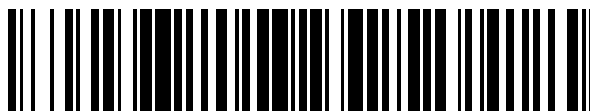


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 560 514**

51 Int. Cl.:

**F25B 25/00** (2006.01)

**F25B 49/02** (2006.01)

12

## TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **04.06.2008** **E 08157531 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **11.11.2015** **EP 2000754**

54 Título: **Método para estimar la carga térmica de un circuito para un fluido de servicio en la salida de una máquina refrigeradora**

30 Prioridad:

**04.06.2007 IT BO20070399**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

**19.02.2016**

73 Titular/es:

**RHOSS S.P.A. (100.0%)  
VIA DELLE INDUSTRIE, 211  
45031 ARQUA' POLESINE, IT**

72 Inventor/es:

**ZEN, ALESSANDRO;  
CECCHINATO, LUCA;  
BEGHI, ALESSANDRO;  
BODO, CRISTIAN;  
SCODELLARO ALESSANDRO y  
ALBIERI, MICHELE**

74 Agente/Representante:

**UNGRÍA LÓPEZ, Javier**

ES 2 560 514 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

## DESCRIPCIÓN

Método para estimar la carga térmica de un circuito para un fluido de servicio en la salida de una máquina refrigeradora

5 La presente invención se refiere a un método para estimar la carga térmica de un circuito para un fluido de servicio en la salida de una máquina refrigeradora, un dispositivo de control para implementar este método y una máquina refrigeradora con dicho dispositivo.

10 En particular, la presente invención tiene aplicación ventajosa, aunque no exclusiva, en la estimación de la carga térmica de un circuito hidráulico de sistemas centralizados de aire acondicionado, al que la descripción siguiente hará referencia explícita, sin que ello implique pérdida de generalidad.

15 Como es conocido, un sistema de aire acondicionado centralizado para el control de la temperatura ambiente de un edificio incluye una pluralidad de ventiloconvectores, que están apropiadamente distribuidos dentro del edificio y que están conectados uno a otro mediante un circuito hidráulico, y una máquina refrigeradora centralizada diseñada para enfriar un fluido de servicio, y en particular un refrigerante líquido sustancialmente constituido por agua, y para transportar dicho fluido de servicio a los varios ventiloconvectores a través de dicho circuito hidráulico.

20 Dicha máquina refrigeradora, comúnmente denominada "refrigerador", incluye un circuito interno, en el que circula un fluido operativo constituido por un fluido refrigerante, un circuito de salida, que cierra el circuito hidráulico del sistema de aire acondicionado en una zona correspondiente a una entrada y una salida de la máquina refrigeradora, un intercambiador de calor atravesado por el circuito interno y por el circuito de salida para intercambio térmico entre el fluido operativo y el fluido de servicio, y uno o más compresores para realizar un ciclo refrigerante en el fluido operativo mediante compresión del fluido operativo propiamente dicho. El circuito hidráulico del sistema de aire acondicionado y el circuito de salida de la máquina refrigeradora forman el denominado circuito hidráulico.

25 También se conocen sistemas de control electrónicos para controlar el encendido y el apagado de los compresores de tal forma que la temperatura del fluido de servicio en la entrada o salida a/de la máquina refrigeradora, es decir, la temperatura de retorno o la temperatura de distribución, respectivamente, del fluido de servicio, lleguen a un punto establecido predeterminado.

30 Dichos sistemas de control implementan básicamente una lógica de control de tipo proporcional en la que el encendido y el apagado de los compresores se lleva a cabo en base a una comparación directa entre una medición de la temperatura de retorno o la temperatura de distribución del fluido de servicio y un par de umbrales de temperatura.

35 Los sistemas de control indicados anteriormente presentan límites intrínsecos debido a limitaciones temporales entre los instantes de encendido y apagado de los compresores al objeto de prolongar su duración de servicio. Dichas limitaciones limitan, en efecto, el diferencial entre los umbrales de temperatura a un valor mínimo, por debajo del que los compresores tienen que operar en condiciones de operación técnicamente prohibitivas que los pueden dañar. Más en general, dichas limitaciones temporales significan que los sistemas de control mencionados anteriormente no permiten, por una parte, un buen grado de precisión de regulación de la temperatura del fluido de servicio y, por la otra, la maximización de la eficiencia energética del sistema de aire acondicionado.

40 El documento JP-A-10 300 163 describe un método para estimar una capacidad de enfriamiento midiendo, mediante un par de sensores de temperatura, una temperatura de distribución del fluido de servicio en la salida de la máquina refrigeradora y una temperatura de retorno del fluido de servicio en la entrada a la máquina refrigeradora.

45 La finalidad de la presente invención es proporcionar un método para estimar la carga térmica de un circuito hidráulico de un sistema de aire acondicionado controlado por una máquina refrigeradora y proporcionar un dispositivo de control para la máquina refrigeradora que implemente dicho método que permita la regulación de la temperatura de distribución de forma exacta, y la maximización de la eficiencia energética del sistema, y, al mismo tiempo, que sea fácil y barata de producir.

50 Según la presente invención, se facilitan un método para estimar la carga térmica de un circuito de servicio para un fluido de servicio en la salida de una máquina refrigeradora, un dispositivo de control para una máquina refrigeradora, y una máquina refrigeradora según las reivindicaciones anexas.

55 La presente invención se describirá ahora con referencia a los dibujos anexos, que ilustran un ejemplo no limitador de realización de la misma y en los que:

60 La figura 1 ilustra un diagrama de bloques de un sistema de aire acondicionado incluyendo una máquina refrigeradora provista de un dispositivo de control según la presente invención.

65 Las figuras 3 a 7 ilustran un diagrama de flujo del método para estimar la carga térmica de un circuito para un fluido

de servicio en la salida de la máquina refrigeradora de la figura 1 según la presente invención.

Y las figuras 2 y 8a a 9b ilustran curvas de cálculo y tablas de parámetros usados en el diagrama de flujo de las figuras 3 a 7.

En la figura 1, con 1 se designa en conjunto un sistema de aire acondicionado incluyendo una pluralidad de ventiloconvectores 2 apropiadamente distribuidos dentro de un edificio (no ilustrado) cuya temperatura ambiente se pretende controlar, y una máquina refrigeradora 3 diseñada para enfriar y hacer circular, a lo largo de un circuito hidráulico 4 que conecta los ventiloconvectores 2 a la máquina refrigeradora 3 propiamente dicha, un fluido de servicio 5, y en particular un refrigerante líquido constituido sustancialmente por agua.

La máquina refrigeradora 3 incluye típicamente un circuito interno 6 en el que circula un fluido operativo 7 constituido por un fluido refrigerante, y un circuito de salida 8, que cierra el circuito hidráulico 4 del sistema 1 en una zona correspondiente a una entrada 9 y una salida 10 de la máquina refrigeradora 3. A lo largo del circuito interno 6 se ha colocado una serie de dispositivos para realizar un ciclo refrigerante en el fluido operativo 7, y en particular: un primer intercambiador de calor 11 atravesado por el circuito interno 6 y por el circuito de salida 8 que funciona como evaporador, es decir, para producir evaporación a presión baja del fluido operativo 7 absorbiendo calor del fluido de servicio 5; un compresor 12, preferiblemente del tipo en espiral, para realizar una compresión adiabática en el fluido operativo 7 en el estado de vapor; un segundo intercambiador de calor 13 que funciona como condensador, es decir, para producir condensación del fluido operativo 7 de tal forma que pueda liberar al exterior el calor previamente absorbido; y una válvula de expansión 14 para enfriar y producir la evaporación parcial del líquido de trabajo 7 de tal forma que esté preparado para otro ciclo.

El circuito hidráulico 4 del sistema 1 y el circuito de salida 8 de la máquina refrigeradora 3 forman el denominado circuito hidrónico 15, incluyendo una bifurcación de distribución 16, a lo largo de la que el fluido de servicio 5 circula en una dirección D orientada desde el intercambiador de calor 11 a los ventiloconvectores 2, y una bifurcación de retorno 17, a lo largo de la que el fluido de servicio 5 vuelve al intercambiador de calor 11. La circulación del fluido de servicio 5 en la dirección D la garantiza una bomba 18 colocada a lo largo de la bifurcación de retorno 17.

