



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 308 969**

51 Int. Cl.:  
**F25B 41/06** (2006.01)  
**F25B 47/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **00903225 .1**  
96 Fecha de presentación : **10.01.2000**  
97 Número de publicación de la solicitud: **1144923**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **17.10.2001**

54 Título: **Sistema y método de refrigeración para compresión de vapor.**

30 Prioridad: **12.01.1999 US 228696**  
**18.11.1999 US 443071**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**16.12.2008**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**16.12.2008**

73 Titular/es: **XDX Technology, L.L.C.**  
**3176 N. Kennicott Avenue**  
**Arlington Heights, Illinois 63304, US**

72 Inventor/es: **Wightman, David, A.**

74 Agente: **Ungría López, Javier**

**ES 2 308 969 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**

Sistema y método de refrigeración para compresión de vapor.

**5 Campo de la invención**

La presente invención se refiere en general a sistemas compresión de vapor y, más particularmente, a sistemas de refrigeración para compresión de vapor, congelación y de aire acondicionado. Respecto a esto, un aspecto importante de la presente invención se refiere a mejoras en la eficacia de los sistemas de refrigeración con compresión de vapor y que son ventajosamente adecuados para usar en un medio comercial y aplicaciones de refrigeración/congelación a baja temperatura.

**Antecedentes de la invención**

Los sistemas de refrigeración con compresión de vapor típicamente emplean un medio refrigerante de fluido que se dirige a través de diversas fases o estados para obtener funciones de intercambio de calor sucesivas. Estos sistemas generalmente emplean un compresor que recibe el refrigerante en un estado de vapor (típicamente en forma de vapor supercalentado) y comprimen el vapor a una mayor presión que después se suministra a un condensador en el que un medio de refrigeración entra en contacto indirecto con el vapor a alta presión que entra, retirando el calor latente del refrigerante y haciendo al refrigerante líquido a o por debajo de su punto de ebullición correspondiente a la presión de condensación. Este líquido refrigerante se suministra después a un dispositivo de expansión, por ejemplo, una válvula de expansión o tubo capilar, que efectúa una reducción controlada en la presión y temperatura del refrigerante y que sirve también para medir el líquido en el evaporador en una cantidad igual a la requerida para proporcionar el efecto de refrigeración pretendido. Como se sugiere en la técnica anterior, por ejemplo, la Patente de Estados Unidos N° 4.888.957, puede ocurrir la vaporización instantánea en vapor de una pequeña parte del líquido refrigerante, sin embargo, en dichos casos, la descarga de la válvula está en forma de refrigerante líquido a baja temperatura con una pequeña fracción de vapor. El refrigerante líquido de baja temperatura se vaporiza en el evaporador mediante el calor transferido al mismo desde el entorno ambiente a refrigerar. El vapor refrigerante descargado del compresor se devuelve entonces al compresor para un ciclo continuo, como se ha descrito anteriormente.

Para un funcionamiento altamente eficaz, se desea utilizar eficazmente tanto de la bobina de refrigeración del evaporador como sea posible. Dicho funcionamiento de alta eficacia supone la utilización máxima del calor latente de evaporación lo largo de tanto de la bobina o bobinas de refrigeración como sea posible.

Los sistemas de la técnica anterior típicos, particularmente aquellos empleados en sistemas de refrigeración/congelación comerciales, sin embargo, utilizan habitualmente un condensador que comunica con el dispositivo de expansión (por ejemplo, una válvula de expansión termostática) a través de líneas de refrigeración relativamente largas y, además, ponen el dispositivo de expansión en una proximidad cercana al evaporador. Como resultado, el refrigerante se suministra al evaporador, en forma líquida o sustancialmente en forma líquida con sólo una pequeña fracción de vapor. Este suministro de refrigerante y los bajos caudales asociados inherentemente con el mismo producen una refrigeración relativamente ineficaz particularmente a lo largo de las partes iniciales de la bobina o bobinas de refrigeración resultantes en la acumulación de escarcha o hielo en dichas localizaciones que reduce adicionalmente la eficacia de transferencia de calor de las mismas. En sistemas comerciales, tales como expositores refrigerados abiertos, la acumulación de escarcha puede reducir la velocidad del aire que fluye en un grado tal que una cortina de aire se debilita resultando en un aumento de la carga sobre la carcasa. Además, esta acumulación de escarcha o hielo en las bobinas de refrigeración del evaporador necesita una descongelación frecuente, reduciendo de esta manera la vida útil de los productos alimentarios contenidos en los expositores refrigeradores/congeladores, aumentando el consumo de energía y los costes de funcionamiento.

