidad de turbulencia Tu a sustituir en la ecuación (2), se puede calcular mediante la expresión (3):

$$Tu = 100 (2k)^{0,5} / \bar{v}_{a,l} (\%) \quad (3)$$

El modelo es aplicable a personas con actividad ligera, fundamentalmente sedentaria, cuya sensación térmica para el conjunto del cuerpo es neutra (ver PMV), y está indicado para predecir corrientes de aire a la altura del cuello.

El índice PD mide la incomodidad debida a la diferencia de temperaturas en vertical del aire mediante la siguiente expresión:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta t_{a,v})} \quad (4)$$

donde $\Delta t_{a,v}$ diferencia vertical de temperatura entre la cabeza y los pies, °C.

La expresión anterior sólo debería usarse si $\Delta t_{a,v} < 8^\circ C$.

Otro de los factores que provocan incomodidad local es el hecho de que el suelo esté demasiado caliente o demasiado frío. Se ha estudiado el porcentaje de incomodidad para personas situadas sentadas o de pie, con calzado ligero, mediante la expresión:

$$PD = 100 - 94 \cdot \exp(-1,387 + 0,118 \cdot t_f - 0,0025 \cdot t_f^2) \quad (5)$$

donde t_f es la temperatura del suelo, en °C.

Por último, se pueden evaluar los porcentajes de incomodidad por asimetría de temperatura radiante de los paramentos, mediante las expresiones:

1.- Techo caliente:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(2,84 - 0,174 \cdot \Delta t_{pr})} - 5,5, \text{ siendo } \Delta t_{pr} < 23^\circ C \quad (6)$$

2.- Pared fría:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(6,61 - 0,345 \cdot \Delta t_{pr})}, \text{ siendo } \Delta t_{pr} < 15^\circ C \quad (7)$$

3.- Techo frío:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(9,93 - 0,50 \cdot \Delta t_{pr})}, \text{ siendo } \Delta t_{pr} < 15^\circ C \quad (8)$$

4.- Pared caliente:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(3,72 - 0,052 \cdot \Delta t_{pr})} - 3,5, \text{ siendo } \Delta t_{pr} < 35^\circ C \quad (9)$$

Se puede observar que a diferencia de los índices PPD y PMV, los últimos citados (ecuaciones 3 a 9) dependen fundamentalmente de las condiciones físicas del recinto y de los distintos tipos de elementos calefactores que se utilicen en el recinto a estudiar. Por este motivo, en el presente trabajo se han calculado los índices DR y PD para suelos calientes y fríos, estableciendo una comparación de los resultados obtenidos para cada uno de ellos. En posteriores trabajos se incluirá en el estudio el calor y la humedad, debido a la presencia de personas en la habitación, considerando también su actividad y las características térmicas del vestido [10].

5.- Modelización del flujo de aire en la habitación mediante C.F.D.

El estudio teórico del flujo de aire en la habitación se ha efectuado mediante el programa de cálculo de la empresa CD-ADAPCO [11], ya utilizado por el grupo de investigación en anteriores ocasiones [12]. Es un programa muy flexible que permite simular con gran fiabilidad diferentes situaciones de intercambio de energía. Así mismo, proporciona visualizaciones muy precisas de las diferentes dinámicas de los sistemas.

La habitación en estudio forma parte de un bloque de pisos. En planta presenta unas dimensiones de $3,5 \times 4,5 \text{ m}$ y una altura de $2,5 \text{ m}$. La pared exterior se supone situada en la fachada del edificio, orientada al norte, ya que en este estudio no se consideran los efectos de la radiación solar en el calentamiento de la habitación. En esta pared existe una ventana de $1 \times 1 \text{ m}$.

Se ha estudiado el flujo de aire en el recinto con dos diferentes posiciones del radiador ($1 \times 0,5 \text{ m}$), además del caso de suelo radiante. En primer lugar se considera el radiador colocado debajo de la ventana (figura 1), por motivos de geometría, a una altura de 10 cm del suelo y en segundo lugar, en una de las paredes laterales (figura 2), a una altura de 20 cm del suelo.

La pared es de ladrillo común de espesor 25 cm y conductividad térmica $\lambda_L = 0,58 \text{ W/mK}$ y la ventana tiene un espesor de 2 cm y su conductividad térmica es $\lambda_V = 1,22 \text{ W/mK}$ [13].