La máquina refrigeradora 3 está provista de un depósito de almacenamiento 19 colocado a lo largo de la bifurcación de distribución 16 a una distancia corta del intercambiador de calor 11 para producir una inercia térmica en el circuito hidrónico 15 que ralentiza la dinámica del sistema 1 de modo que se eviten fenómenos indeseables de oscilación en las válvulas de regulación (no ilustradas) de los ventiloconvectores 2. La presencia del depósito de almacenamiento 19 es opcional.

La máquina refrigeradora 3 incluye además un dispositivo de control 20 para controlar el encendido y el apagado del compresor 12 en función de la temperatura de distribución TDLV del fluido de servicio 5.

Con más detalle, el dispositivo de control 20 incluye un primer sensor de temperatura 21 colocado a lo largo de la bifurcación de distribución 16 en la salida del depósito de almacenamiento 19, es decir, en la salida 10 de la máquina refrigeradora 3, para medir la temperatura de distribución TDLV del fluido de servicio 5, un segundo sensor de temperatura 22 colocado a lo largo de la bifurcación de retorno 17 en una zona correspondiente a la entrada 9 de la máquina refrigeradora 3 para medir la temperatura de retorno TRET del fluido de servicio 5, que corresponde a un valor deseado de la temperatura de evaporación del fluido operativo 7 en el intercambiador de calor 11, un teclado 23 para recibir órdenes impartidas por el usuario, y una unidad electrónica de control 24 conectada a los sensores 21 y 22, al teclado 23 y al compresor 12.

La unidad electrónica de control 24 está diseñada para controlar el encendido y el apagado del compresor 12 en función de la comparación entre la temperatura de distribución TDLV y un par de umbrales de temperatura de distribución de tal forma que la temperatura de distribución TDLV converja en un punto establecido de temperatura de distribución TSET incluido entre los dos umbrales de temperatura de distribución.

La unidad electrónica de control 24 implementa un método para estimar la carga térmica del circuito hidrónico 15 según la presente invención, describiéndose dicho método en detalle a continuación para el caso donde el fluido de servicio 5 es enfriado para enfriar los entornos en los que están dispuestos los ventiloconvectores 2.

Además, la unidad electrónica de control 24 está diseñada para regular la temperatura de distribución TDLV adaptando el punto establecido TSET y los umbrales de temperatura a la carga térmica estimada.

Los umbrales de temperatura incluyen un umbral inferior TLOW y un umbral superior THIG enlazado al punto establecido TSET en base a las relaciones:

$$THIG = TSET + DM \cdot R; \quad (1)$$

$$TLOW = TSET - DM \cdot (1-R), \quad (2)$$

donde DM es una temperatura diferencial entre los umbrales de temperatura de distribución, a continuación indicados más simplemente como “distribución diferencial”, y R es un parámetro, denominado a continuación “ratio de división”, incluido entre 0 y 1 que define el ratio con la que la distribución diferencial DM se divide entre los dos umbrales de manera que sea capaz de hacerlos asimétricos con respecto al punto establecido TSET.

Como se puede indicar, a una regulación del punto establecido TSET, debido a la adaptación a la carga térmica, corresponde una regulación del mismo signo del umbral inferior TLOW y el umbral superior THIG. Típicamente, en controles sobre la temperatura de distribución TDLV, el umbral inferior TLOW y el umbral superior THIG se mantienen simétricos con respecto al punto establecido TSET; es decir, están vinculados al punto establecido TSET mediante una ratio de división R de 0,5. Sin embargo, el umbral inferior TLOW y el umbral superior THIG se pueden ajustar independientemente del punto establecido TSET actuando en la distribución diferencial DM y en el ratio de división R.

En una primera aproximación, la carga térmica del circuito hidrónico 15 corresponde a la carga térmica ofrecida por el entorno a enfriar. Cuanto más disminuye la carga térmica, menor es el intercambio térmico entre el entorno y los ventiloconvectores 2, y menor es la necesidad de enfriar el fluido de servicio 5. En consecuencia, la adaptación del punto establecido TSET contempla el aumento del punto establecido TSET cuando disminuye la carga térmica. Dado que el coeficiente de rendimiento (COP) de una máquina refrigeradora 3 aumenta cuando aumenta la temperatura de evaporación en el intercambiador, se sigue que el aumento del punto establecido TSET cuando disminuye la carga térmica da lugar a un aumento de la eficiencia general del sistema 1.

La carga térmica estimada se da en términos de fracción de carga FL, es decir, en términos de ratio entre la potencia que la máquina refrigeradora 3 debe suministrar para enfriar el entorno y la potencia máxima del refrigerador que puede ser distribuida por la máquina refrigeradora 3 en condiciones nominales dadas.

El encendido o el apagado del compresor 12 debe respetar limitaciones temporales precisas entre sucesivos eventos de encendido y/o apagado con el fin de salvaguardar la integridad del compresor 12 propiamente dicho, es decir, deben respetar un tiempo mínimo  $\Delta t_{ON\_min}$  entre encendido y apagado, un tiempo mínimo  $\Delta t_{OFF\_min}$  entre apagado y encendido, y un tiempo mínimo  $\Delta t_{ON\_ON\_min}$  entre dos eventos de encendido sucesivos. Con el fin de respetar dichas limitaciones temporales, el compresor 12 deberá, durante un ciclo de encendido-apagado definido entre dos eventos de encendido sucesivos, permanecer encendido y permanecer apagado, respectivamente, durante un tiempo de encendido teórico  $\Delta t_{ON}$  y un tiempo de apagado teórico  $\Delta t_{OFF}$  dependiendo de la fracción de carga térmica estimada FL como sigue:

$$\Delta t_{ON} = \begin{cases} \Delta t_{ON\_min} & FL < FL1 \\ \Delta t_{ON\_ON\_min} \cdot FL & FL1 \leq FL \leq FL2 \\ \Delta t_{OFF\_min} \cdot \frac{FL}{1-FL} & FL > FL2 \end{cases} \quad (3)$$

$$\Delta t_{OFF} = \begin{cases} \Delta t_{ON\_min} \cdot \frac{1-FL}{FL} & FL < FL1 \\ \Delta t_{ON\_ON\_min} \cdot (1-FL) & FL1 \leq FL \leq FL2 \\ \Delta t_{OFF\_min} & FL > FL2 \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{donde: } FL1 = \frac{\Delta t_{ON\_min}}{\Delta t_{ON\_ON\_min}}; \quad FL2 = \frac{\Delta t_{OFF\_min}}{\Delta t_{ON\_ON\_min}}.$$

La figura 2 representa el gráfico de los tiempos de encendido y apagado teóricos  $\Delta t_{ON}$  y  $\Delta t_{OFF}$  cuando la fracción de carga FL varía en el caso de las siguientes limitaciones temporales:

\*  $\Delta t_{ON\_min} = 60 \text{ s}$ ;

\*  $\Delta t_{OFF\_min} = 180 \text{ s}$ ; y

5 \*  $\Delta t_{ON\_ON\_min} = 360 \text{ s}$ .

Las evoluciones asintóticas en los extremos del rango de variación de la fracción de carga FL significan que el compresor 12 permanece encendido o apagado durante tiempos sumamente largos en puntos correspondientes, respectivamente, a fracciones de carga FL próximas a 1 o 0.

10 La figura 3 ilustra un diagrama de flujo que describe la regulación de la temperatura de distribución TDLV en función de la estimación de la carga térmica.

15 Con referencia a la figura 3, al encendido de la máquina refrigeradora 3, el método contempla un paso de inicialización de variables (bloque 100), en el que:

- el punto establecido TSET se pone a un valor mínimo TSETmin de 7°C, que corresponde al valor que el punto establecido TSET asume idealmente en un punto correspondiente a la carga máxima de tal forma que la máquina refrigeradora 3 empiece inicialmente a enfriar al máximo para hacer frente a una carga inicial posiblemente alta;

20 - la distribución diferencial DM se pone a un valor por defecto DMdef de 4,8°C;

- el ratio de división R se pone a un valor por defecto Rdef de 0,5; y

25 - dos variables  $t_{ON}$  y  $t_{OFF}$ , a las que se hace referencia a continuación como “instante de encendido” e “instante de apagado”, respectivamente, del compresor 12, se ponen a 0; y

- una variable  $\tau_{WAIT}$ , a la que se hace referencia a continuación como “tiempo de espera”, se pone a 0.

30 La temperatura de distribución TDLV y la temperatura de retorno TRET son medidas mediante los respectivos sensores 21 y 22 (bloque 101).

