

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 748 013**

51 Int. Cl.:

**F25B 9/00** (2006.01)

**F25B 1/10** (2006.01)

**F25B 49/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **17.11.2016 PCT/US2016/062458**

87 Fecha y número de publicación internacional: **26.05.2017 WO17087628**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **17.11.2016 E 16805661 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.09.2019 EP 3377830**

54 Título: **Procedimiento para detectar una pérdida de carga refrigerante de un sistema de refrigeración**

30 Prioridad:

**17.11.2015 US 201562256557 P**

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

**12.03.2020**

73 Titular/es:

**CARRIER CORPORATION (100.0%)  
One Carrier Place  
Farmington, Connecticut 06032, US**

72 Inventor/es:

**SUN, JIAN y  
LIU, LUCY YI**

74 Agente/Representante:

**ISERN JARA, Jorge**

ES 2 748 013 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**

Procedimiento para detectar una pérdida de carga refrigerante de un sistema de refrigeración

**5 ANTECEDENTES**

La presente invención se refiere a sistemas de refrigeración y a un procedimiento para detectar una pérdida de carga refrigerante.

10 En un sistema de refrigeración típico, un refrigerante circula por un compresor y sale a alta presión. El refrigerante presurizado, después, puede pasar por un condensador donde el refrigerante se puede condensar de un vapor a un líquido, produciendo así calor. Del condensador, el refrigerante en forma líquida pasa por una válvula de expansión en la que sufre una caída de presión. De la válvula de expansión, el refrigerante pasa por un evaporador donde extrae calor del evaporador y vuelve a la forma de vapor.

15 Los diferentes tipos de sistemas de refrigeración pueden utilizar diferentes refrigerantes y operar a diferentes presiones. Un tipo de sistema es un sistema de refrigeración transcrito que puede usar CO2 como refrigerante. Dichos sistemas operan típicamente a altas presiones, que pueden variar de 1000 psia a 1800 psia. Por desgracia, cuanto más alta es la presión de operación, más alto es el riesgo de una fuga de refrigerante. Además, todos los sistemas de refrigeración son sensibles a las pérdidas de carga refrigerante y pueden perder eficiencia operativa o incluso dejar de funcionar. Resulta conveniente mejorar la detección de dicha pérdida de carga refrigerante.

20 US 2002/139128 A1 describe un procedimiento para determinar la pérdida de carga de un sistema de refrigeración que comprende los pasos del preámbulo de la reivindicación 1.

**25 RESUMEN**

Un procedimiento para determinar la pérdida de carga de un sistema de refrigeración que incluye introducir una temperatura del aire de suministro o retorno, temperatura ambiente, temperatura de la caja y una velocidad del compresor en un controlador electrónico del sistema de refrigeración; y el procedimiento se caracteriza por:

30 calcular una diferencia de temperatura del aire en el lado exterior a tiempo real a través de un evaporador según la temperatura del aire de suministro o retorno medida; calcular una primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior a través del evaporador mediante la aplicación de un algoritmo que tenga un primer T-Map representativo de las condiciones normales de operación; confirmar que se cumple un prerrequisito de detección; calcular una primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior a través del evaporador mediante la aplicación del algoritmo que tiene un segundo T-Map representativo de una pérdida de carga refrigerante; actuar en caso de que la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior a tiempo real sea menor que la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior; y actuar en caso de que la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior sea menor que la segunda diferencia de temperatura del aire en el lado exterior.

De forma adicional a la realización anterior, el procedimiento incluye introducir una velocidad del ventilador de velocidades múltiples del evaporador.

45 De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el algoritmo aplica un polinomio.

De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el primer y el segundo T-Map están preprogramados en el controlador y proporcionan un ajuste de curva de diversas constantes en comparación con la velocidad del compresor.

50 De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, las diversas constantes son seis constantes aplicadas a temperatura ambiente y variables de temperatura de caja como parte del polinomio.

55 De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el prerrequisito de detección es una velocidad de compresor medida mayor que una velocidad de compresor predefinida.

De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el prerrequisito de detección es que la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior sea mayor que una diferencia de temperatura predefinida.

60 De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el prerrequisito de detección es que la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior se determine después de un intervalo de tiempo predefinido desde la puesta en marcha inicial del sistema y el enfriamiento inicial.

65 De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el prerrequisito de detección es uno de entre diversos prerrequisitos de detección e incluye al menos que una velocidad de compresor medida sea mayor que una velocidad de compresor predefinida, y la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior debe ser mayor

que una diferencia de temperatura predefinida, y la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior se determina después de un intervalo de tiempo predefinido desde la puesta en marcha inicial del sistema y el enfriamiento inicial.

5 De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el primer y el segundo T-Map son representativos de la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior del evaporador en comparación con la temperatura ambiente, la temperatura de la caja, la velocidad del compresor y la carga refrigerante.

10 De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el sistema de refrigeración es un sistema de refrigeración transcrito.

De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el procedimiento incluye introducir una velocidad de ventilador de velocidad variable de un evaporador.

15 Un sistema de refrigeración según otra realización no limitativa incluye un compresor y un evaporador, caracterizados por: un controlador electrónico que incluye un primer y un segundo T-Map preprogramados, ambos representativos de la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior del evaporador en comparación con la temperatura ambiente, la temperatura de la caja, la velocidad del compresor y las condiciones de operación de la carga refrigerante, y en la que el primer T-Map es representativo de las condiciones normales de operación y el segundo T-Map es representativo de una pérdida de carga refrigerante; y en la que el controlador electrónico está configurado para calcular una primera y una segunda temperatura del aire en el lado exterior del evaporador según los respectivos primer y segundo T-Map y actúa si la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior es menor que la segunda diferencia de temperatura del aire en el lado exterior.

25 De forma alternativa a la realización anterior, el sistema de refrigeración es un sistema de refrigeración transcrito.

De forma alternativa o adicional a la misma, en la realización anterior, el refrigerante es CO<sub>2</sub>.