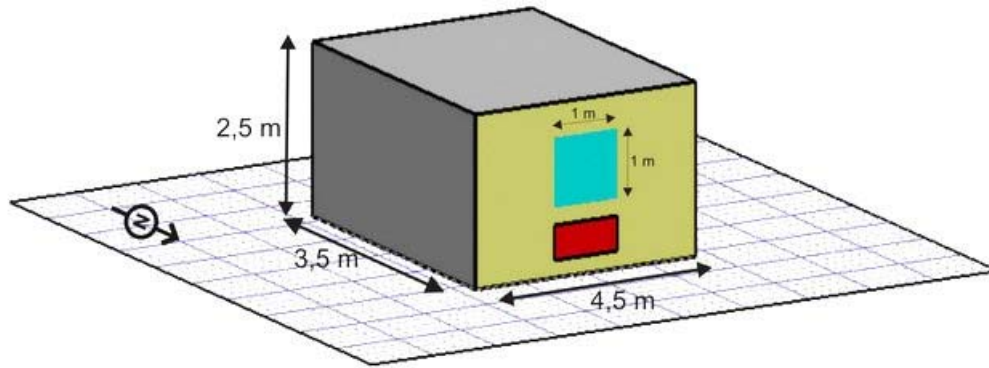


Figura 1. Dimensiones de la habitación. Posición 1.

La temperatura del aire ambiente exterior se supone constante e igual a 10°C y la temperatura inicial del aire en el interior de la habitación es de 15°C . El flujo de calor que se aporta mediante el radiador o el suelo radiante es constante en ambos supuestos y de un valor de 100W , estimación realizada suponiendo un radiador de acero de conductividad $\lambda_R = 63,9 \text{ W/mK}$ de espesor 10 cm que se encuentra a una temperatura de 55°C .

No se tiene en consideración el intercambio de calor de las otras paredes, así como del suelo y el techo, ya que son cerramientos colindantes con otras habitaciones igualmente caldeadas y por lo tanto, podemos suponerlas, en primera aproximación, adiabáticas.

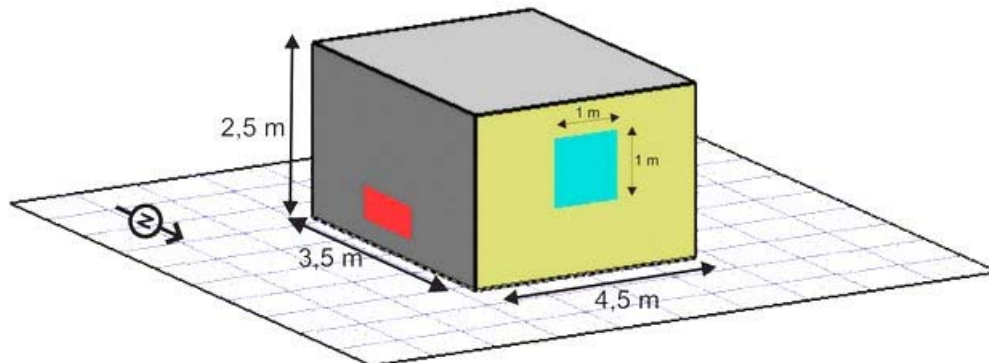


Figura 2. Dimensiones de la habitación. Posición 2.

El programa de cálculo crea una malla de puntos de medida en el recinto, más o menos discreta dependiendo del diseño del recinto. En este caso los puntos de medida están equiespaciados puesto que no hay obstáculos en el interior de la habitación. Se estudian 39275 puntos, que corresponden a un tamaño de la malla del 5% del volumen del modelo.

Para poder describir el flujo dentro del recinto, y obtener los índices de confort térmico citados en el apartado anterior, se han calculado los valores de temperatura, energía cinética turbulenta y velocidad del aire en cada punto de la malla.

6.- Resultados

En la figura 3 se muestran las distribuciones de temperatura ($^{\circ}\text{C}$) y velocidad (m/s) en las proximidades de las paredes del recinto donde se colocan los radiadores en los tres supuestos estudiados, que se han denominado: "radiador_pared", radiador colocado en la pared lateral;

“radiador_ventana”, radiador colocado en la pared exterior debajo de la ventana y “suelo_radiante”, calefacción en el suelo.

Se observa que la velocidad del aire en la habitación, en el caso del radiador colocado debajo de la ventana, alcanza valores absolutos ligeramente superiores al caso del radiador colocado en la pared lateral, pero en ambos casos mayores que en el supuesto del suelo radiante. Esto es debido a que el foco de calor, en el caso del radiador, está más concentrado que en el del suelo radiante, lo que provoca una mayor corriente convectiva.

