

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN TECHO CLIMATIZANTE FUNCIONANDO EN REGIMEN DE ENFRIAMIENTO PARA SISTEMAS HVAC.

Experimental study of a climatic ceiling operating in cooling mode for HVAC/R systems.

RESUMEN

Este artículo presenta los resultados del estudio térmico realizado para obtener las características principales de funcionamiento de un sistema de techo climatizante en modo de enfriamiento: Capacidad de enfriamiento, pérdida de carga, confort térmico y análisis termográfico. El estudio se realiza siguiendo estrictamente las recomendaciones del fabricante relacionadas con la instalación de este tipo de equipo de climatización.

PALABRAS CLAVES: Techo frío, Confort térmico, Estudio experimental.

ABSTRACT

This article presents the results of the study performed to obtain the main operating characteristics of a cooling - heating ceiling in cooling mode: Cooling capacity, pressure drop and thermal comfort. The study is performed following the manufacturer recommendation related whit the installation of this type of heating and cooling equipment

KEYWORDS: Cooling ceiling, Thermal comfort, Experimental study.

NÉSTOR FONSECA DIAZ

Profesor Auxiliar
Universidad Tecnológica de Pereira
nfonseca@utp.edu.co

JUAN ESTEBAN TIBAQUIRÁ

Ingeniero Mecánico, M.Sc.
Profesor Asistente
Universidad Tecnológica de Pereira

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad hay un creciente interés en sistemas de techo climatizante, ya que generan una reducción significativa en costos de inversión y operación de los sistemas HVAC en edificios y sistemas comunitarios.

Es importante recalcar que aunque este sistema fue usado hace algunas décadas dejó de ser atractivo en el mercado dado los problemas relacionados con fugas y condensación. En la actualidad dado el avance en la industria de los materiales y sello de sistemas presurizados es nuevamente una buena alternativa desde el punto de vista de confort, costo de inversión y operación ya que puede ser usado como sistema de enfriamiento o calefacción, se evitan las corrientes de aire molestas de un sistema de acondicionamiento de aire por impulsión de aire convencional y en el modo calefacción permite eliminar los dispositivos de calefacción tradicionales que representan un inconveniente desde el punto de vista arquitectónico, mejorando a su vez las condiciones de confort térmico de los ocupantes del local climatizado en cualquiera de los dos modos de uso [1].

En cuanto al sistema en modo enfriamiento esta comprobado que permite remover el máximo de carga térmica de enfriamiento asegurando el confort térmico de los ocupantes ya que el enfriamiento es distribuido homogéneamente dentro del local. El limite en cuanto a su capacidad de enfriamiento es determinado por a temperatura mínima del agua para evitar problemas de condensación superficial en cualquier punto del sistema. Este documento describe el modo de funcionamiento de enfriamiento respecto a sus principales características.

Fecha de Recepción: 8 de Septiembre de 2008.
Fecha de Aceptación: 8 de Noviembre de 2008.

2. DESCRIPCIÓN EXPERIMENTAL

El techo climatizante utilizado consiste básicamente en una placa metálica perforada a la cual se adhiere tubería de cobre por la que se hace fluir agua como fluido de trabajo. La transferencia de calor predominante es por radiación y convección. El sistema de unión de la tubería a la placa radiante esta diseñado especialmente para evitar el efecto de la resistencia térmica de contacto y mejorar así su eficacia. Las perforaciones de la placa radiante aseguran un adecuado flujo convectivo para una mejor su funcionamiento [2]. Ver figura 1.

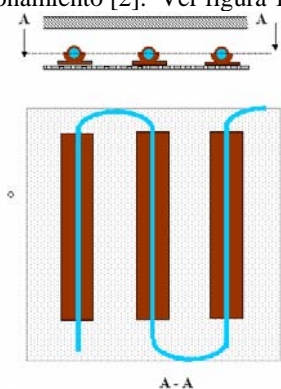


Figura 1. Descripción del techo climatizante
La cámara climática utilizada para los ensayos tiene una altura de 3,1 m, ancho 3,6 m y largo de 6 m. El techo climatizante se instala a 2,7 m del suelo. Para ajustar la cámara a las medidas específicas de una oficina en particular en la que se requiere hacer el estudio, las

dimensiones de la cámara se reducen a 2,5 m de ancho y 5,8 m de largo, ver figura 2.