30 Las anteriores características y los anteriores elementos pueden combinarse de diversas maneras, sin exclusividad, a menos que se indique expresamente lo contrario. Estos elementos y características, así como su funcionamiento, serán más obvios a la luz de la descripción que sigue y los dibujos que la acompañan. Debería entenderse, sin embargo, que la descripción y los dibujos que siguen tienen carácter meramente ejemplar, no limitativo.

### 35 BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

Varias características serán evidentes para los expertos en la materia a partir de la siguiente descripción detallada de las realizaciones no limitativas descritas. Los dibujos que acompañan a la descripción detallada se pueden describir brevemente como se indica a continuación.

40 La FIG. 1 es una vista en perspectiva de un contenedor refrigerado que utiliza una unidad de refrigeración de transporte como una realización ejemplar no limitativa de la presente descripción;

La FIG. 2 es un esquema de un sistema de refrigeración de la unidad de refrigeración de transporte;

45 La FIG. 3 es una tabla de T-Map normal y T-Map de datos de pérdida de carga; y

la FIG. 4 es un diagrama de flujo de un procedimiento para determinar la pérdida de carga del sistema de refrigeración.

### DESCRIPCIÓN DETALLADA

50 Con referencia a la FIG. 1, una realización ejemplar de un contenedor refrigerado 10 que tiene un espacio de carga con temperatura controlada 12, cuya atmósfera se refrigera mediante la operación de una unidad de refrigeración de transporte 14 asociada con el espacio de carga 12. En la realización descrita del contenedor refrigerado 10, la unidad de refrigeración de transporte 14 está montada en una pared del contenedor refrigerado 10, típicamente en la pared frontal 18, en la práctica convencional. Sin embargo, la unidad de refrigeración 14 puede estar montada en el techo, el suelo u otras paredes del contenedor refrigerado 10. De forma adicional, el contenedor refrigerado 10 tiene al menos una puerta de acceso 16 a través de la que se pueden cargar o sacar del espacio de carga 12 del contenedor refrigerado 10 bienes perecederos como, por ejemplo, productos alimentarios frescos o congelados.

60 Con referencia ahora a la FIG. 2, se representa de forma esquemática una realización de un sistema de refrigeración 20 adecuado para su uso en la unidad de refrigeración de transporte 14 para refrigerar aire que se obtiene de y se devuelve al espacio de carga con temperatura controlada 12. Aunque el sistema de refrigeración 20 se describirá por lo tanto en relación con un contenedor refrigerado 10 del tipo que se usa comúnmente para transportar bienes perecederos por vía marítima, por vía férrea, por carretera o de forma intermodal, se debe entender que el sistema de refrigeración 20 también se puede usar en unidades de refrigeración de transporte para refrigerar el espacio de carga de un camión, un remolque o similares, para transportar bienes frescos perecederos o congelados. El sistema de

refrigeración 20 también resulta adecuado para su uso en acondicionamiento de aire que se suministra a una zona de ambiente climatizado en una vivienda, edificio de oficinas, hospital, escuela, restaurante u otras instalaciones. El sistema de refrigeración 20 también se puede utilizar para refrigerar aire suministrado en exhibidores, expositores, arcones congeladores, cámaras frigoríficas y otras zonas de almacenamiento de productos perecederos/congelados en establecimientos comerciales.

El sistema de refrigeración 20 puede incluir un compresor 30 que puede ser de varias etapas, un rechazo de calor 40 que puede ser un intercambiador de calor que rechaza el calor, un tanque de despresurización 60, un evaporador 50 que puede ser un intercambiador de calor que absorba el calor del refrigerante; y líneas refrigerantes 22, 24 y 26 que conectan los componentes ya mencionados en orden de flujo de refrigerante serial en un circuito primario de refrigerante. Un dispositivo de expansión de alta presión (HPXV) 45, como por ejemplo una válvula de expansión electrónica, se dispone en la línea ascendente de refrigerante 24 del tanque de despresurización 60 y en la descendente del rechazo de calor 40. Un dispositivo de expansión de evaporador (EVXV) 55, como por ejemplo una válvula de expansión electrónica, asociada de forma operativa con el evaporador 50, se dispone en la línea descendente de refrigerante 24 del tanque de despresurización 60 y en la ascendente del evaporador 50.

La función del compresor 30 es comprimir el refrigerante y hacer circular refrigerante a través del circuito primario de refrigerante, y puede ser un compresor de refrigerante individual y de varias etapas (por ejemplo, un compresor alternativo o un compresor de espiral) que tenga una primera etapa de compresión 30a y una segunda etapa 30b, en la que el refrigerante que se descarga de la primera etapa de compresión 30a pasa a la segunda etapa de compresión 30b para comprimirse aún más. De forma alternativa, el compresor 30 puede comprender un par de compresores individuales, uno de los cuales constituye la primera etapa de compresión 30a y otro de los cuales constituye la segunda etapa de compresión 30b, conectada en series de flujo refrigerante en el circuito primario de refrigerante a través de una línea de refrigerante que conecta el puerto de salida de descarga del compresor que constituye la primera etapa de compresión 30a en comunicación de flujo refrigerante con el puerto de entrada de succión del compresor que constituye la segunda etapa de compresión 30b para más compresión. En una realización de dos compresores, los compresores pueden ser compresores de espiral, compresores de tornillo, compresores alternativos, compresores rotativos o cualquier otro tipo de compresor o una combinación de cualquiera de estos compresores. En las dos realizaciones, en la primera etapa de compresión 30a, el vapor refrigerante se comprime de una presión más baja a una presión intermedia, y en la segunda etapa de compresión 30b, el vapor refrigerante se comprime de una presión intermedia a una presión más alta.

El compresor 30 puede estar accionado por un motor de velocidad variable 32 alimentado mediante corriente eléctrica suministrada a través de una transmisión de frecuencia variable 34. La corriente eléctrica se puede suministrar a la transmisión de frecuencia variable 34 a través de una fuente de alimentación externa (no se muestra), como por ejemplo una central eléctrica a bordo de un barco, o de una unidad generadora con motor accionado por combustible, como un set generador accionado por motor diésel, fijado en la parte delantera del contenedor. La velocidad del compresor de velocidad variable 30 se puede cambiar variando la frecuencia de la salida de corriente mediante la transmisión de frecuencia variable 34 al motor de accionamiento del compresor 32. Sin embargo, es necesario entender que el compresor 30 podría comprender un compresor de velocidad fija en otras realizaciones.