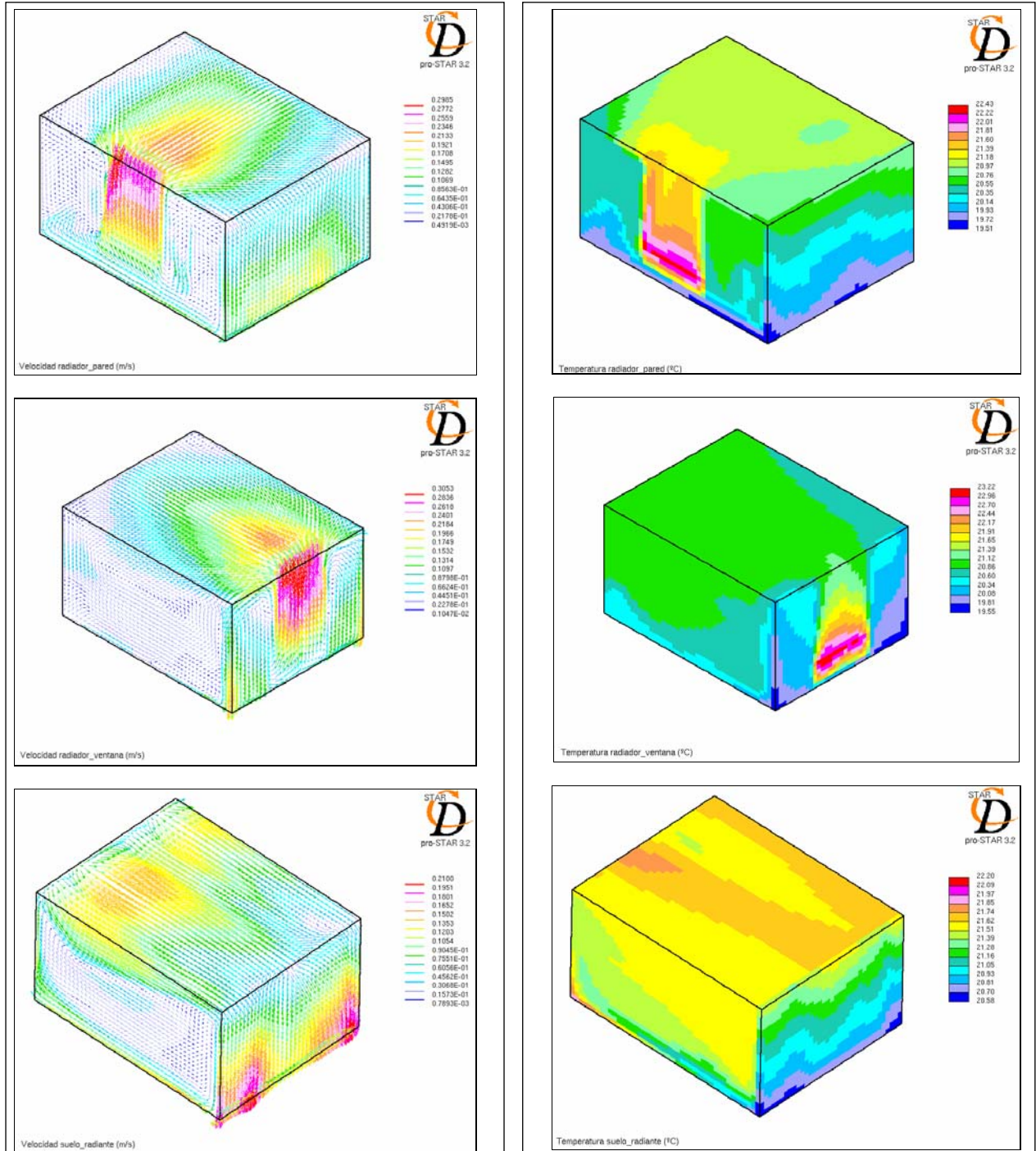


Figura 3. Distribución de velocidades (a la izquierda) y temperaturas, en los tres supuestos, una vez alcanzado el régimen estacionario.

Se detallan, a continuación, las distribuciones de velocidad y temperatura en planos horizontales que corresponden a los niveles de 0,1m; 1,1m y 1,6m desde el suelo. Estos valores son necesarios para el cálculo del índice DR (ecuación 2) que mide el malestar debido a las corrientes de aire a la altura del tobillo y del cuello, tanto para personas sentadas como de pie.

Para poder comparar visualmente dichas distribuciones (figuras 4, 5 y 6), se han utilizado como valores máximo y mínimo en la escala de colores de las gráficas, los correspondientes máximo y mínimo, de temperatura y velocidad, en los tres casos estudiados.

En la figura 4, se muestran los resultados para la mínima altura. En el caso “radiador_pared”, se observa que la velocidad es pequeña en este nivel, con valores medios que no llegan a $0,1\text{m/s}$, aunque aumenta cerca de la pared exterior. Sin embargo, el movimiento del aire se puede observar en toda la superficie. En el caso de “radiador_ventana”, los valores medios de la velocidad se mantienen prácticamente en el mismo intervalo, pero el movimiento del aire se limita a zonas pequeñas, ya que los remolinos provocados en las esquinas abarcan menor superficie que en el caso anterior. En el último supuesto, “suelo_radiante”, la velocidad del aire es muy uniforme y se distribuye por igual prácticamente en toda la superficie de la habitación.