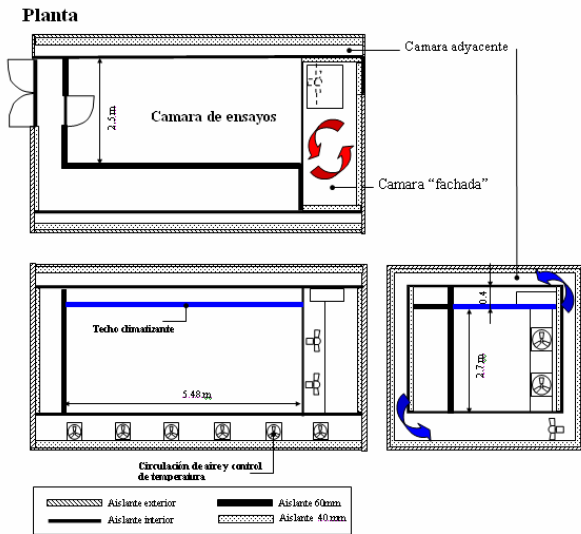


Figura 2. Descripción de la cámara de ensayos.

La figura 3 muestra el esquema del circuito de agua. El techo climatizante se compone de 2 módulos (izquierdo y derecho) compuestos a sus ves por 4 paneles cada uno. Las tomas de presión para medir la perdida de carga "Δ P" son instaladas sobre el circuito al igual que las tomas de temperatura (indicadas en forma nemotécnica) [3]. Las conexiones entre paneles y con el circuito exterior se efectúan con tubería flexible de 10 mm de diámetro por recomendación del fabricante. La alimentación al sistema se efectúa del lado del corredor y el retorno del lado de la fachada.

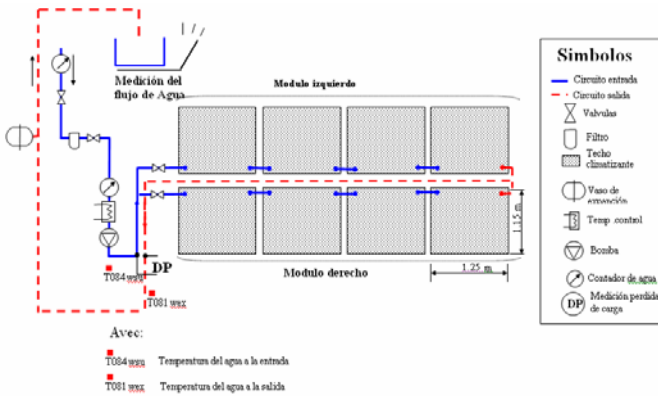


Figura 3. Descripción del sistema de suministro de agua.

El flujo de agua suministrado al sistema es medido por aforo para lograr la incertidumbre mas baja posible en este tipo de mediciones del orden de $\pm 0.1\%$ de la cantidad medida. El calentamiento del agua es registrado mediante las mediciones del diferencial de temperatura $t_{wex}-t_{wsu}$ con una incertidumbre del orden de $\pm 4^\circ\text{C}$. La potencia térmica del techo climatizante se calcula por lo tanto con una incertidumbre del orden de $\pm 2,5\%$ de la cantidad medida.

El circuito de aire se realiza acorde a lo indicado en la figura 4. El sistema de ventilación es suministrado por el fabricante para adaptarse a las especificaciones de los módulos y paneles. Es importante remarcar la dirección alterna fachada y corredor del sentido de la impulsión de aire. La medición de flujo de aire suministrado por las cajas de impulsión se efectúa por medio de un tramo de ducto y un diafragma conforme a la norma internacional ISO5167.

La temperatura del aire impulsado es medida después del tramo de de medición de flujo, en la entrada en el falso cielo del techo de la cámara.

El aire es impulsado a 15°C dentro de la cámara de ensayos que se encuentra a 25°C . El calentamiento calculado del aire entre la entrada al techo y las cajas de impulsión se estima entre $0,8$ y 1°C .

La medición de temperatura en la boquilla de impulsión puede ser afectada por un efecto de inducción en la boquilla. Es menos confiable que la temperatura medida antes de tramo de medición del flujo.