El rechazo de calor 40 puede comprender un intercambiador de calor de tubos de aletas 42 a través del que pasa refrigerante caliente a alta presión que se descarga de la segunda etapa de compresión 30b (es decir, la carga de compresión final) en relación de intercambio de calor con un líquido secundario, por lo general aire ambiental que pasa por el intercambiador de calor 42 mediante los ventiladores 44. El intercambiador de calor de tubos de aletas 42 puede comprender, por ejemplo, una bobina de intercambiador de calor de tubo redondo y de aletas o un intercambiador de calor de tubo de mini-canal plano y de aletas. En la realización descrita, un motor de velocidad variable 46 activado por una transmisión de frecuencia variable 48 activa los ventiladores 44 asociados con el intercambiador de calor de rechazo de calor 40.

Cuando el sistema de refrigeración 20 opera en un ciclo transcrito, la presión del refrigerante que se descarga de la segunda etapa de compresión 30b y pasa a través del rechazo de calor 40, denominada aquí como la presión lateral elevada, sobrepasa el punto crítico del refrigerante, y el rechazo de calor 40 funciona como refrigerador de gas. Sin embargo, es necesario tener en cuenta que si el sistema de refrigeración 20 opera únicamente en el ciclo subcrítico, la presión del refrigerante que se descarga del compresor y pasa a través del rechazo de calor 40 está por debajo del punto crítico del refrigerante, y el rechazo de calor 40 funciona como condensador. Puesto que el procedimiento de operación aquí descrito pertenece a la operación del sistema de refrigeración 20 en un ciclo transcrito, el rechazo de calor también será denominado en la presente como refrigerador de gas 40.

El evaporador 50 también puede comprender un intercambiador de calor de bobina de tubo con aletas 52, como un intercambiador de calor de tubo redondo y de aletas o un intercambiador de calor de tubo de mini-canal plano y de aletas. Tanto si el sistema de refrigeración opera en un ciclo transcrito como si lo hace en un ciclo subcrítico, el evaporador 50 funciona como un evaporador de refrigerante. Antes de entrar en el evaporador 50, el refrigerante que pasa a través de la línea de refrigerante 24 atraviesa la válvula de expansión del evaporador 55, como, por ejemplo, una válvula de expansión electrónica o una válvula de expansión termostática, y se expande hacia una presión más baja y una temperatura más baja para entrar en el intercambiador de calor 52. Conforme el líquido refrigerante

atraviesa el intercambiador de calor 52, el líquido refrigerante pasa en relación de intercambio de calor con un líquido térmico mediante el cual se evapora el refrigerante líquido y, por lo general, se sobrecalienta hasta alcanzar el grado deseado. El refrigerante en vapor a baja presión que sale del intercambiador de calor 52 pasa a través de la línea de refrigerante 26 a la entrada de succión de la primera etapa de compresión 30a. El líquido térmico puede ser aspirado del aire mediante un ventilador asociado 54 de una zona de ambiente climatizado, como una zona de almacenamiento de carga perecedera o congelada asociada con una unidad de refrigeración de transporte, o zonas de expositores o almacenamiento de comida de un establecimiento comercial, o un área habitable de un edificio asociada con un sistema de aire acondicionado para su refrigeración, y por lo general también para su deshumidificación, y a partir de ahí se devuelve a la zona de ambiente climatizado.

El tanque de despresurización 60, que se dispone en la línea de refrigerante 24 entre el refrigerador de gas 40 y el evaporador 50, en la línea ascendente de la válvula de expansión del evaporador 55 y la descendente de la válvula de expansión de alta presión 45, funciona como economizador y receptor. El tanque de despresurización 60 define una cámara 62 en la que entra refrigerante expandido que ha atravesado el dispositivo de expansión de alta presión 45 y se para en una porción de refrigerante líquido y una porción de refrigerante de vapor. El refrigerante líquido se recoge en la cámara 62 y se mide a partir de la misma a través de la rama descendente de la línea de refrigerante 24 mediante la válvula de expansión del evaporador 55 para pasar por el evaporador 50.

El refrigerante en forma de vapor se recoge en la cámara 62 por encima del refrigerante líquido y puede pasar a partir de ahí a través de la línea economizadora de vapor 64 para inyectar vapor refrigerante en una etapa intermedia del proceso de compresión. Un dispositivo o válvula de control economizador del flujo 65 como, por ejemplo, una electroválvula (ESV) que tenga una posición de apertura y otra posición de cierre, se interpone en la línea economizadora de vapor 64. Cuando el sistema de refrigeración 20 se opera en modo economizador, el dispositivo de control economizador del flujo 65 se abre, permitiendo así el paso de vapor refrigerante a través de la línea economizadora de vapor 64 del tanque de despresurización 60 a una etapa intermedia del proceso de compresión. Cuando el sistema de refrigeración 20 se opera en modo estándar y no economizador, el dispositivo de control economizador del flujo 65 se cierra, impidiendo así el paso de vapor refrigerante a través de la línea economizadora de vapor 64 del tanque de despresurización 60 a una etapa intermedia del proceso de compresión.

En una realización en la que el compresor 30 tiene dos compresores conectados en flujo serial mediante una línea de refrigerante, una de ellas una primera etapa de compresión 30a y la otra una segunda etapa de compresión 30b, la línea de inyección de vapor 64 se comunica con la línea de refrigerante mediante la interconexión de la salida de la primera etapa de compresión 30a con la entrada de la segunda etapa de compresión 30b. En una realización en la que el compresor 30 comprende un único compresor que tiene una primera etapa de compresión 30a que alimenta una segunda etapa de compresión 30b, la línea de inyección de vapor refrigerante 64 se puede abrir directamente a una etapa intermedia del proceso de compresión a través de un puerto específico que se abre en la cámara de compresión.