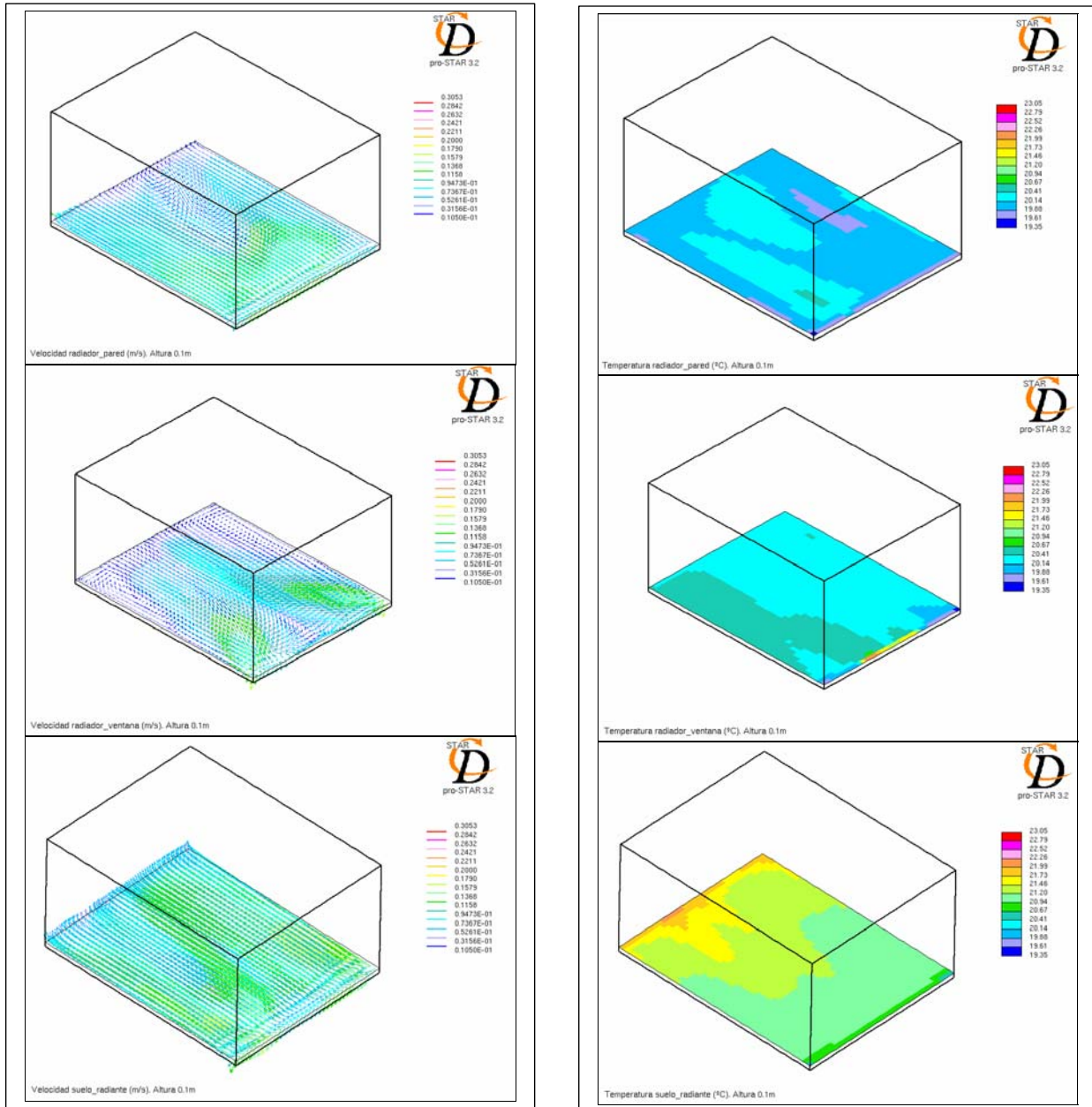


Figura 4. Distribución de velocidades y temperaturas, en los supuestos, a la altura del tobillo.

Con respecto a las temperaturas, los máximos se alcanzan en el caso “suelo_radiante”, donde se aprecian claramente las zonas más caldeadas, próximas a la pared interior enfrentada con la

ventana. En la distribución de temperatura en el caso “radiador_ventana” ya se percibe el efecto del calentamiento del aire debido a la parte inferior del radiador. En la figura 5, se detallan las distribuciones de velocidad y temperatura a un nivel de 1,1m que corresponde a la altura media del cuello de una persona sentada. En los supuestos de calefacción mediante radiador, existe un incremento notable de la velocidad del aire en las proximidades de las paredes lateral y exterior, mayor en el segundo caso. Sin embargo, para el radiador adosado a la pared lateral, aparece un efecto convectivo descendente en la pared en la que se encuentra la ventana, por lo que el efecto total de movimiento del aire es mayor en el caso “radiador_pared”. En cuanto al supuesto de “suelo_radiante” se mantiene la pauta observada en el nivel de 0,1m, con pequeñas corrientes convectivas en las proximidades de las paredes norte y sur.