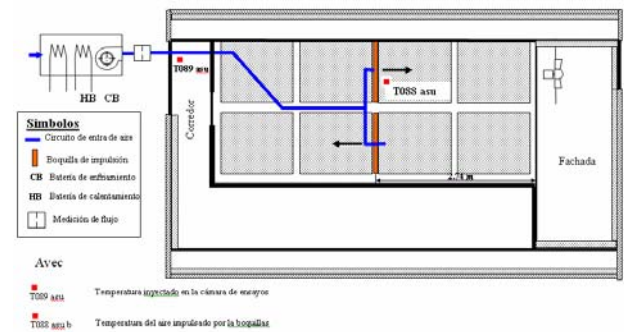


Figura 4. Descripción del sistema de ventilación.

En la cámara de ensayo no se efectúa extracción de aire. Durante los ensayos la cámara es por lo tanto sometida a sobre presión y la evacuación de aire se realiza por todas las rendijas en un proceso habitual para este tipo de instalaciones de ensayo. La ausencia de boquillas de retorno representan una alteración insignificante en las condiciones de confort y características del techo climatizante.

Por otro lado mantener la cámara en sobrepresión evita toda perturbación local que podría resultar de la infiltración de aire parásito y la distorsión en los resultados de ensayo que este pueda causar. Para el balance térmico del local se considera que el aire sale de la cámara a la temperatura de referencia en ele centro del local.

Teniendo en cuenta la precisión en la medición del flujo de aire acorde a la norma ISO5167, $\pm 3.5\%$ y la precisión en la medición de la diferencia de temperatura de $\pm 0.1^\circ\text{C}$ sobre 10°C , la contribución del aporte frigorífico del aire impulsado en el balance térmico del local es evaluada con una incertidumbre máxima de $\pm 4,5\%$.

Las cargas térmicas internas del local se presentan en la figura 5. Se distinguen:

4 lámparas de 38 W cada una. Se instalan acorde a las recomendaciones y accesorios suministrados por el fabricante dentro del techo climatizante.

Las cargas de ocupación de la oficina simulada son estimadas en 300W por cada 8 m². Por el local de ensayo de 13,7m² implican 514 W. Como se indica en la figura 5, se instalan 7 convectores eléctricos de 500W potencia nominal, para este efecto .

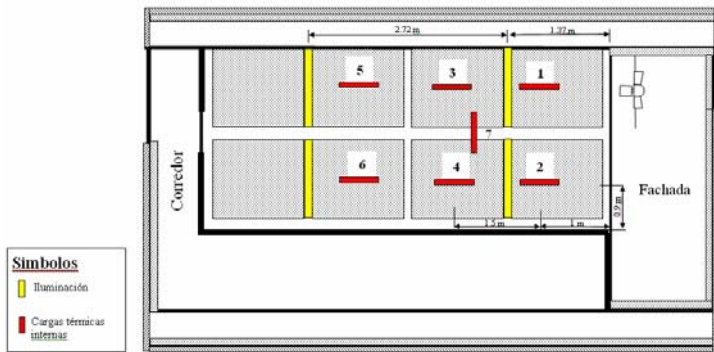


Figura 5. Esquema de distribución de cargas térmica.

La medición de carga interna de iluminación y de ocupación es realizada mediante un contador eléctrico único. El reductor de tensión puesto en funcionamiento para reducir la tensión de alimentación de los convectores se instala dentro del local después del contador.

Con el contador se tiene una incertidumbre en la determinación de la potencia eléctrica de máximo $\pm 1\%$ de la cantidad medida [3].

En el caso de las cargas térmicas externas, se ha considerado el caso del calentamiento de la fachada sin la transmisión solar directa al interior del local como el más representativo de la situación real. Para simular esta condición en la cámara de ensayo, se calienta el aire en la cámara que simula la fachada hasta alcanzar el aporte necesario hacia la cámara de ensayo.