El sistema de refrigeración 20 también incluye un controlador 100, cuya operación se asocia con las diversas válvulas de control del flujo 45, 55 y 65 interdispuestas en diversas líneas de refrigerante, como ya se ha descrito. Al igual que en la práctica convencional, además de controlar la temperatura ambiente del aire ( $T_{amb}$ ), la del aire de la caja de suministro ( $T_{SBAIR}$ ), y la del aire de la caja de retorno ( $T_{RBAIR}$ ), el controlador 100 también controla varias presiones y temperaturas y parámetros de operación mediante diversos sensores asociados operativamente con el controlador 100 y dispuestos en ubicaciones seleccionadas a lo largo del sistema de refrigeración 20. Por ejemplo, un sensor de presión 102 puede estar dispuesto asociado con el compresor 30 para medir la descarga de presión ( $P_d$ ), o puede estar dispuesto asociado con el refrigerador de gas 40 para medir la presión del refrigerante en la salida de la bobina del intercambiador de calor 42 del refrigerador de gas 40, cuya presión es equivalente a ( $P_d$ ); un sensor de temperatura 104 puede estar dispuesto asociado con el refrigerador de gas 40 para medir la temperatura ( $T_{gc}$ ) del refrigerante que sale de la bobina del intercambiador de calor 42 del refrigerador de gas 40; un sensor de temperatura 106 puede estar dispuesto asociado con el evaporador 50 para medir la temperatura ( $T_{EVAPOUT}$ ) del refrigerante que sale del intercambiador de calor 52 del evaporador 50; y un sensor de presión 108 puede estar dispuesto asociado con la entrada de succión de la primera etapa de compresión 30a para medir la presión ( $P_s$ ) del refrigerante que pasa a la primera etapa de compresión 30a. Los sensores de presión 102 y 108 pueden ser sensores de presión convencionales, como por ejemplo transductores de presión, y los sensores de temperatura 104 y 106 pueden ser sensores de temperatura convencionales, como por ejemplo termopares o termistores.

El término «controlador», según el uso que se le da aquí, se refiere a cualquier procedimiento o sistema para controlar y debe tenerse en cuenta que engloba microprocesadores, microcontroladores, procesadores de señal digital programada, circuitos integrados, hardware informático, software informático, circuitos eléctricos, circuitos integrados específicos de una aplicación, dispositivos lógicos programables, matrices de puerta programables, matrices lógicas programables, ordenadores personales, chips y cualquier otra combinación de componentes analógicos, digitales o programables diferenciados, u otros dispositivos que puedan cumplir con funciones de procesamiento.

El controlador 100 está configurado para controlar la operación del sistema de refrigeración 20 en varios modos de operación, que incluyen varios modos de capacidad. Un modo de capacidad es un modo de operación de sistema en el que se impone una carga de refrigeración en el sistema que requiere que el compresor funcione en una condición

de carga para cumplir con la demanda de enfriamiento. En un modo sin carga, la demanda de enfriamiento impuesta al sistema es tan baja que se puede generar la capacidad de enfriamiento suficiente para cubrir la demanda de enfriamiento en el compresor 30 que funciona en una condición sin carga. El controlador 100 también está configurado para controlar la transmisión de velocidad variable 34 para variar la frecuencia de corriente eléctrica que llega al motor que acciona el compresor, de modo que varíe la velocidad del compresor 30 en respuesta a la demanda de capacidad.

Como ya se ha mencionado, en solicitantes de refrigeración durante el transporte, el sistema de refrigeración 20 debe ser capaz de operar a alta capacidad para enfriar rápidamente la temperatura de la caja de carga durante la carga, y debe ser capaz de operar a capacidad extremadamente baja durante el mantenimiento de la temperatura de la caja dentro de una onda muy estrecha, como por ejemplo tan baja como  $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$  ( $\pm 0,45^{\circ}\text{F}$ ), durante el transporte. Dependiendo de la carga particular que se envíe, la temperatura del aire de la caja requerida puede variar desde tan poco como  $-34,4^{\circ}\text{C}$  ( $-30^{\circ}\text{F}$ ) hasta  $30^{\circ}\text{C}$  ( $86^{\circ}\text{F}$ ). Por lo tanto, el controlador 100 operará de forma selectiva el sistema de refrigeración en respuesta a una demanda de capacidad de refrigeración, como durante el enfriamiento inicial y los enfriamientos de recuperación, en modo percedero economizador o modo percedero estándar no economizador para productos percederos no congelados, y en un modo congelado economizador o un modo congelado estándar no economizador para productos congelados.

El controlador 100 también puede operar de forma selectiva el sistema de refrigeración 20 en un modo sin carga cuando se mantiene la temperatura de la caja en una onda estrecha alrededor de un punto de temperatura de la caja fijado. Por lo general, la temperatura de la caja se controla indirectamente a través de la monitorización y el control del punto fijo de uno o de ambos de la temperatura ( $T_{SBAIR}$ ), del aire de la caja de suministro, (es decir, el aire que sale del evaporador 50) y la temperatura ( $T_{RBAIR}$ ) de la caja de retorno (es decir, el aire que entra al evaporador 50).

Aunque no se ilustra, el sistema de refrigeración 20 puede incluir también un intercooler como parte del refrigerador de aire 40 y que se dispone en el circuito primario refrigerante entre la salida de descarga de la primera etapa de compresión 30a y la entrada a la segunda etapa de compresión 30b, mediante la cual el vapor (gas) refrigerante parcialmente comprimido (presión intermedia) que pasa de la salida de descarga de la primera etapa de compresión 30a a la entrada de la segunda etapa de compresión 30b pasa en relación de intercambio de calor con un flujo de medios de enfriamiento como, por ejemplo pero sin limitarse al mismo, el flujo de aire de refrigeración generado por el ventilador del refrigerador de gas 44.

Puesto que los sistemas de refrigeración transcíticos 20 operan a altas presiones, que a menudo van de alrededor de 1000 psia a 1800 psia durante periodos de tiempo significativos, el riesgo de fugas de refrigerante puede ser mayor que con los sistemas de refrigeración a baja presión. Una pérdida de refrigerante puede causar una pérdida de enfriamiento, lo que podría aumentar el riesgo de daños en la mercancía. La presente descripción proporciona un procedimiento para detectar una pérdida de carga (es decir, una fuga de refrigerante) antes de que el sistema de refrigeración sufra una pérdida de enfriamiento significativa, permitiendo así un margen de tiempo para corregir el problema antes de que resulte en daños en la mercancía.