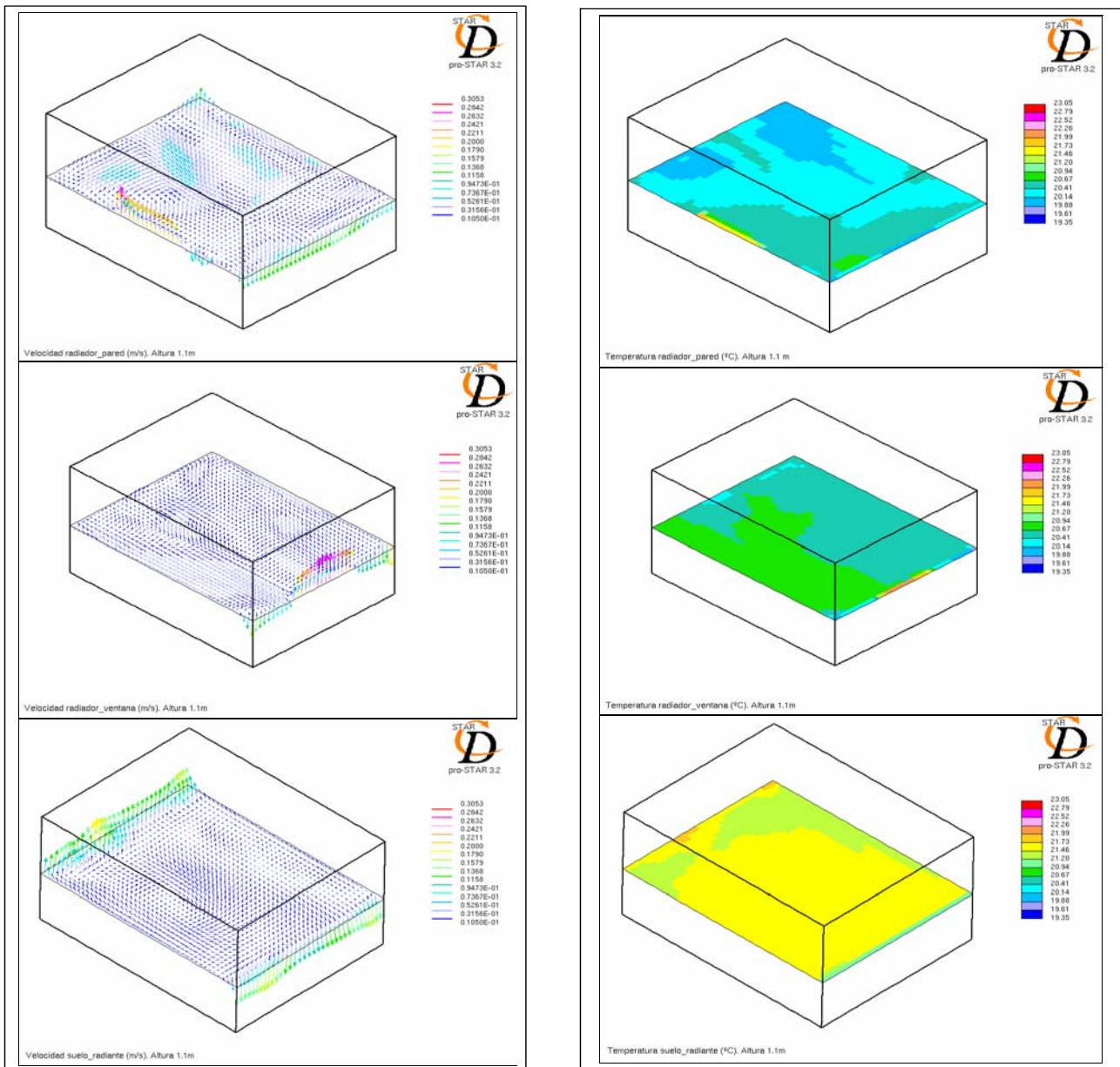


Figura 5. Distribución de velocidades y temperaturas, en los tres supuestos, a la altura del cuello de una persona sentada.

La temperatura en el caso de “radiador_pared” sigue siendo la menor de los tres supuestos. A diferencia de la calefacción por radiador, en “suelo_radiante” la temperatura es prácticamente la misma en toda la habitación, sensiblemente mayor a los dos casos anteriores. En la figura 6, distribuciones de velocidad y temperatura en el nivel 1,6m, altura del cuello de una persona de pie, se mantiene la misma tendencia.