La medición de la carga térmica que atraviesa la fachada es registrada mediante flujómetros dispuestos sobre la fachada. La repartición de 20 flujómetros sobre la fachada total se indica en la figura 6, para la fachada vista desde el interior de la cámara. Es necesario anotar que para el balance térmico del local se utilizaran solo 12 de los 20 flujómetros, considerando que los flujómetros de la izquierda pueden ser perturbados por el funcionamiento de los ventiladores que hacen circular el aire en la cámara que simula la fachada. Los seis flujómetros del lado derecho quedarían fuera del alcance de la fachada modificada para ser del tamaño de la del caso de la oficina real propuesta por el fabricante.

Al centro de cada medición de flujo de calor se dispone de una medición de temperatura superficial de la fachada. Por las mismas razones expuestas previamente las temperaturas correspondientes a la posición de los flujómetros descartados no son usadas.

La combinación de medidas de flujo de calor y temperatura superficial en la fachada además de una temperatura de referencia convencional en el centro del local permiten definir un coeficiente de intercambio convencional entre la fachada y el local. Esta referencia es siempre tomada a 75 cm del suelo y centro del local mediante un dispositivo de temperatura de globo (ver figura 7).

El análisis de este coeficiente de intercambio será utilizado en la interpretación de los resultados de los ensayos para determinar el “efecto de enfriamiento” del techo climatizante.

En cuanto a las temperaturas del aire y las paredes, se han presentado previamente las mediciones principales de temperatura. Las temperaturas superficiales de las paredes interiores y del aire en las cámaras laterales y de la fachada son mostradas se efectúan acorde a las normas. Las posiciones de las sondas de temperatura seca del aire y resultante (o de globo) dentro del local de ensayo además del número nemotécnico utilizado sobre las fichas de resultados se muestran en la figura 6. En la figura 7 se precisa la posición sobre las columnas.

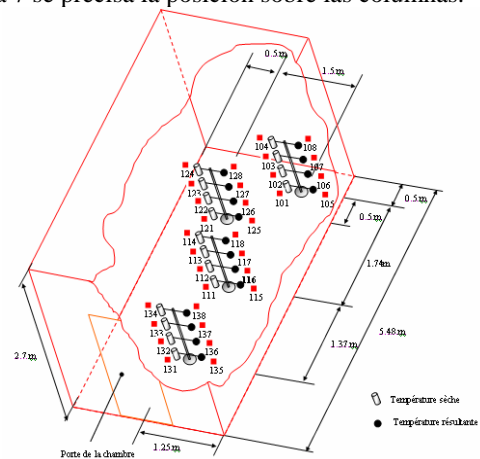


Figura 6. Esquema de distribución de columnas de medición de temperatura de referencia.

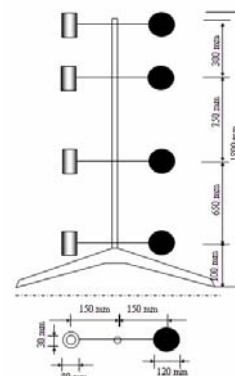


Figura 7. Mdiciones de temperatura de referencia.

La medición de velocidad del aire para los ensayos de confort se efectúa en 6 posiciones dentro de la cámara. Las posiciones verticales se ubican a 10 cm, 75 cm, 150cm y 200 cm del suelo [3].

Las mediciones se efectuaron mediante un anemómetro térmico en intervalos de 5 minutos durante una hora.

La termografía de los diferentes módulos del techo climatizante y de las paredes de la cámara de ensayos se desarrolló para uno de los ensayos de rendimiento. Se ilustra con ellas la calidad del techo climatizante instalado, para detectar posibles problemas de contacto entre el tubo y la placa radiante y la homogeneidad de su temperatura.

Condiciones nominales de ensayo: Todos los ensayos tipo base, se efectúan en las siguientes condiciones nominales:

Temperatura de referencia: $t_{ref,centro} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura de del aire nuevo suministrado: $t_{asu} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Flujo volumétrico de aire impulsado: $\dot{M}_{asu} = 80\text{ m}^3/\text{s}$

Temperatura del agua suministrada a los módulos: $t_{wsu} = 14.8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Flujo masico de agua suministrado: $\dot{M}_w = 0.0648\text{ kg/s}$

Para estas condiciones las características del sistema esperadas o anunciadas por el fabricante son:

Perdida de carga de DP: 0,478 bar.