35 Periódicamente se compara una medición de la temperatura de distribución TDLV con el umbral inferior TLOW (bloque 102) y el umbral superior THIG (bloque 103). Si la temperatura de distribución TDLV es inferior o igual al umbral inferior TLOW, entonces el compresor 12 se apaga (bloque 104). En cambio, si la temperatura de distribución TDLV es más alta o igual al umbral superior THIG, entonces el compresor 12 se enciende (bloque 105). Los instantes de tiempo de los eventos de apagado y encendido son almacenados en las respectivas variables instante de apagado  $t_{OFF}$  (bloque 106) e instante de encendido  $t_{ON}$  (bloque 107). Además, en cada evento de encendido se incrementa un contador  $N_{ON}$  para contar el número de eventos de encendido (bloque 108).

40 El evento de encendido determina el inicio del ciclo de encendido-apagado del compresor 12, y en un punto correspondiente a dicho evento se dispara una serie de cálculos, que da lugar a la estimación de la carga térmica y a la adaptación del punto establecido TSET y de los umbrales TLOW y THIG a la carga térmica estimada.

45 En particular, en base al instante de encendido  $t_{ON}$  y el instante de apagado  $t_{OFF}$  se determina un tiempo de encendido efectivo  $\Delta t_{ON\_real}$ , un tiempo de apagado efectivo  $\Delta t_{OFF\_real}$ , y un tiempo de ciclo efectivo  $\Delta t_{TOT\_real}$  del compresor 12, siendo éste último igual a la suma  $\Delta t_{ON\_real} + \Delta t_{OFF\_real}$  (bloque 109), y se determina una temperatura de distribución media TDLVmean promediando las mediciones de temperatura de distribución TDLV en el tiempo de ciclo efectivo  $\Delta t_{TOT\_real}$  (bloque 110).

50 Según la presente invención, la carga térmica se estima en función de las mediciones de temperatura de distribución TDLV y de temperatura de retorno TRET y se suministra, como se ha mencionado previamente, en términos de una fracción de carga estimada FL (bloque 111).

55 Una vez que la estimación de la fracción de carga FL ha sido realizada, se calcula el tiempo de encendido teórico  $\Delta t_{ON}$  y el tiempo de apagado teórico  $t_{OFF}$ , respectivamente, mediante la ecuación (3) y la ecuación (4) y se calcula un tiempo de ciclo teórico  $\Delta t_{TOT}$ , igual a la suma  $\Delta t_{ON} + \Delta t_{OFF}$  (bloque 112).

60 En este punto, el punto establecido TSET se ajusta mediante su adaptación a la fracción de carga FL (bloque 113). Sin embargo, la adaptación del punto establecido TSET a la fracción de carga FL se habilita solamente después de la verificación del hecho de que el número de eventos de encendido  $N_{ON}$  ha alcanzado un número mínimo de eventos de encendido  $N_{ON\_min}$ , preferiblemente igual a 4 (bloque 114). Este control tiene la finalidad de permitir una estabilización suficiente del proceso de estimación de la fracción de carga FL en la medida en que el proceso de estimación es perturbado por la regulación del punto establecido TSET.

65 Después de la regulación del punto establecido TSET, el tiempo de espera  $\tau_{WAIT}$  se pone a un valor calculado

aplicando la fórmula siguiente:

$$\tau_{\_WAIT} = 2.5 \cdot \Delta TSET \cdot (\Delta t_{\_TOT}), \quad (5)$$

5 donde  $\Delta TSET$  es un escalón de punto establecido producido por la regulación del punto establecido TSET con respecto al valor previo asumido por el punto establecido TSET propiamente dicho, como se explicará a continuación, y se activa un recuento descendente comenzando en dicho valor de tiempo de espera  $\tau_{\_WAIT}$  (bloque 115). Solamente al final de dicho recuento descendente se habilita de nuevo la regulación del punto establecido TSET (bloque 116). Esta solución también tiene la finalidad de permitir una estabilización suficiente del proceso de estimación de la fracción de carga FL.

A continuación, el umbral inferior TLOW y el umbral superior THIG se ajustan en función de la fracción de carga FL, de la temperatura de distribución media TDLVmean, y del punto establecido TSET (bloque 117).

15 La figura 4 ilustra una porción del diagrama de flujo relativo al bloque 111 de la figura 3, que ilustra los pasos secundarios relativos a la determinación de la fracción de carga FL del circuito hidráulico 15 según la presente invención.

20 El método se basa en la hipótesis de que el sistema constituido por el sistema de aire acondicionado 1 y por el entorno a enfriar es un sistema térmicamente aislado, para el que es posible escribir una ecuación de equilibrio de energía en términos de temperatura del tipo:

$$\Delta TQ = TDLV - TRET + k \cdot \frac{dTRET}{dt} \quad (6)$$

25 donde  $\Delta TQ$  es la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del conjunto de ventiloconvectores 2 producida por la potencia térmica que el entorno suministra al sistema 1, y  $k$  es un parámetro, denominado a continuación parámetro de sistema, que depende de las características de capacidad y caudal másico del circuito hidráulico 15, y en particular  $k = \rho \cdot V_{tot}/m$ , donde  $\rho$  es la densidad del fluido de servicio 5 expresada en  $kg/m^3$ ,  $V_{tot}$  es el volumen de todo el circuito hidráulico 15 expresada en  $m^3$ , y  $m$  es el caudal másico del circuito hidráulico 15 expresado en  $kg/s$ .

30 En particular, con referencia a la figura 4, el método para estimar la carga térmica contempla estimar el parámetro de sistema  $k$  para sintonizar una posterior estimación de la fracción de carga FL con las características de capacidad y caudal másico del circuito hidráulico 15 (bloque 200), y posteriormente adquirir muestras de temperatura de distribución TDLV(n) y temperatura de retorno TRET(n) muestreando las salidas de los sensores 21 y 22 con un período de muestreo  $t_s$  (bloque 201) y estimar la diferencia de temperatura  $\Delta TQ$  procesando las muestras de temperatura de distribución TDLV(n) y temperatura de retorno TRET(n) mediante un filtro Kalman discreto (bloque 202) que expresa la ecuación (6) como sistema en el espacio de estado discreto (DSS) según la forma de matriz siguiente:

$$\begin{cases} x(n+1) = F \cdot x(n) + G \cdot u(n) \\ y(n) = H \cdot x(n) + J \cdot u(n) \end{cases} \quad (7)$$

35 donde  $u(n)$ ,  $x(n)$  y  $y(n)$  son, respectivamente, el vector de las entradas, de los estados, y de las salidas del sistema en el instante discreto  $n$ , y donde

$$u(n) = \begin{bmatrix} TDLV(n) \\ TRET(n) \end{bmatrix}, \quad x(n) = y(n) = \begin{bmatrix} \Delta TQ(n) \\ TRET(n) \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$F = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{t_s}{k} & 1 - \frac{t_s}{k} \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{t_s}{k} \end{bmatrix}, \quad H = [0 \quad 1], \quad J = [0]. \quad (9)$$

La transformación de la ecuación (6) al sistema definido por las ecuaciones (7), (8) y (9) se basa en la hipótesis adicional de que la potencia térmica que el entorno transfiere al sistema 1 es constante durante el período de

muestreo  $\tau_s$ . Por lo tanto, la estimación de la diferencia de temperatura  $\Delta TQ$  es suministrada en forma discreta  $\Delta TQ(n)$ .

La diferencia de temperatura  $\Delta TQ$  estimada experimenta una filtración de paso bajo (bloque 203), por ejemplo mediante un filtro Chebyshev de primer orden con una pulsación de corte de 0,003 rad/s y una ondulación de banda de paso máxima de 3dBp, y luego se procesa para obtener un valor medio  $\Delta TQ_{mean}$  en el tiempo de ciclo medido  $\Delta t_{CYCLE}$  (bloque 204).

Finalmente, se calcula un valor medio  $\Delta TCH_{mean}$  de una diferencia de temperatura  $\Delta TCH$  entre las temperaturas TDLV y TRET en la porción del tiempo de ciclo  $\Delta t_{CYCLE}$  correspondiente al período en el que el compresor 12 está encendido en la medida en que la diferencia de temperatura  $\Delta TCH$  es cero cuando el compresor 12 se apaga (bloque 205), y la fracción de carga FL buscada se calcula como relación entre los valores medios  $\Delta TQ_{mean}$  y  $\Delta TCH_{mean}$  (bloque 206),

$$FL = \frac{\Delta TQ_{mean}}{\Delta TCH_{mean}} \quad (10)$$

La ecuación (10) se deduce directamente de la definición de fracción de carga dada previamente.

La figura 5 ilustra una porción de diagrama de flujo que describe con más detalle el paso de estimación del parámetro de sistema k indicado en el bloque 200 en la figura 4.