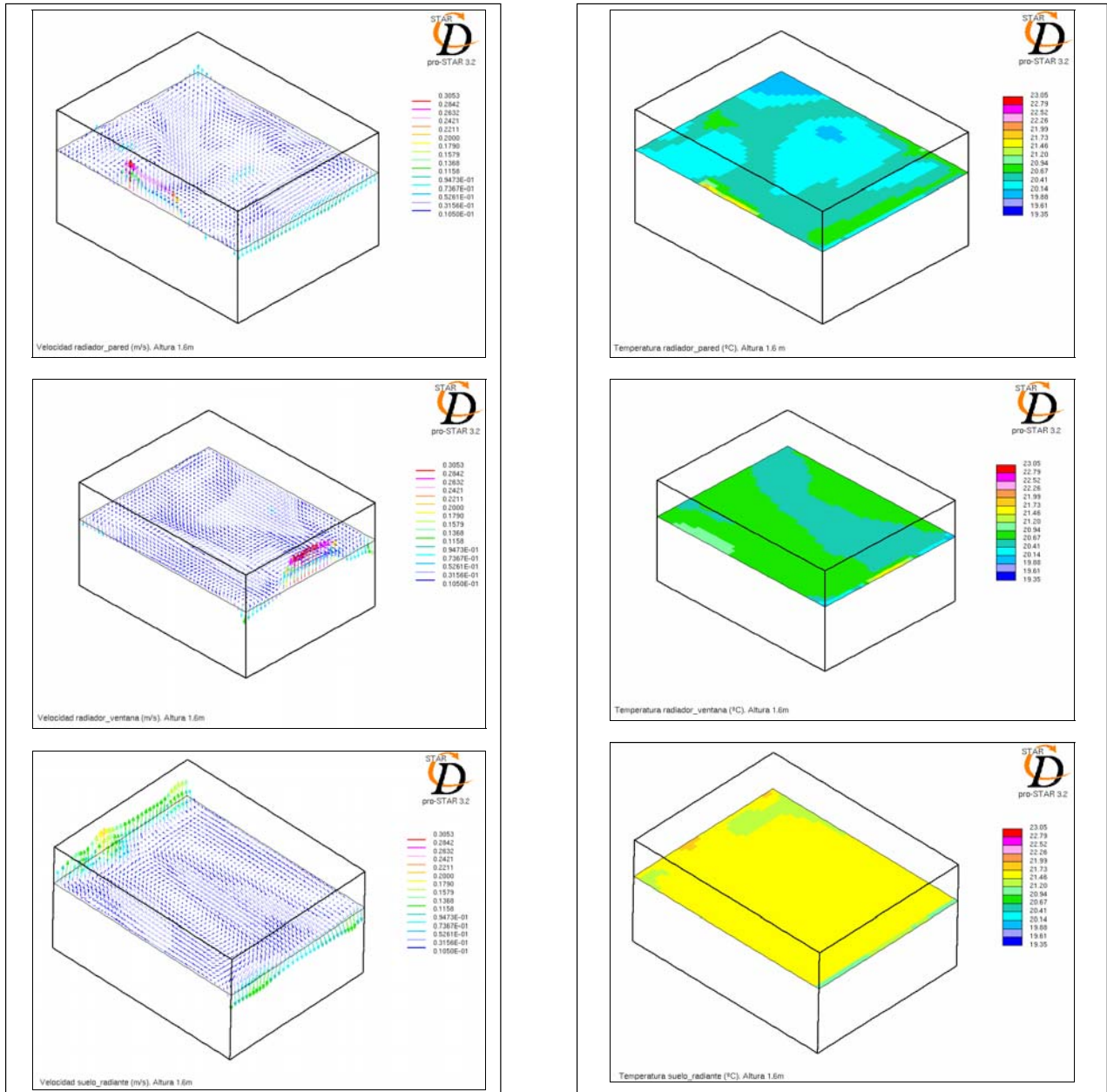


Figura 6. Distribución de velocidades y temperaturas, en los tres supuestos de calefacción, a la altura del cuello de una persona de pie.

El primer índice de confort térmico local calculado es el índice DR, que estima el tanto por ciento de personas que sienten malestar por efecto de las corrientes de aire (ecuación 2) (mayor valor del índice, mayor sensación de insatisfacción). En el caso de calefacción por suelo radiante, se han obtenido velocidades del aire menores al límite establecido por la norma 7730, de $0,05m/s$, por lo que se puede afirmar que la estratificación, en todo el volumen de la habitación, es general. El posible malestar local estaría asociado a diferencias verticales de aire, entre la altura del tobillo y del cuello, índice PD dado por la ecuación 4, que se valorará en posteriores trabajos. El resultado del cálculo del índice DR en las proximidades de las paredes exterior y lateral, en los otros dos supuestos de calefacción, se muestra en la figura 7. Aunque los valores numéricos obtenidos son similares para ambos supuestos, los efectos de las corrientes convectivas del aire hacen que no coincidan los puntos en los que el índice toma el mismo valor. El intervalo de valores calculado del índice DR, en todo el volumen, está comprendido entre 6,4% y 9,9%, de acuerdo con los valores establecidos por la norma UNE ya reseñada.