Una diferencia de temperatura del aire del lado exterior a tiempo real ( $dT_a$ ) (es decir,  $T_{RBAIR} - T_{SBAIR}$ ) a lo largo del evaporador 50 puede estar determinada por diversas variables y parámetros, como se describe a continuación, e independientemente del modo de operación del sistema:

$$(1) \quad dT_a = f(T_{amb}, T_{box}, rpm\_comp, rpm\_evapfan, M_{charge})$$

Donde ( $T_{amb}$ ) es la temperatura ambiente, ( $T_{box}$ ) es la temperatura de la caja de carga, ( $rpm\_comp$ ) es la velocidad del compresor, ( $rpm\_evapfan$ ) es la velocidad del ventilador del evaporador, ( $M_{charge}$ ) es la carga refrigerante.

La diferencia de temperatura del aire en el lado exterior ( $dT_a$ ), por lo tanto, podría expresarse generalmente como una función de la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), la temperatura de la caja ( $T_{box}$ ), la velocidad del compresor ( $rpm\_comp$ ), la velocidad del ventilador del evaporador ( $rpm\_evapfan$ ), y la carga refrigerante ( $M_{charge}$ ). Debido a las dificultades, tiempo y gastos a la hora de establecer una forma de ecuación a través del análisis puramente teórico, se puede aplicar una curva de procedimiento. Cierta número de simulacros hacen que sea posible emplear más modelos matemáticos teóricos eficientes para llevar a cabo esta optimización, en comparación con realizar la fórmula de la ecuación sólo mediante exhaustivas pruebas experimentales.

Después, el modelo se pone en marcha en varias condiciones seleccionadas para cubrir el rango típico de operación del producto de refrigeración. Al funcionar con las condiciones establecidas, la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior ( $dT_a$ ), así como la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), la temperatura de la caja ( $T_{box}$ ), la velocidad del compresor ( $rpm\_comp$ ), la velocidad del ventilador del evaporador ( $rpm\_evapfan$ ), y la carga refrigerante ( $M_{charge}$ ) se pueden determinar para cada condición. Cuando se completan todas las condiciones se puede crear un mapa (es decir, un T-Map) de la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior en comparación con la temperatura ambiente, temperatura de la caja, velocidad del compresor, velocidad del ventilador del evaporador y carga refrigerante. A continuación se puede establecer un ajuste curvilíneo según el mapa para obtener una correlación de

la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior. Dicha correlación puede ser una ecuación polinómica de segundo orden.

Por ejemplo, se pueden generar dos T-Map, como en la FIG. 3. El primer T-Map puede representar la operación normal del sistema de refrigeración 20 (T-Map normal). El segundo T-Map puede representar una condición de pérdida de carga (T-Map de pérdida de carga). Para ambas condiciones, una ecuación polinómica de segundo orden puede ser lo suficientemente exacta para estimar la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior ( $dT_a$ ) en cada corrección de velocidad del compresor (de frecuencia mínima a frecuencia máxima), y después se puede obtener la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior ( $dT_a$ ) a través de la interpolación. La ecuación polinómica de segundo orden puede ser:

$$(2) \quad dT_a = CF_{evapfan} * [a_0 + a_1(T_{amb}) + a_2(T_{box}) + a_3(T_{amb})^2 + a_4(T_{box})^2 + a_5(T_{amb} \times T_{box})]$$

Donde ( $CF_{evapfan}$ ) es el factor de corrección basado en la velocidad del ventilador del evaporador, es la función de la relación de velocidad del ventilador del evaporador (Velocidad del Ventilador del Evaporador/Velocidad Máxima del Ventilador del Evaporador).

Para establecer un nivel aceptable de confianza se pueden establecer las condiciones según las cuales se puede detectar una pérdida de carga y así evitar detecciones erróneas. Por lo general, se puede detectar una pérdida de carga con un nivel más alto de confianza durante las condiciones de operación a alta capacidad del sistema de refrigeración 20 mejor que con las condiciones de operación a baja capacidad. Además, los simulacros han demostrado que la predicción del T-Map también es más exacta durante la operación a alta capacidad. Por lo tanto, se pueden establecer algunas reglas para definir el periodo de tiempo de detección cuando se activa la detección de pérdida de carga. Dichas reglas pueden incluir:

a) Velocidad del compresor o VFD: Una mayor velocidad del compresor representa una mayor capacidad de refrigeración. Para activar la detección de pérdida de carga, la velocidad del compresor 30 tendrá que ser mayor que una velocidad predefinida.

b) Diferencia de temperatura del aire en el lado exterior en condiciones normales de carga (es decir, T-Map normal): Para activar la detección de pérdida de carga, la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior calculada por el T-Map normal debe ser superior a un valor predefinido.

c) Se activa el enfriamiento de Tiempo: Las funciones del T-Map son resultados simulados en estado estacionario basados en el ajuste curvilíneo, y por lo tanto no se aplican o son inexactos para el periodo de puesta en marcha y de enfriamiento inicial cuando el sistema funciona bajo alta dinámica. La detección de pérdida de carga debería iniciarse cierto tiempo después de la puesta en marcha y el enfriamiento inicial.