El parámetro de sistema k se estima en base a una fórmula obtenida de una ecuación de equilibrio de energía en términos de temperatura similar a la ecuación (6) y expresada en función de las temperaturas cuyas mediciones están disponibles, es decir, de la temperatura de distribución TDLV y de la temperatura de retorno TRET. Dicha fórmula tiene la forma siguiente:

$$k(t) = \frac{TDLV(t - \frac{\tau_1}{2}) - TRET(t + \frac{\tau_1}{2}) - TDLV(t + \tau_2) + TRET(t)}{\frac{dTDLV}{dt}(t + \tau_2)} \quad (11)$$

donde  $\tau_1$  y  $\tau_2$  son los retardos de propagación de calor introducidos, respectivamente, por los tubos del circuito hidráulico 15 y por el depósito de almacenamiento 19, suponiendo la salida del intercambiador de calor 11 como origen de una variación térmica, y t es un instante de tiempo en el que se estima el parámetro de sistema k.

Con referencia a la figura 5, durante cada ciclo de encendido-apagado del compresor 12, el tiempo de encendido efectivo  $\Delta t_{ON\_real}$  y el tiempo de apagado  $\Delta t_{OFF\_real}$  se comparan uno con otro (bloque 300): si la duración  $\Delta t_{ON\_real}$  es mayor que la duración  $\Delta t_{OFF\_real}$ , entonces el parámetro de sistema k se estimará justo antes del apagado del compresor 12, a saber,  $t = t_{OFF} - \varepsilon$  (bloque 301); de otro modo, el parámetro de sistema k se estimará justo antes del encendido del compresor 12, a saber,  $t = t_{ON} - \varepsilon$  (bloque 302). El tiempo de desviación  $\varepsilon$  es preferiblemente de cinco segundos.

El retardo de propagación de calor  $\tau_2$  debido al depósito de almacenamiento 19 se determina como una diferencia entre el instante de encendido  $t_{ON}$  y un primer instante de inversión de signo, en el que la primera derivada de la temperatura de distribución TDLV pasa de un valor positivo a un valor negativo (bloque 303). Calculando, en cambio, la diferencia entre el instante de encendido  $t_{ON}$  y un segundo instante de inversión de signo, en el que la primera derivada de la temperatura de retorno TRET pasa de un valor positivo a un valor negativo, se obtiene un retardo de propagación de calor  $\tau_3$  para todo el circuito hidráulico 15, es decir, entre la salida y la entrada del intercambiador (bloque 304). Por lo tanto, el retardo de propagación de calor  $\tau_1$  debido a los tubos viene dado por  $\tau_1 = \tau_3 - \tau_2$  (bloque 305).

Es claro que, en la ausencia del depósito de almacenamiento 19, no se obtendrá el correspondiente retardo de propagación de calor  $\tau_2$ , y el retardo de propagación  $\tau_1$  debido a los tubos sería igual a  $\tau_3$ .

En este punto, es posible aplicar la ecuación (11) para calcular un valor del parámetro de sistema k en el instante de tiempo t (bloque 306).

La estimación del parámetro de sistema k de la forma descrita anteriormente corresponde a una estimación de las características de capacidad y caudal másico del circuito hidráulico 15 que permite la sintonización automática de la estimación de la fracción de carga FL a las características del sistema 1. Esta operación es ciertamente necesaria al encendido inicial de la máquina refrigeradora 3 después de haber sido conectada a un nuevo sistema 1, pero

también durante la operación normal del sistema 1 propiamente dicho para identificar variaciones de carga debidas a desactivación de uno o más ventiloconvectores 2.

La figura 6 ilustra una porción de diagrama de flujo que describe con más detalle el paso de regulación del punto establecido TSET indicado en el bloque 113 en la figura 3.

Este paso contempla el cálculo de un nuevo valor del punto establecido TSET usando una fórmula que expresa la temperatura de punto establecido TSET en función de la fracción de carga estimada FL (bloque 400):

$$TSET = \begin{cases} TSET_{max} & \text{if } FL \leq FLI \\ TSET_{min} + (TSET_{max} - TSET_{min}) \cdot \frac{(1 - FL)}{(1 - FLI)} & \text{de otro modo} \end{cases} \quad (12)$$

donde TSETmin es el valor mínimo del punto establecido TSET correspondiente a la fracción de carga máxima igual a la unidad, TSETmax es un valor máximo del punto establecido TSET correspondiente a la fracción de carga que es igual a cero, y FLI es un valor de fracción de carga que separa la relación en una primera porción en la que el punto establecido TSET es constante y una segunda porción en la que el punto establecido TSET disminuye linealmente cuando la fracción de carga FL varía.

La ecuación (12) se considera para tres conjuntos diferentes de valores de los parámetros TSETmin, TSETmax y FLI recogidos conjuntamente en la tabla que aparece en la figura 8a. La figura 8b representa las tres versiones diferentes de la ecuación (12) mediante tres curvas respectivas representadas en el plano TSET, FLI y designadas por C1, C2 y C3.

Los tres conjuntos de parámetros TSETmin, TSETmax y FLI, y por lo tanto las tres curvas C1, C2 y C3, corresponden a tres modos de operación diferentes de la máquina refrigeradora 3 que pueden ser seleccionados por el usuario. A la curva C1 corresponde un modo de operación por defecto, que asegura el mejor compromiso entre eficiencia energética de la máquina refrigeradora 3 y precisión de regulación de la temperatura de distribución TDLV, en la medida en que el nuevo valor del punto establecido TSET puede variar entre el valor mínimo TSETmin y el valor máximo TSETmax para un amplio rango de valores de fracciones de carga FL, es decir, de 0,3 a 1. En cambio, a la curva C2 corresponde un modo de operación que asegura la mejor eficiencia energética, en la medida en que el nuevo valor del punto establecido TSET es igual a un valor alto (TSETmax) para un amplio rango de valores de fracciones de carga FL, es decir, de 0 a 0,6, maximizando así el coeficiente de rendimiento de la máquina refrigeradora 3. Finalmente, a la curva C3 corresponde un modo de operación que asegura el mejor control de humedad en la medida en que el nuevo valor del punto establecido TSET es diferente para cada valor de fracción de carga FL y puede asumir un valor máximo TSETmax que es inferior al de las otras curvas C1 y C2.

Después de haber calculado el nuevo valor del punto establecido TSET, se determina un escalón de punto establecido ΔTSET calculando la diferencia entre el valor recién calculado y el valor precedente del punto establecido TSET y estableciendo un límite superior para el escalón ΔTSET a un valor máximo ΔTSETmax preferiblemente de 4°C (bloque 401), y el punto establecido TSET se actualiza aplicando de forma instantánea el escalón de punto establecido ΔTSET al punto establecido precedente TSET (bloque 402).

La figura 7 ilustra una porción de diagrama de flujo que describe con más detalle el paso de regulación del umbral inferior TLOW y umbral superior THIG indicados en el bloque 117 en la figura 3.

Este paso contempla el cálculo de un primer parámetro de error EΔt, que define el error relativo entre el tiempo de ciclo efectivo Δt\_TOT\_real y el tiempo de ciclo teórico Δt\_TOT (bloque 500), como sigue:

$$E\Delta t = \frac{\Delta t_{TOT\_real} - \Delta t_{TOT}}{\Delta t_{TOT}} \quad (13)$$

Si se halla que el error EΔt es negativo (bloque 501), significa que la distribución diferencial DM es demasiado pequeña, es decir, no permite respetar las limitaciones temporales entre sucesivos eventos de encendido y/o apagado, y por lo tanto hay que aumentarla una cantidad ΔDM, preferiblemente de 0,2°C (bloque 502); de otro modo, se determina un nuevo valor de distribución diferencial DM de tal forma que dicho error EΔt tienda a cero (bloque 503). En particular, el nuevo valor de distribución diferencial DM se determina usando un método numérico para buscar los ceros de una función, conocido como método de cuerda o método de secante, aplicando a una función deseada constituida por el error EΔt en función de la distribución diferencial DM. Esta regulación tiene la finalidad de maximizar el número de eventos de encendido del compresor 12 por hora, respetando debidamente dichas limitaciones temporales.