Carga térmica retirada Q : 814W

En estas condiciones se tiene también una diferencia media logarítmica de temperatura:

$$DT\log = \frac{(t_{wex} - t_{wsu})}{\ln \left[\frac{t_{ref} - t_{wsu}}{t_{ref} - t_{wex}} \right]} = 8.61\text{K}$$

Con un área de intercambio de calor de 11,5 m²

Generando:

$AU = Q/DT\log = 94,5\text{ W/K}$

Con coeficiente global $U = AU/A = 8,22\text{ W/m}^2$

En los ensayos base, se efectúa la verificación del producto AU y la influencia de \dot{M}_w y de DTlog sobre este producto. Para este caso:

El flujo de agua varía de $\dot{M}_w = 0,0397$ y $0,103\text{ kg/s}$

La diferencia de temperatura logarítmica varía entre $DT\log = 7,63$ y $9,95\text{ K}$.

3. RESULTADOS

Tabla1. Resultados del mediciones y cálculo de AU

| Ensayo | DTlog [K] | \dot{M}_w [kg/s] | Dta [K] | AU [W/K] | Reg. carga | Alimentación de agua |
|--------|-----------|--------------------|---------|----------|------------|----------------------|
| 2705b | 9.78 | 0.0656 | 6.4 | 107.0 | tensión | INV |
| 2805a | 9.17 | 0.0638 | 10.5 | 105.4 | " | INV |
| 0206b | 8.47 | 0.103 | 9.2 | 109.5 | " | NORM |
| 0306a | 7.93 | 0.0856 | 8.9 | 107.2 | " | " |
| 0306d | 8.02 | 0.0519 | 9.0 | 106.8 | " | " |
| 0406a | 7.91 | 0.0532 | 9.4 | 105.9 | " | " |
| 0506b | 9.95 | 0.0526 | 12.3 | 107.1 | " | " |
| 1006a | 7.63 | 0.0397 | 10.4 | 105.7 | ON-OFF | " |
| 1206b1 | 7.79 | 0.0405 | 10.5 | 103.8 | " | " |
| 1206c3 | 7.84 | 0.0394 | 11.7 | 105.6 | " | " |

Las cargas térmicas de ocupación para los ensayo de base son concentradas siempre en la parte de adelante del local. Se efectúan ensayos complementarios para poner en evidencia la eventual influencia de la modificación de

ciertas condiciones de las pruebas sobre le producto AU. Para estos ensayos se utiliza para climatizar el local un ventilador convectivo en la parte posterior de la cámara. Para estos ensayos con la temperatura de referencia en el centro del local se obtiene los siguientes resultados para el factor AU:

- Un valor promedio de $AU = 106,4\text{ W/K}$
- Un valor máximo de $109,5\text{ W/K}$ es decir +2.9%
- Un valor mínimo de $103,8\text{ W/K}$ es decir -2.4%.

Se observa que en el rango indicado, la influencia de los parámetros indicados es leve.

Una regresión lineal múltiple entrega una mejor estimación de AU en función de los parámetros DTlog y

Re. ($Re = \text{número de Reynolds} = 72346 \dot{M}_w$).

Se obtiene

$$AU = 81.5 Re^{0.03} DT\log^{0.005}$$

Los residuos en este caso están entre +1.1% y -1.3% como se muestra en la figura 8.

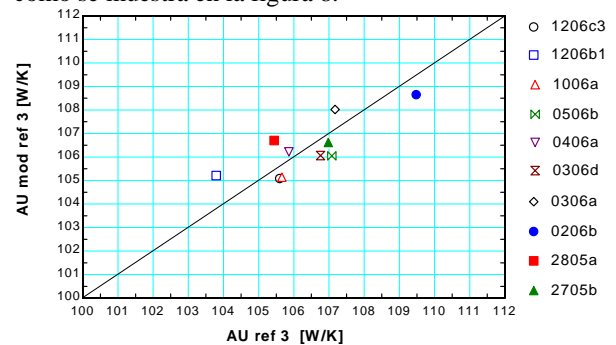


Figura 8. Resultados de ensayos para T_{ref centro}.