Con referencia a la FIG. 4, un algoritmo de detección de pérdida de carga se puede preprogramar en el controlador 100 mediante el uso de los T-Maps, como ya se ha mencionado. Por ejemplo, un procedimiento de detección de pérdida de carga puede incluir que el controlador 100 reciba las variables medidas como: la temperatura de la caja ( $T_{box}$ ), la velocidad del compresor ( $rpm$ ), la velocidad del ventilador del evaporador ( $rpm_{evapfan}$ ) y la carga refrigerante ( $M_{charge}$ ), para el paso 200. Para el paso 202, el controlador 100 puede calcular una diferencia de temperatura del aire en el lado exterior ( $dT_a$ ) basada en la temperatura medida del aire de suministro o retorno. Para el paso 204, el controlador puede comprobar si se cumplen los prerequisites de detección. En caso de que la respuesta sea «No», el procedimiento vuelve al paso 200, y si la respuesta es «Sí», el procedimiento avanza hasta el paso 206. Para el paso 206, el controlador calcula la primera diferencia de temperatura del aire del lado exterior ( $dT1$ ) según el T-Map normal preprogramado y la ecuación (1). Para el paso 208, el controlador 100 compara la diferencia de temperatura del aire del lado exterior ( $dT$ ) y la primera diferencia de temperatura del aire del lado exterior calculada ( $dT1$ ). Si la diferencia de temperatura del aire del lado exterior medida no es menor que la primera diferencia de temperatura del aire del lado exterior multiplicada por un factor de corrección  $k$ , por ejemplo 0,9, el procedimiento vuelve al paso 200. Si no es así, el procedimiento avanza hasta el paso 210 para activar una alarma de comprobación de carga. Para el paso 212, el controlador calcula una segunda diferencia de temperatura del aire del lado exterior ( $dT2$ ) según un T-Map de pérdida de carga preprogramado y la ecuación (1). Para el paso 214, el controlador 100 compara la diferencia de temperatura del aire del lado exterior y las segundas diferencias de temperatura del lado exterior. Si la diferencia de temperatura del aire del lado exterior medida no es menor que la segunda diferencia de temperatura del aire del lado exterior, el procedimiento vuelve al paso 212. Si la diferencia de temperatura del aire del lado exterior medida es menor que la segunda diferencia de temperatura del aire del lado exterior, el procedimiento avanza hasta el paso 216. Para el paso 216, el controlador 100 puede iniciar una alarma que indique una pérdida de carga.

## REIVINDICACIONES

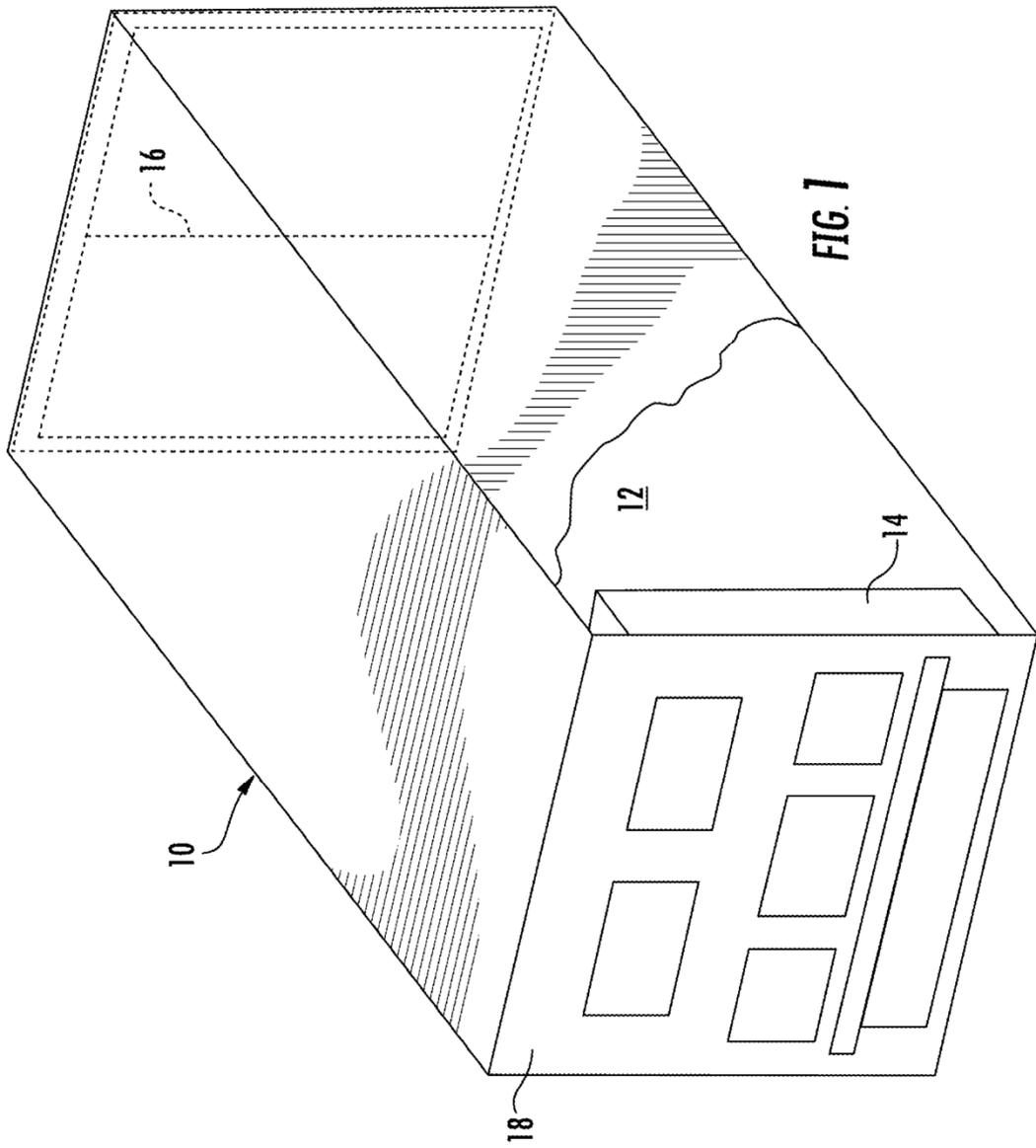
1. Un procedimiento para determinar la pérdida de carga de un sistema de refrigeración (20) que comprende:
- 5 introducir una temperatura del aire de suministro o retorno ( $T_{SBAIR}$ ,  $T_{RBAIR}$ ), temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), temperatura de la caja ( $T_{box}$ ) y una velocidad del compresor ( $rpm_{comp}$ ) en un controlador electrónico (100) del sistema de refrigeración;
- el procedimiento se caracteriza por:
- 10 calcular una diferencia de temperatura del aire en el lado exterior a tiempo real ( $dT_a$ ) a través de un evaporador (50) según la temperatura del aire de suministro o retorno medida;
- calcular una primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior ( $dT1$ ) a través del evaporador mediante la aplicación de un algoritmo que tenga un primer T-Map representativo de las condiciones normales de operación;
- confirmar que se cumple un prerequisite de detección;
- 15 calcular una segunda diferencia de temperatura del aire en el lado exterior ( $dT2$ ) a través del evaporador mediante la aplicación del algoritmo que tenga un segundo T-Map representativo de una pérdida de carga refrigerante;