Además, se calcula un segundo parámetro de error ETDLV, que define el error relativo entre la temperatura de distribución media TDLVmean y el punto establecido TSET (bloque 504),

$$ETDLV = \frac{TDLV_{mean} - TSET}{TSET} \quad (14)$$

y se determina un nuevo valor de ratio de división R de tal forma que dicho error ETDLV tienda a cero (bloque 504). De forma similar a la adoptada para la distribución diferencial DM, se usa el método de cuerda o el método de secante para aplicarlo a una función deseada constituida por el error ETDLV en función del ratio de división R. Esta regulación tiene la finalidad de acelerar la convergencia de la temperatura de distribución TDLV hacia el punto establecido TSET.

En este punto, el umbral inferior TLOW y el umbral superior THIG se calculan en función del ratio de división R, de la distribución diferencial DM, y del punto establecido TSET aplicando la ecuación (1) y la ecuación (2), respectivamente (bloque 506).

La dependencia del tiempo de ciclo teórico  $\Delta t_{TOT}$  de la fracción de carga FL hace que la distribución diferencial DM, y por lo tanto la posición del umbral inferior TLOW y umbral superior THIG con respecto al punto establecido TSET, estén adaptadas en efecto a la fracción de carga FL.

Se deberá indicar que el diagrama operativo de la máquina refrigeradora 3 ilustrado en la figura 1 también puede describir genéricamente una máquina diseñada para calentar el fluido de servicio 5 con el fin de calentar los entornos en los que se ponen los ventiloconvectores 2, por ejemplo, una máquina refrigeradora 3 del tipo que opera como bomba de calor. En dicho tipo de máquina refrigeradora 3, el compresor 12 está configurado con el fin de llevar a la práctica el ciclo refrigerante en un modo inverso con respecto al descrito previamente, es decir, de tal forma que el intercambiador de calor 11 funcione como condensador para transferir calor del fluido operativo 7 al fluido de servicio 5, y el intercambiador de calor 13 funciona como evaporador.

El método para estimar la carga térmica según la presente invención también es aplicable, por lo tanto, al caso donde la máquina refrigeradora 3 está diseñada para calentar el fluido de servicio 5, siendo suficiente invertir simplemente el mecanismo de algunos de los pasos descritos y cambiar el valor de algunos parámetros, y en particular:

- al encendido de la bomba de calor, el punto establecido TSET se pone a un valor máximo TSETmax de 45°C, que corresponde al valor que el punto establecido TSET asume idealmente en un punto correspondiente a la carga térmica máxima de tal forma que la bomba de calor empiece inmediatamente a calentar al máximo para hacer frente a una carga inicial posiblemente alta; de hecho, hay un aumento de eficiencia cuando la temperatura de condensación disminuye;

- si la medición de la temperatura de distribución TDLV excede del umbral superior THIG, entonces el compresor 12 se apaga;

- si la medición de la temperatura de distribución TDLV está por debajo del umbral inferior TLOW, entonces el compresor 12 se enciende;

- el punto establecido TSET disminuye cuando la carga térmica disminuye, es decir, el nuevo punto establecido TSET se expresa como una función creciente lineal de la fracción de carga FL del tipo:

$$TSET = \begin{cases} TSET_{min} & \text{si } FL \leq FLI \\ TSET_{max} + (TSET_{min} - TSET_{max}) \cdot \frac{(1 - FL)}{(1 - FLI)} & \text{de otro modo} \end{cases} \quad (15)$$

la ecuación (14) se considera para tres conjuntos diferentes de valores de los parámetros TSETmin, TSETmax y FLI recogidos en la tabla que aparece en la figura 9a y que generan las curvas C1, C2 y C3 ilustradas en la figura 9b;

- el valor máximo  $\Delta TSET_{max}$  al que la amplitud de regulación del punto establecido TSET se habrá de limitar es preferiblemente 5°C; y

- el valor por defecto DMdef del diferencial DM es preferiblemente 6°C.

La ventaja principal del método para estimar la carga térmica de un circuito hidráulico 15 descrito anteriormente en comparación con la técnica conocida es que incrementa la eficiencia general del sistema 1, aunque manteniendo una buena precisión de regulación de la temperatura de distribución TDLV del fluido de servicio 5 en el circuito hidráulico 15.

5 De hecho, la adaptación del punto establecido TSET a la carga térmica del circuito hidráulico 15 permite que la máquina refrigeradora 3 responda rápidamente a las variaciones de carga térmica del entorno cuya temperatura se pretende controlar de tal forma que la temperatura de evaporación pueda aumentar en el caso donde la máquina esté configurada para enfriar el fluido de servicio 5, o de tal forma que la temperatura de condensación pueda  
10 disminuir en el caso donde la máquina esté configurada para calentar el fluido de servicio 5, maximizando así el coeficiente de rendimiento en todas las condiciones operativas.

Además, la adaptación de los dos umbrales de temperatura de distribución TLOW y THIG a la fracción de carga estimada FL permite la maximización del número de eventos de encendido del compresor 12 por hora dentro del límite impuesto por las limitaciones temporales entre sucesivos eventos de encendido y/o apagado mediante  
15 regulación de la distribución diferencial DM y permite acelerar la convergencia de la temperatura de distribución TDLV al punto establecido TSET mediante la regulación del ratio de división R.

Otra ventaja es que permite la adaptación automática de la máquina refrigeradora 3 al tipo de sistema 1 en el que se instala y la rápida identificación de variaciones de carga térmica debidas a desactivación de uno o más  
20 ventiloconvectores 2, gracias a la operación de estimación del parámetro de sistema k que expresa las características de capacidad y caudal del sistema 1.

Finalmente, la posibilidad de conmutación desde la regulación para un fluido de servicio a enfriar a la de un fluido de servicio a calentar variando simplemente algunos parámetros hace que el método sea fácil de implementar en la  
25 unidad electrónica de control 24 de cualquier máquina refrigeradora 3 de tipo reversible, es decir, una provista de una válvula inversa dispuesta a lo largo del circuito interno 6 de manera que sea capaz de invertir el ciclo refrigerante con el fin de permitir una operación en modo de enfriamiento o en modo de calentamiento.

## REIVINDICACIONES

1. Un método para estimar la carga térmica de un circuito de servicio (15) para un fluido de servicio (5) en la salida de una máquina refrigeradora (3) de un sistema de aire acondicionado (1); incluyendo la máquina refrigeradora (3)  
5 un compresor (12), e incluyendo el sistema de aire acondicionado un medio ventiloconvector (2); incluyendo el circuito de servicio (15) una bifurcación de distribución (16) para circulación del fluido de servicio (5) desde la máquina refrigeradora (3) al medio ventiloconvector (2), y una bifurcación de retorno (17) para el retorno del fluido de servicio (5) en la entrada a la máquina refrigeradora (3); donde el método incluye:  
10 - medir (101), mediante un par de sensores de temperatura (21, 22), una temperatura de distribución (TDLV) del fluido de servicio (5) en la salida de la máquina refrigeradora (3) y una temperatura de retorno (TRET) del fluido de servicio (5) en la entrada a la máquina refrigeradora (3); y  
15 - suministrar (106, 107, 109, 111) una estimación de la carga térmica (FL) procesando, mediante filtración Kalman, las mediciones de la temperatura de distribución (TDLV) y de la temperatura de retorno (TRET).
2. El método según la reivindicación 1, donde dicha estimación de la carga térmica es suministrada (106, 107, 109, 111) en términos de fracción de carga (FL) referida a la potencia máxima que puede ser distribuida por dicha máquina refrigeradora (3).  
20
3. El método según la reivindicación 1 o la reivindicación 2, donde suministrar (106, 107, 109, 111) una estimación de la carga térmica (FL) incluye:  
25 - sintonizar (106, 107, 109, 200) la estimación de la carga térmica (FL) en función de una estimación de características de capacidad y caudal másico de dicho circuito de servicio (15).
4. El método según alguna de las reivindicaciones precedentes, donde suministrar (106, 107, 109, 111) una estimación de la carga térmica (FL) incluye:  
30 - adquirir (201) muestras de temperatura de distribución (TDLV(n)) y de temperatura de retorno (TRET(n)) según un período de muestreo dado (ts); y  
- estimar (202) una primera diferencia de temperatura ( $\Delta TQ$ ) definida entre la entrada y la salida del medio ventiloconvector (2) procesando las muestras de temperatura de distribución (TDLV(n)) y temperatura de retorno (TRET(n)) mediante un filtro Kalman discreto que expresa un equilibrio de energía de dicho sistema de aire acondicionado (1) como un sistema en el espacio de estado discreto.  
35
5. El método según la reivindicación 4, donde suministrar (106, 107, 109, 111) una estimación de la carga térmica (FL) incluye:  
40 - calcular (204-206) una fracción de carga térmica (FL) referida a una potencia máxima que puede ser distribuida por dicha máquina refrigeradora (3) y en función de dicha primera diferencia de temperatura ( $\Delta TQ$ ) y de una segunda diferencia de temperatura ( $\Delta TCH$ ) definida como una diferencia entre dicha temperatura de distribución (TDLV) y dicha temperatura de retorno (TRET).  
45
6. El método según la reivindicación 5, donde calcular (204-206) una fracción de carga térmica (FL) incluye:  
- calcular (204, 205) un valor medio ( $\Delta TQ_{mean}$ ) de dicha primera diferencia de temperatura ( $\Delta TQ$ ) y un valor medio ( $\Delta TCH_{mean}$ ) de dicha segunda diferencia de temperatura ( $\Delta TCH$ ); y  
50 - calcular (206) la fracción de carga como relación entre el valor medio ( $\Delta TQ_{mean}$ ) de la primera diferencia de temperatura ( $\Delta TQ$ ) y el valor medio ( $\Delta TCH_{mean}$ ) de la segunda diferencia de temperatura ( $\Delta TCH$ ).
7. El método según la reivindicación 6, donde dicho valor medio ( $\Delta TQ_{mean}$ ) de dicha primera diferencia de temperatura ( $\Delta TQ$ ) se calcula al ciclo de encendido-apagado de dicho compresor (12), y dicho valor medio ( $\Delta TCH_{mean}$ ) de dicha segunda diferencia de temperatura ( $\Delta TCH$ ) se calcula sobre la porción de dicho ciclo donde el compresor (12) está encendido.  
55
8. El método según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 7, donde suministrar (106, 107, 109, 111) una estimación de la carga térmica (FL) incluye:  
60 - realizar (203) una filtración de paso bajo de dicha primera diferencia de temperatura estimada ( $\Delta TQ$ ).
9. El método según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 8, donde dicho filtro Kalman discreto tiene: variables de entrada incluyendo una serie discreta constituida por dichas muestras de temperatura de distribución (TDLV(n)) y una serie discreta constituida por dichas muestras de temperatura de retorno (TRET(n)); variables de salida  
65