Si se utilizan las condiciones nominales y la anterior regresión se obtiene un valor calculado que puede ser comparado con el previsto por el fabricante a las mismas condiciones nominales. Se observa que el techo climatizante cuando se usa la temperatura de referencia en el centro del local presenta:

$AU_{calculado} = 106,2\text{ W/K}$

Y el previsto por el fabricante es de:

$AU_{esperado} = 94,5\text{ W/K}$

Es decir preserva un 12% de su potencia de enfriamiento bajo estas condiciones de carga.

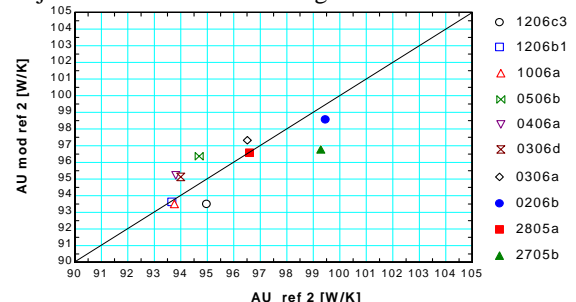


Figura 9. Resultados de ensayos para T_{ref fachada 1 m}.

Si se modifica la temperatura de referencia sin alterar las condiciones nominales, se puede observar la influencia de este parámetro sobre el comportamiento de AU.

Para temperaturas de referencia cercanas a la fachada a 1m y 0,5m se muestran los resultados en las figuras 9 y 10 respectivamente:

Para el ensayo a 1m de la fachada se obtiene la siguiente regresión múltiple:

$$AU = 55.0 Re^{0.05} DTlog^{0.06}$$

Es decir para las condiciones nominales el valor calculado usando la regresión es:

$$AU_{calculado} = 95,5 \text{ W/K}$$

La reserva de potencia se reduce en este caso a solo 1%.

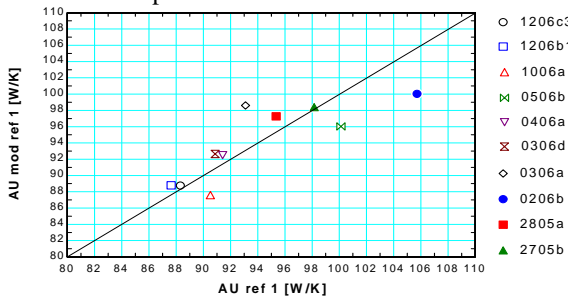


Figura 10. Resultados de ensayos para T_{ref} fachada 0,5m.

Para el caso de una temperatura de referencia a 0,5 m de la fachada se tiene:

$$AU = 14.6 Re^{0.14} DTlog^{0.30}$$

Es decir

$$AU_{calculado} = 91,0 \text{ W/K}$$

En cuyo caso la potencia del techo climatizante se vuelve insuficiente en 3,7%.

Los resultados de los ensayos complementarios indican un aumento del 10,4% del valor AU para los ensayos con el ventilador convector respecto a la condición nominal debido al aumento en la agitación del aire en la cámara.

Las mediciones de pérdida de carga del circuito de agua han sido realizadas en 10 ensayos base, los resultados se muestran en la figura 11.

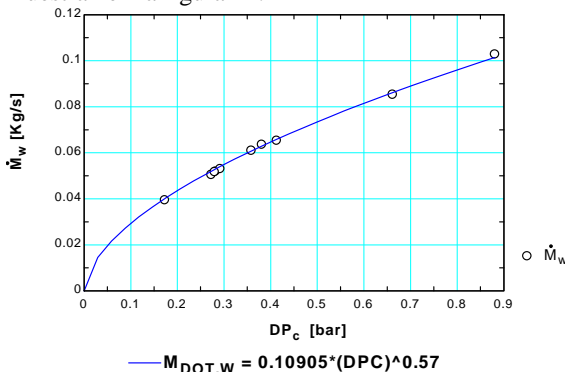


Figura 11. Resultados de ensayos de pérdida de carga.

Para un flujo nominal de 0,0648 kg/s se genera una pérdida de carga de 0,40 bar inferior al valor anunciado por el fabricante de 0,478 bar.

Ensayos de confort

Para estos ensayos, se efectuaron las mediciones de la velocidad residual del aire en la zona de ocupación dentro del local para examinar todas las variables involucradas en el confort térmico relacionadas con el

techo climatizante. Los resultados de la medición de velocidad del aire se muestran en las figuras 12 y 13.