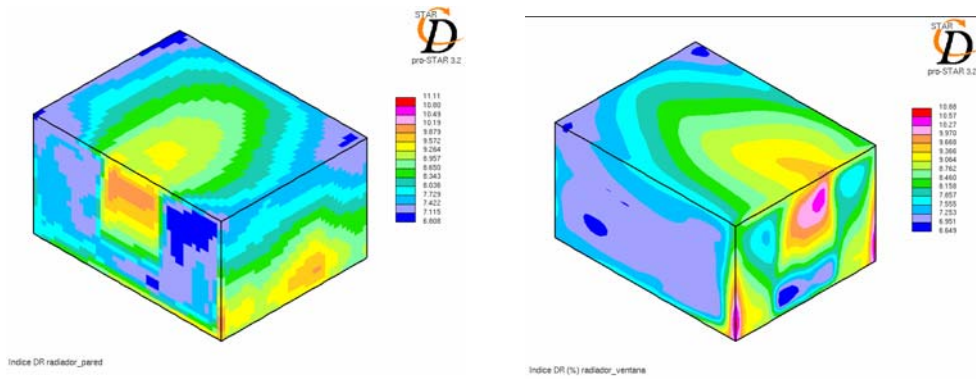


Figura 7. Índice DR (%) en los dos supuestos de calefacción por radiador.

La distribución de valores del índice DR, en %, en cada uno de los niveles estudiados, en los dos supuestos de calefacción por radiador, se muestra en la figura 8. Se observa que los valores del índice son ligeramente menores en el caso del radiador situado debajo de la ventana que en el situado en la pared, debido al efecto, ya comentado, de una mayor repartición de las corrientes de aire en la habitación en ese caso.

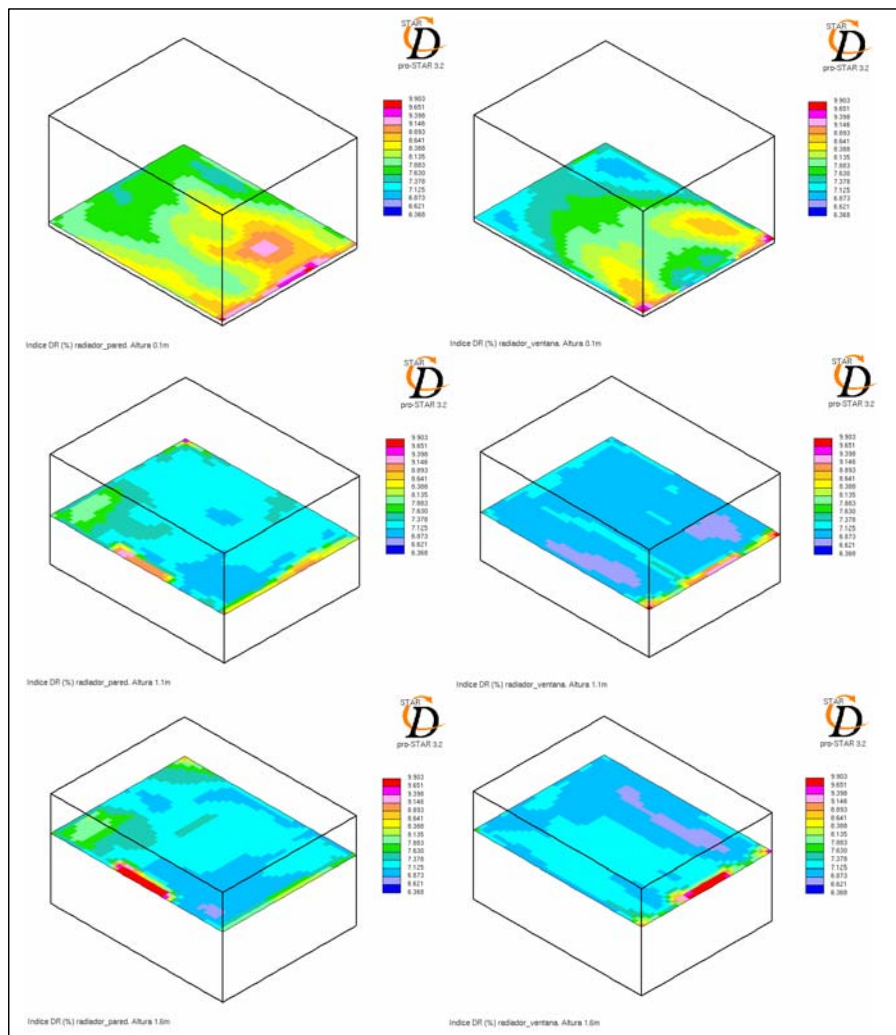


Figura 8. Índice DR (%) en los tres niveles estudiados.