coincidentes con el estado variable  $e$  incluyendo la serie de muestras de temperatura de retorno (TRET(n)) y una serie de valores de primera diferencia de temperatura ( $\Delta TQ(n)$ ); y matrices para procesar las variables de entrada y estado, cuyos elementos son una función de un parámetro de sistema ( $k$ ) que depende de las características de capacidad y caudal másico de dicho circuito de servicio (15).

5 10. El método según cualquiera de las reivindicaciones 3 a 9, donde sintonizar la estimación de la carga térmica (FL) en función de una estimación de las características de capacidad y caudal másico de dicho circuito de servicio (15) incluye:

10 - estimar (106, 107, 109, 200) un parámetro de sistema ( $k$ ) proporcional a una densidad ( $\rho$ ) del fluido de servicio (5), proporcional a un volumen total ( $V_{tot}$ ) de dicho circuito de servicio (15), e inversamente proporcional a un caudal másico ( $m$ ) de dicho circuito de servicio (15).

15 11. El método según la reivindicación 10, donde estimar (106, 107, 109, 200) el parámetro de sistema ( $k$ ) incluye:

- determinar (109), para cada ciclo de encendido-apagado de dicho compresor (12), un tiempo de encendido efectivo ( $\Delta t_{ON\_real}$ ) y un tiempo de apagado efectivo ( $\Delta t_{OFF\_real}$ ) del compresor (12);

20 - determinar (300-302) un instante de estimación ( $t$ ) en función del resultado de una comparación entre el tiempo de encendido efectivo ( $\Delta t_{ON\_real}$ ) y el tiempo de apagado efectivo ( $\Delta t_{OFF\_real}$ ); y

- calcular (306) un valor del parámetro de sistema ( $k$ ) en el instante de estimación ( $t$ ).

25 12. El método según la reivindicación 10 o la reivindicación 11, donde estimar (106, 107, 109, 200) el parámetro de sistema ( $k$ ) incluye:

- determinar (303-305) retardos de propagación de calor ( $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$ ) introducidos por dicho circuito de servicio (15);

30 - calcular (306) un valor del parámetro de sistema ( $k$ ) en función de dicha temperatura de distribución (TDLV), de una temperatura de retorno (TRET) de dicho fluido de servicio (5) en la entrada a la máquina refrigeradora (3), y de los retardos de propagación de calor ( $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$ ).

35 13. El método según cualquiera de las reivindicaciones 10 a 12, donde estimar (106, 107, 109, 200) el parámetro de sistema ( $k$ ) incluye:

- almacenar (106, 107), para cada ciclo de encendido-apagado de dicho compresor (12), un instante de encendido ( $t_{ON}$ ) y un instante de apagado ( $t_{OFF}$ ) del compresor (12);

incluyendo la determinación (300-302) de un instante de estimación ( $t$ ):

40 - en el caso donde dicho tiempo de encendido efectivo ( $\Delta t_{ON\_real}$ ) es más largo que dicho tiempo de apagado efectivo ( $\Delta t_{OFF\_real}$ ), calcular (301) el instante de estimación ( $t$ ) como una diferencia entre el instante de apagado ( $t_{OFF}$ ) y un tiempo de desviación dado ( $\epsilon$ );

45 - de otro modo, calcular (302) el instante de estimación ( $t$ ) como una diferencia entre el instante de encendido ( $t_{ON}$ ) y el tiempo de desviación ( $\epsilon$ ).

50 14. El método según la reivindicación 12 o la reivindicación 13, donde estimar (106, 107, 109, 200) dicho parámetro de sistema ( $k$ ) incluye:

- almacenar (107), para cada ciclo de encendido-apagado de dicho compresor (12), un instante de encendido ( $t_{ON}$ ) del compresor (12); incluyendo la determinación (303-305) de retardos de propagación de calor ( $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$ ) introducidos por dicho circuito de servicio (15);

55 - determinar (307) un primer retardo de propagación de calor ( $\tau_3$ ) en función de dicho instante de encendido ( $t_{ON}$ ) del compresor (12) y de un primer instante en el que la primera derivada de dicha temperatura de retorno (TRET) pasa de un valor positivo a un valor negativo.

60 15. El método según la reivindicación 14, donde dicha máquina refrigeradora (3) incluye un medio para el almacenamiento (19) de dicho fluido de servicio (5) colocado a lo largo de una bifurcación de distribución (16) de dicho circuito de servicio (15) para producir una inercia térmica; incluyendo la determinación (303-305) de retardos de propagación de calor ( $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$ ) introducidos por dicho circuito de servicio (15):

65 - determinar (305) un segundo retardo de propagación de calor ( $\tau_2$ ) en función de dicho instante de encendido ( $t_{ON}$ ) del compresor (12) y de un segundo instante en el que la primera derivada de dicha temperatura de distribución (TRET) pasa de un valor positivo a un valor negativo; y

- determinar (305) un tercer retardo de propagación de calor ( $\tau_1$ ) en función del primer retardo de propagación de calor ( $\tau_3$ ) y del segundo retardo de propagación de calor ( $\tau_2$ ).

5 16. El método según alguna de las reivindicaciones precedentes, incluyendo:

- encender y apagar (102-105) dicho compresor (12) en función de una medición de la temperatura de distribución (TDLV) de tal forma que la temperatura de distribución (TDLV) propiamente dicha converja a un punto establecido de temperatura de distribución (TSET); y

10 - usar dicha estimación de la carga térmica (FL) para regular dicha temperatura de distribución (TDLV) adaptando el punto establecido de temperatura de distribución (TSET) a la estimación de la carga térmica (FL) propiamente dicha.