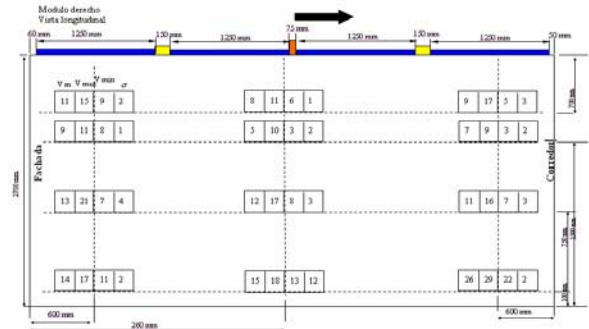


Figura 12 Vista lateral de distribución y resultados de medición de velocidad del aire modulo derecho.

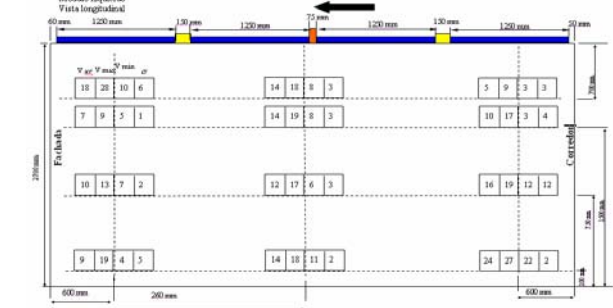


Figura 13. Vista lateral de distribución y resultados de medición de velocidad del aire modulo izquierdo.

Termografía

Los resultados de la termografía se indican en las figuras 14 a 18.

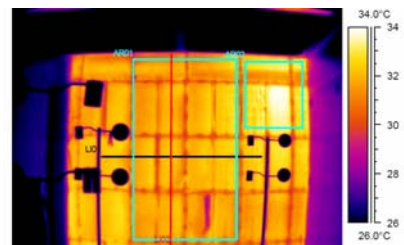


Figura 14. Resultados termografía de fachada

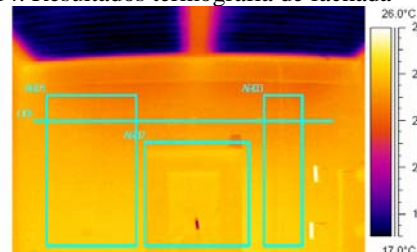


Figura 15. Resultados termografía pared corredor

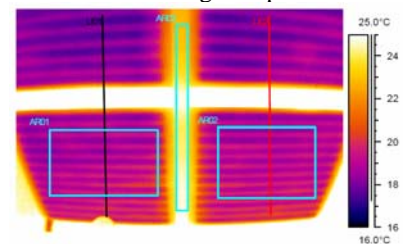


Figura 16. Resultados termografía paneles fachada

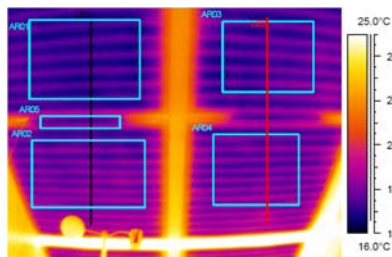


Figura 17. Termografía paneles en la salida de aire

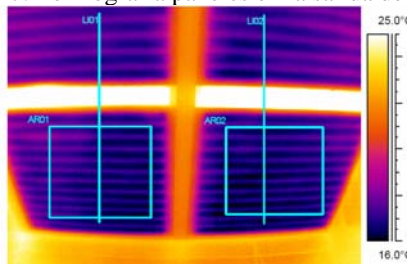


Figura 18. Termografía paneles cercanos al corredor.

Se observa en las termografías una distribución homogénea de temperatura en los paneles. Esta varía a su vez entre 19,5°C y 16°C entre los paneles cercanos de la fachada y el corredor respectivamente.

En los ensayos para determinar el efecto de enfriamiento, todas las condiciones se mantienen y se instala para climatizar el local un ventilador convectivo en la parte trasera de la cámara del lado del corredor: la posición indicada es la normal de este tipo de equipos desde el punto de vista económico la más favorable para climatizar el local. Para evaluar el efecto de enfriamiento se compara el coeficiente convectivo de la fachada interior para el caso del techo climatizante y el ventilador-convectivo.