El segundo índice calculado es el PD (ecuación 5), porcentaje de incomodidad local por el hecho de que el suelo esté demasiado caliente o demasiado frío. En la figura 9 se muestran los resultados.

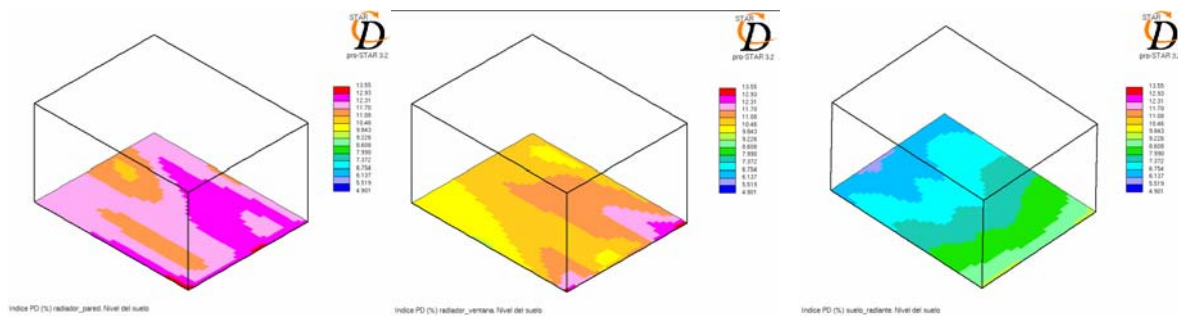


Figura 9. Índice PD en los tres supuestos.

El caso más confortable se corresponde con el suelo radiante con valores comprendidos en el intervalo (5, 9)% , mientras que en el caso “radiador_pared”, los valores se duplican, casi en toda la superficie.

7.- Conclusiones

Podemos deducir de los resultados obtenidos, con las condiciones iniciales impuestas, dos consecuencias. En primer lugar se comprueba que la temperatura media en el habitáculo, es mayor y más uniforme en el caso del suelo radiante, con un intervalo de variación de menos de 1,6°C, mientras que en el caso de la calefacción por radiador, las diferencias de temperatura oscilan entre 3,6°C en el caso del radiador debajo de la ventana y de 2,9°C, en el caso del radiador adosado a la pared.

En segundo lugar, con respecto al confort térmico local, los valores de los índices DR y PD (malestar por suelos calientes o fríos) son menores en el supuesto de calefacción por suelo radiante, que en el de calefacción mediante radiador.

No obstante, hay que señalar que en la obtención de estos resultados no se ha tenido en cuenta el tiempo transcurrido hasta alcanzar el régimen estacionario, así como el índice PD (malestar por diferencia vertical de temperatura del aire), ambos factores muy significativos para evaluar la bondad de un sistema con respecto del otro. Actualmente se está trabajando en esta línea.

Referencias:

- [1] Fanger, P.O; Thermal Comfort, Robert E. Krieger, Malabar, FL, 1982.
- [2] V.Yakhot and S.A.Orzag, Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing* 1 (1986), p.3.
- [3] Q. Chen, Comparison of different $k-\epsilon$ models for indoor air flow computations, *Numerical Heat Transfer, Part B* 28 (1995) 353-369.
- [4] O.Rouaud and M.Havet, Computation of the airflow in a pilot scale clean room using $k-\epsilon$ turbulence models, *Numerical Heat Transfer*, 28 (1999), pp. 353-369.
- [5] W.Zhang and Q.Chen, Large eddy simulation of indoor airflow with a filtered dynamic sub-grid scale model, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) (17), pp. 3219-3231.
- [6] Z. Zhai; Q. Chen. Numerical determination and treatment of convective heat transfer coefficient in the coupled building energy and CFD simulation. *Building and Environment*, Volume 39, Issue 8, 2004, pp. 1001-1009
- [7] A. Stamou; I. Katsiris. Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer. *Building and Environment*, Volume 41, Issue 9, 2006, pp. 1171-1181.
- [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. (ISO 7730:2005). Octubre 2006.
- [9] Z. Ling et al. CFD study on effect of the air supply location on the performance of the displacement ventilation system. *Building and Environment*. 40 (2005), pp. 1051-1067.
- [10] N. Gao and J. Niu. Transient CFD simulation of the respiration process and inter-person exposure assessment. *Building and Environment*, vol. 41
- [11] <http://www.cd-adapco.com>
- [12] B. Blasco, C. Viñas, Losada J.C. Estudio de índices de calidad del aire en una vivienda unifamiliar mediante un modelo C.F.D: I Jornadas de investigación en edificación. E.U.A.T. Madrid. 2006.
- [13] Blasco A. Física. Tomo II. Editorial Autor. ISBN- 84-7433-155-2