15 17. El método según alguna de las reivindicaciones precedentes, incluyendo:

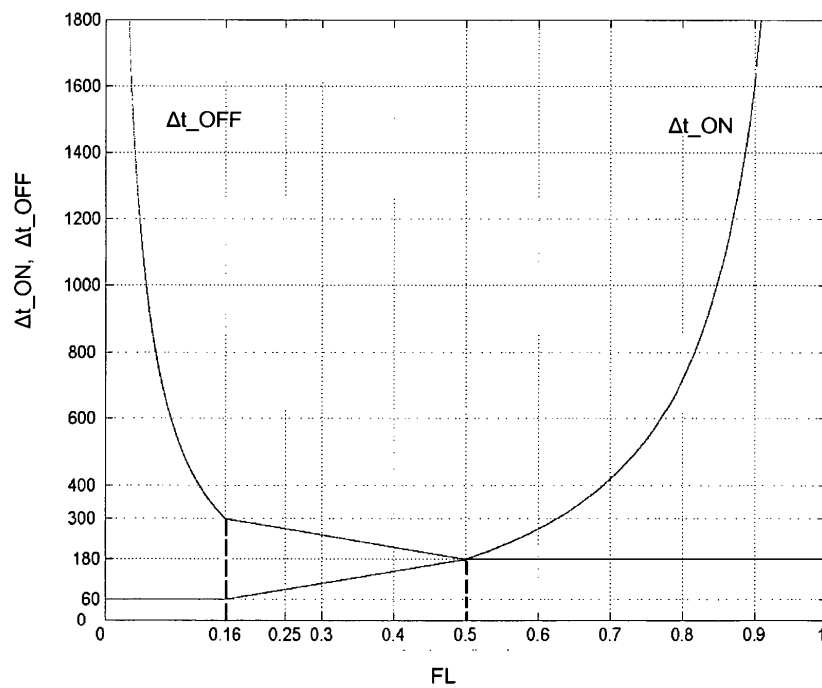
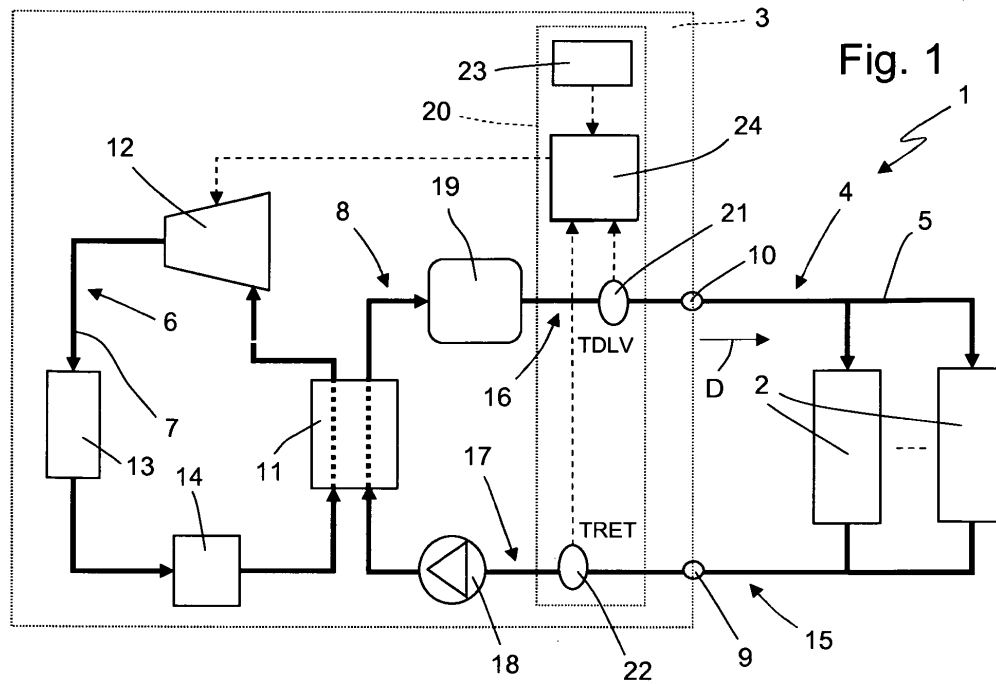
- comparar (102, 103) una medición de dicha temperatura de distribución (TDLV) con un par de umbrales de temperatura de distribución (TLOW, THIG) establecidos en una forma dada con respecto a un punto establecido de temperatura de distribución (TSET); y

20 - usar dicha estimación de la carga térmica (FL) para regular dicha temperatura de distribución (TDLV) adaptando la posición de los umbrales (TLOW, THIG), con respecto a dicho punto establecido (TSET), a la estimación de la carga térmica (FL) propiamente dicha.

25 18. Un dispositivo de control para una máquina refrigeradora (3), incluyendo el dispositivo de control (20) primer medio sensor de temperatura (21) para medir una temperatura de distribución (TDLV) de un fluido de servicio (5) en la salida de la máquina refrigeradora (3) y una unidad de control (24) diseñada para controlar la máquina refrigeradora (3) de tal forma que la temperatura de distribución (TDLV) converja a un punto establecido (TSET), y **caracterizándose porque** incluye un segundo medio sensor de temperatura (22) para medir una temperatura de retorno (TRET) del fluido de servicio (5) en la entrada a la máquina refrigeradora (3) y porque la unidad de control (24) implementa el método según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 17.

30 19. Una máquina refrigeradora (3) incluyendo un compresor (12) y un dispositivo de control (20) para encender y apagar el compresor (12) en función de una medición de la temperatura de distribución (TDLV) de un fluido de servicio (5) en la salida de la máquina refrigeradora (3), y **caracterizada porque** el dispositivo de control (20) es según la reivindicación 18.