Se tiene por lo tanto para los ensayos un coeficiente promedio $h = 7,1 \text{ W/m}^2\text{K}$. Sin el ventilador-convectivo el valor de h se reduce a $6,6 \text{ W/m}^2\text{K}$. Esto implica que con el ventilador convectivo se reduce el intercambio de calor en la fachada en un 7%. [3].

En la situación examinada, en que las cargas nominales de la fachada representan un 38,5 % de las cargas totales, el "efecto de enfriamiento" del techo climatizante es por lo tanto: $1 - 0,07 * 0,385 = 0,973$ es decir del 97 %.

4. ANALISIS

Debido a las condiciones climáticas en Europa la temperatura de operación del agua suministrada en este sistema varía entre 15 y 16 °C es decir una temperatura superficial promedio de 17 a 19 °C lo que implica una condición plenamente satisfactoria para los ocupantes ya que el efecto convectivo asegura una variación de la temperatura del local inferior a 0,5K.

Ensayos de laboratorio han mostrado que durante su operación se presentan velocidades del flujo de aire muy bajas del orden de 0,15 m/s y capacidades de enfriamiento del orden de 150 W/m^2 . Esto implica que cuando se utiliza ventilación mecánica, este sistema regula la velocidad del aire del local. Se requiere sin embargo información exacta sobre la variación de la

temperatura de *dew point* y carga de enfriamiento durante su funcionamiento para prever problemas de condensación.

En Colombia para el modo enfriamiento, estas temperaturas del agua se consiguen simplemente con el agua de la red de servicios públicos y permanece constante casi durante todo el año, podría ser aplicado con buenos resultados en centrales telefónicas o de cómputo por ejemplo, donde la carga sensible es preponderante.

Cuando el sistema opera en modo calefacción resulta mucho más fácil aumentar la capacidad del equipo aumentando la temperatura del agua entre 30 y 40 °C dado que no hay limitantes salvo una reducción insignificante en la eficiencia térmica del sistema (en contraste con el sistema operando en modo enfriamiento). En modo calefacción sin embargo, el funcionamiento del sistema debe ser monitoreado cuidadosamente dado los problemas eventuales de confort debidos a la posible estratificación de la temperatura del aire debida a los flujos convectivos del aire, el efecto de la radiación térmica con la fachada y corrientes de aire frío en la fachada. Estos efectos pueden ser corregidos mediante un adecuado sistema de ventilación sin embargo se debe limitar también la temperatura máxima del agua del sistema para reducir los problemas de confort [4],[5].

5. CONCLUSIONES

La potencia instalada del techo climatizante para las condiciones simuladas mediante los ensayos, sobrepasa en un 12% la demanda del local simulado. Pero es justo la necesaria para asegurar el confort de los ocupantes a 1m de la fachada. La pérdida de carga del techo climatizante ensayado es de 0,40 bar, ligeramente inferior a la anunciada por el fabricante de 0,478 bar.

La velocidad del aire en la zona de ocupación generada por el funcionamiento del techo climatizante no representan una incomodidad para los ocupantes.

El análisis termográfico realizado indica la buena calidad del techo climatizante instalado en cuanto a la homogeneidad de sus temperaturas. El efecto de enfriamiento del techo climatizante instalado para este análisis es del 97%.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] NICKEL, Jürgen. Cooling and Heating systems with ceiling, Special Publication from the TAB N° 05/07, pag 41-48. Aachen Germany. 2007.
- [2] TERNOVEANU A, HANNAY, C, QINGPING, W. Preliminary Analysis on a Research Project for Cooling Ceilings- synthesis of available information. Laboratoire de thermodynamique appliquée Université de Liège. 1999.
- [3]. FONSECA, Nestor. HANNAY, Jules. Etude en chambre climatique Rapport d'essais. Laboratoire de thermodynamique appliquée Université de Liège. 2004.
- [4]. GLÜK, B, Grezen der Deckernheizung-Optimale Heizflächengestaltung, HLH, N° 6, 1994.
- [5] Heisselberg, P. Stratified flow in rooms with a cold vertical wall. ASHRAE Trans. V.100, PT1. 1994.