- actuar en caso de que la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior a tiempo real sea menor que la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior; y
- actuar en caso de que la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior sea menor que la segunda diferencia de temperatura del aire en el lado exterior.
- 20
2. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, que comprende además: introducir una velocidad de ventilador de velocidades múltiples del evaporador ( $rpm_{evapfan}$ ).
3. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, en el que el algoritmo aplica un polinomio.
- 25
4. El procedimiento descrito en la reivindicación 3, en el que el primer y el segundo T-Map están preprogramados en el controlador y proporcionan un ajuste de curva de diversas constantes en comparación con la velocidad del compresor.
5. El procedimiento descrito en la reivindicación 4, en el que las diversas constantes son seis constantes aplicadas a temperatura ambiente y variables de temperatura de caja como parte del polinomio.
- 30
6. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, en el que el prerequisite de detección es una velocidad de compresor medida mayor que una velocidad de compresor predefinida.
- 35
7. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, en el que el prerequisite de detección es que la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior sea mayor que una diferencia de temperatura predefinida.
8. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, en el que el prerequisite de detección es que la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior se determine después de un intervalo de tiempo predefinido desde la puesta en marcha inicial del sistema y el enfriamiento inicial.
- 40
9. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, en el que el prerequisite de detección es uno de entre diversos prerequisites de detección e incluye al menos que una velocidad de compresor medida sea mayor que una velocidad de compresor predefinida, y la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior debe ser mayor que una diferencia de temperatura predefinida, y la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior se determina después de un intervalo de tiempo predefinido desde la puesta en marcha inicial del sistema y el enfriamiento inicial.
- 45
10. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, en el que el primer y el segundo T-Map son representativos de la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior del evaporador en comparación con la temperatura ambiente, la temperatura de la caja, la velocidad del compresor y la carga refrigerante.
- 50
11. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, en el que el sistema de refrigeración es un sistema de refrigeración transcrito.
- 55
12. El procedimiento descrito en la reivindicación 1, que comprende además: introducir una velocidad de ventilador de velocidades variables del evaporador.
- 60
13. Un sistema de refrigeración (20) que comprende: un compresor (30); y un evaporador (50); que se caracteriza por:
- un controlador electrónico (100) que incluye,
- un primer y un segundo T-Map preprogramados, ambos representativos de la diferencia de temperatura del aire en el lado exterior del evaporador en comparación con la temperatura ambiente, la temperatura de la caja, la velocidad del compresor y las condiciones de operación de la carga refrigerante, y en la que el primer T-Map es representativo
- 65