35



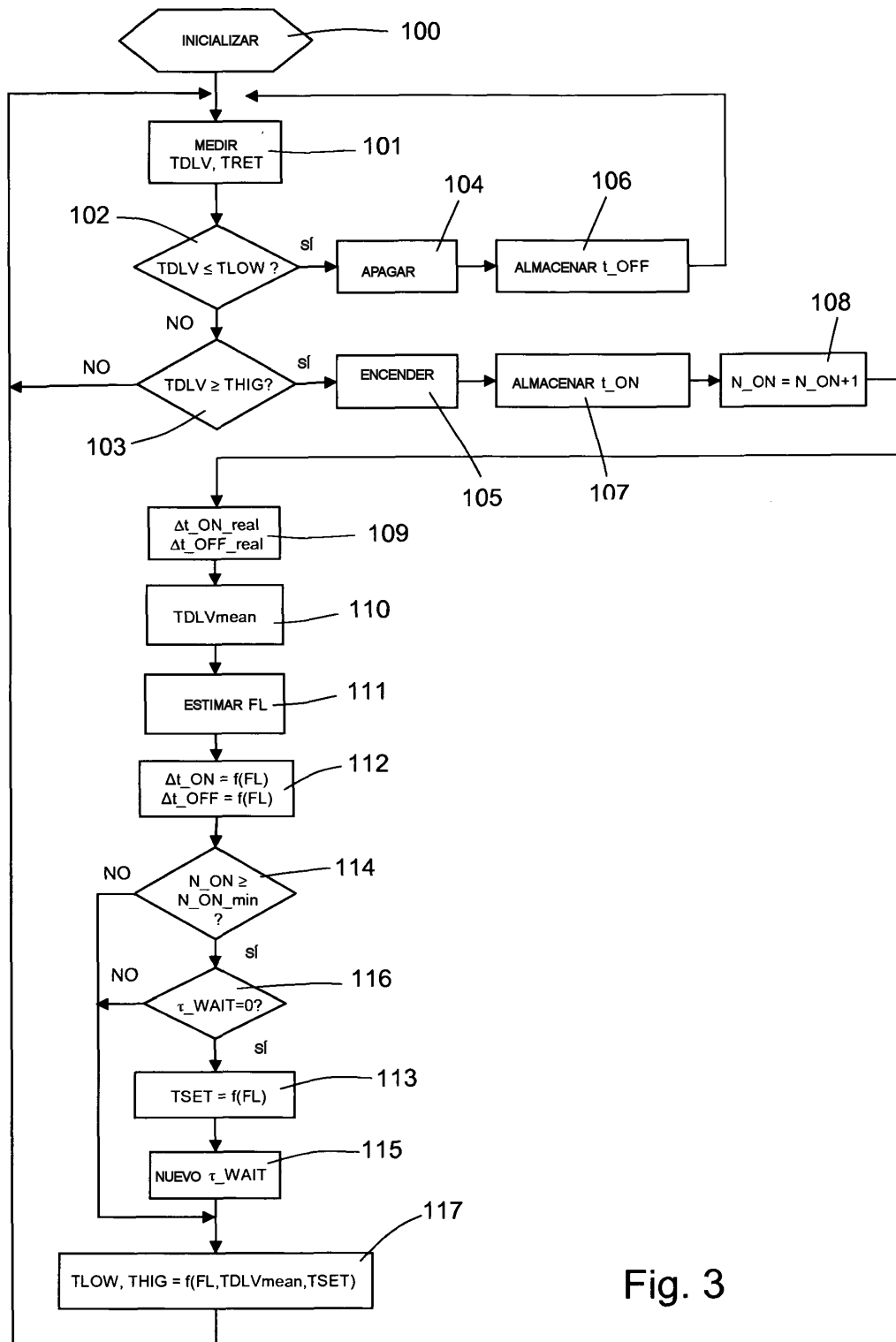


Fig. 3

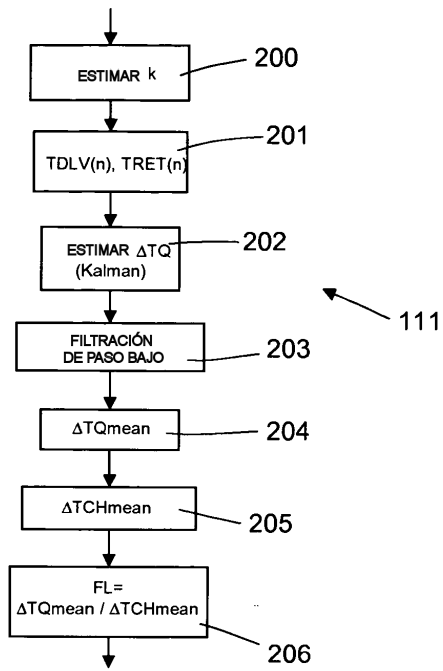


Fig. 4

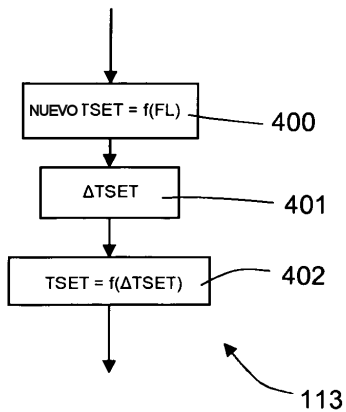


Fig. 6

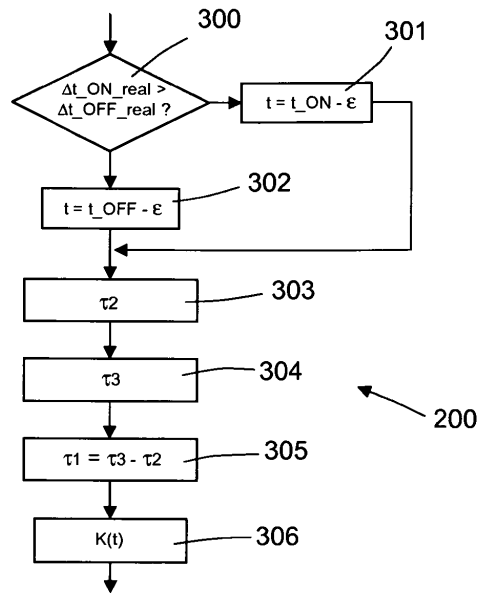


Fig. 5

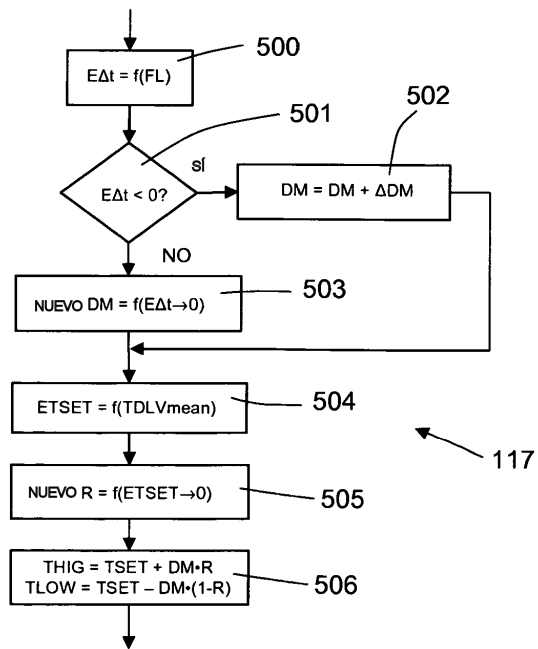


Fig. 7

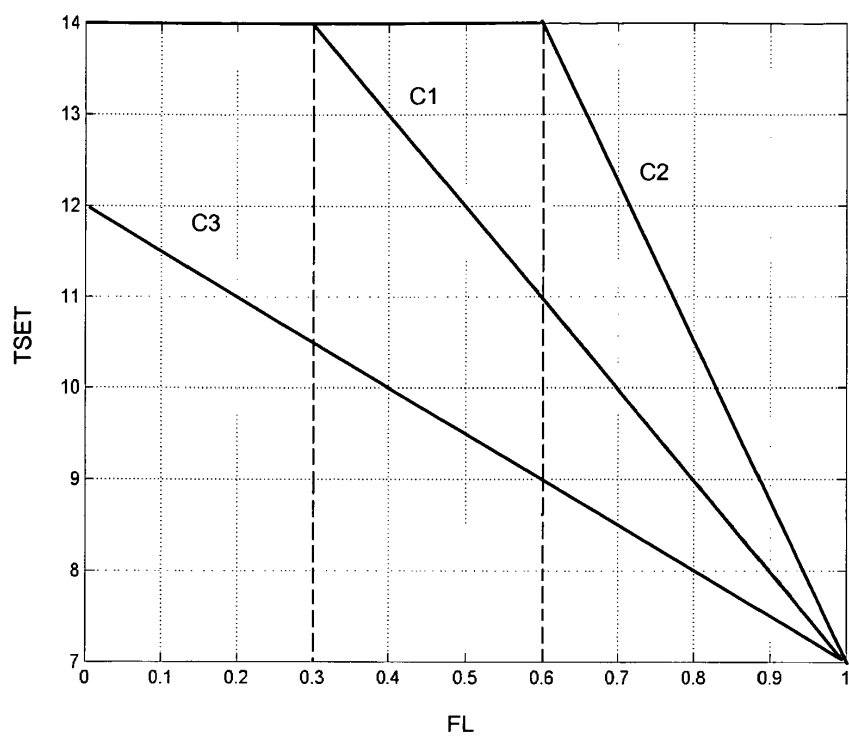


Fig. 8a

| CURVA | TSETmin (°C) | TSETmax (°C) | FLI |
|-------|--------------|--------------|-----|
| C1    | 7            | 14           | 0,3 |
| C2    | 7            | 14           | 0,6 |
| C3    | 7            | 12           | 0   |

Fig. 8b

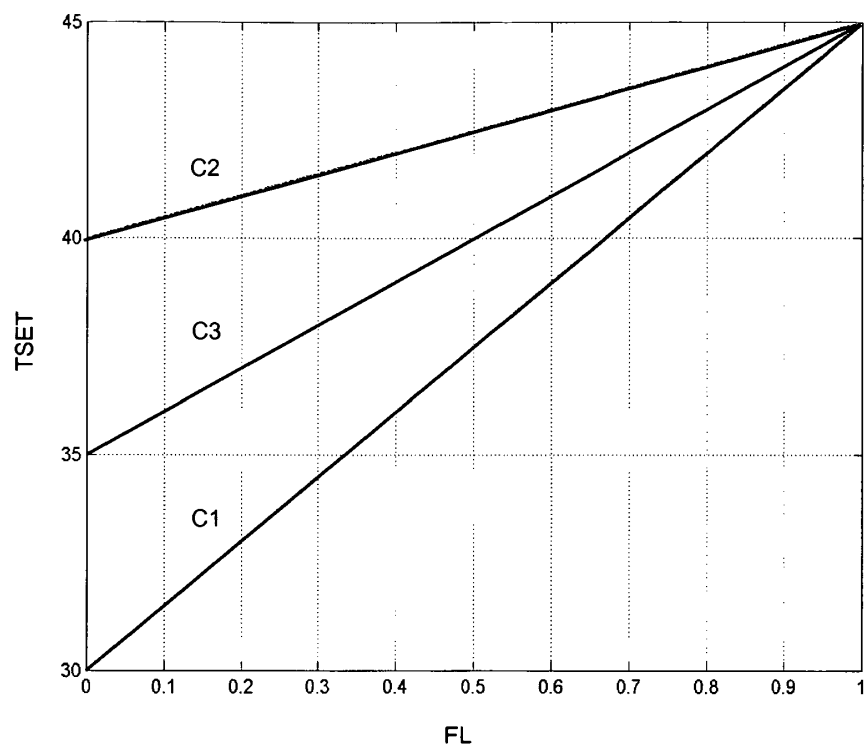


Fig. 9a

| CURVA | TSETmin (°C) | TSETmax (°C) | FLI |
|-------|--------------|--------------|-----|
| C1    | 30           | 45           | 0   |
| C2    | 40           | 45           | 0   |
| C3    | 35           | 45           | 0   |

Fig. 9b