de las condiciones normales de operación y el segundo T-Map es representativo de una pérdida de carga refrigerante,  
y

5 en el que el controlador electrónico está configurado para calcular una primera y una segunda temperatura del aire en el lado exterior del evaporador según los respectivos primer y segundo T-Map y actúa si la primera diferencia de temperatura del aire en el lado exterior es menor que la segunda diferencia de temperatura del aire en el lado exterior.

10 14. El sistema de refrigeración descrito en la reivindicación 13, en el que el sistema de refrigeración es un sistema de refrigeración transcrito.

15. El sistema de refrigeración descrito en la reivindicación 14, en el que el refrigerante es CO<sub>2</sub>.



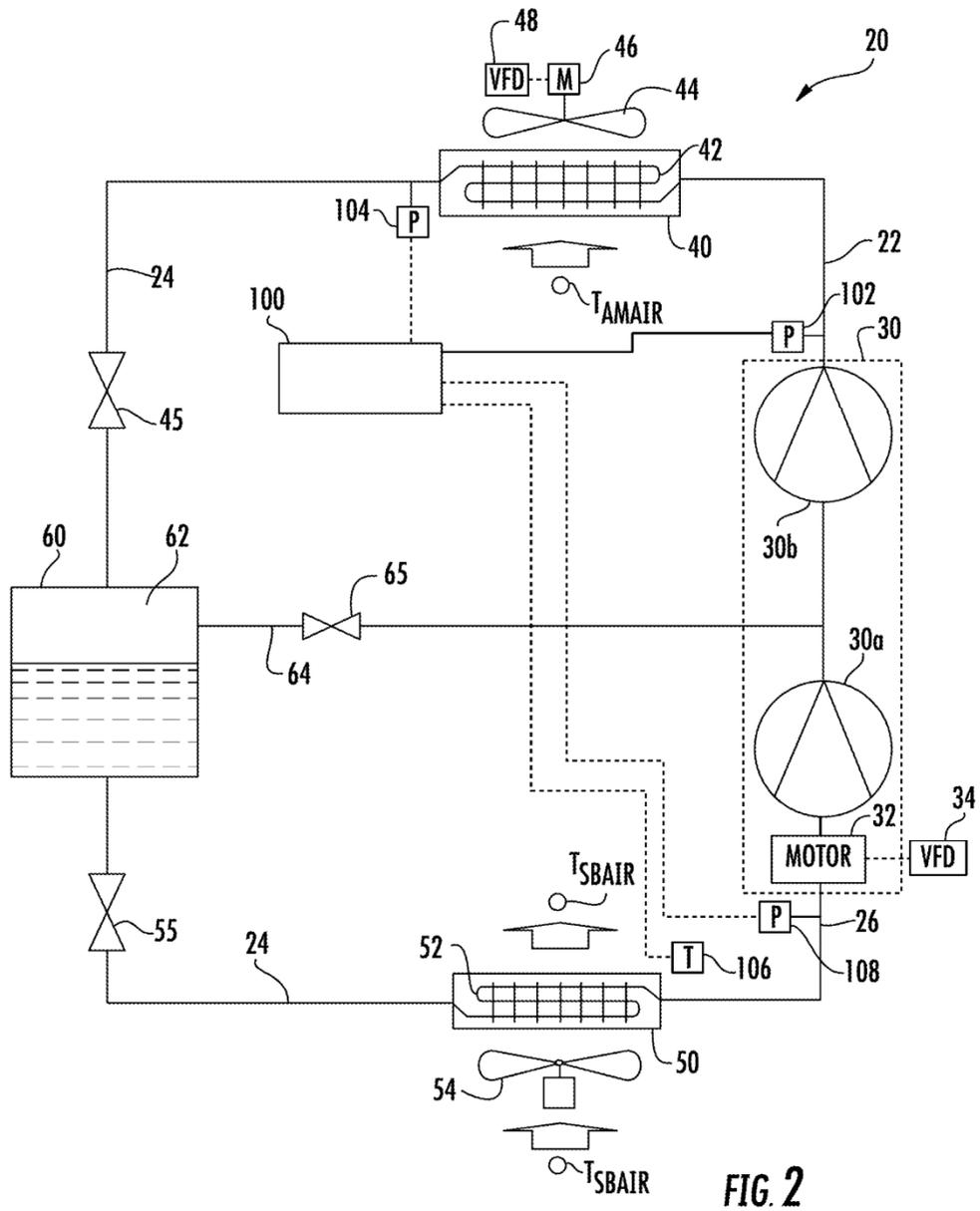


FIG. 2

T-MAP-NORMAL	FRQ_MAX Hz	FREQ_1 Hz	FREQ_2 Hz	FREQ_MIN Hz
a0	8,461409	5,596432	2,34862	1,044997
a1	0,048871	0,023701	-0,04616	-0,0183
a2	0,132713	0,077203	0,059483	0,021654
a3	-0,00253	-0,00158	0,00071	0,000305
a4	0,000614	0,000845	0,000561	0,000254
a5	0,00021	0,000749	-0,00058	-2,4E-05
T-MAP-CHARGELOSS				
a0	6,715048	4,192638	1,481675	0,982807
a1	-0,04093	-0,04334	0,020861	0
a2	0,127418	0,073604	0,112409	0,009985
a3	-0,00063	5,68E-05	-0,00064	-0,00027
a4	-6,1E-05	-0,00023	-0,00043	-8,7E-05
a5	-0,00187	-0,00094	-0,00237	-1,1E-05

FIG. 3

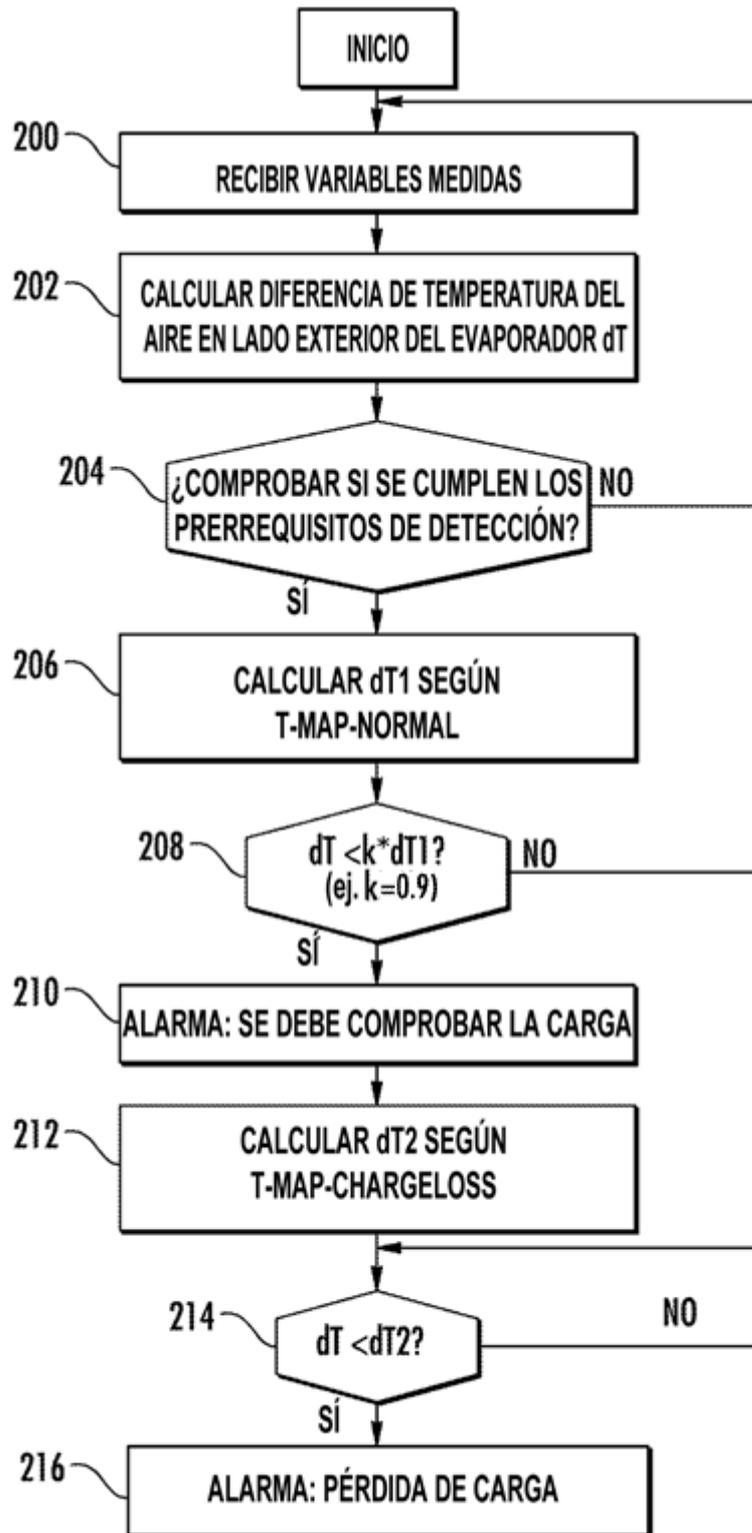


FIG. 4