Un sistema de refrigeración con compresión de vapor alternativo se describe en la Patente de Estados Unidos N° 2.707.868. Este sistema se ha diseñado para mejorar la eficacia operativa cuando se usa sólo a una capacidad parcial. No hay un dispositivo de expansión, el refrigerante se suministra al evaporador sustancialmente a la presión del condensador. Se proporciona una válvula de mezcla para controlar el flujo de refrigerante al evaporador. Un método y un sistema de acuerdo con el preámbulo de las reivindicaciones 1 y 24 se conocen, por ejemplo, a partir del documento US-A-5-076.068.

**Sumario de la presente invención**

La presente invención supera los problemas y desventajas anteriores de los sistemas de refrigeración con compresión de vapor convencionales proporcionando un sistema de refrigeración con compresión de vapor en el que la entrada al evaporador se suministra con una mezcla de líquido y vapor refrigerante en el que la cantidad de vapor en, y el caudal de mezcla en la entrada (y a través de la ruta del refrigerante) cooperan para conseguir y mantener una transferencia de calor mejorada a lo largo de sustancialmente toda la longitud de la bobina o bobinas de refrigeración en el evaporador.

Específicamente, la presente invención proporciona un método para hacer funcionar un sistema de refrigeración con compresión de vapor como se indica en la reivindicación 1 y un sistema de refrigeración con compresión de vapor para realizar dicho método como se indica en la reivindicación 24.

## ES 2 308 969 T3

Por lo tanto, un objeto de la presente invención es proporcionar un método de refrigeración con compresión de vapor y un aparato que tiene una eficacia de transferencia térmica mejorada a lo largo sustancialmente toda la longitud de las bobinas de refrigeración en el evaporador.

5 Otro objeto de la presente invención es proporcionar un método y aparato de refrigeración con compresión de vapor en el que la acumulación de hielo o escarcha sobre las superficies de las bobinas de refrigeración, particularmente aquellas superficies de la bobina de refrigeración más cercanas a la entrada del evaporador, se reduce sustancialmente, minimizando de esta manera significativamente la necesidad de descongelar las mismas.

10 Otro objeto de la presente invención es proporcionar un método y aparato de refrigeración con compresión de vapor en el que la acumulación de humedad o escarcha sobre las superficies de los productos contenidos en expositores de refrigeración y congeladores asociados con la misma se reduce significativamente, si no se elimina del todo.

15 Otro objeto de la presente invención es proporcionar un método y aparato de refrigeración con compresión de vapor caracterizado por una consistencia a temperatura mejorada a lo largo de toda la longitud de las bobinas de refrigeración del mismo.

20 Otro objeto de la presente invención es proporcionar un método de refrigeración con compresión de vapor y aparato caracterizado por un consumo de energía y coste de operación reducidos.

Otro objeto de la presente invención es proporcionar un método de refrigeración con compresión de vapor y aparato que tiene una eficacia de transferencia de calor mejorada y requisitos de carga de refrigerante reducidos, que permiten en muchas aplicaciones la eliminación de componentes tradicionales, tales como por ejemplo, un receptor en el circuito de refrigeración.

25 Otro objeto de la presente invención es proporcionar un método y aparato de refrigeración con compresión de vapor en el que el diferencial de temperatura entre las bobinas de refrigeración y el aire que circula en relación de intercambio de calor con las mismas se minimiza, dando como resultado una extracción sustancialmente reducida del contenido de agua en ese aire y el mantenimiento de niveles de humedad más uniformes en los expositores de refrigeración y compartimentos del congelador asociado con el mismo.

30 Otro objeto de la presente invención es proporcionar un sistema de refrigeración comercial en el que el compresor, el dispositivo de expansión y el condensador pueden localizarse de forma remota desde el compartimento de refrigeración o congelador asociado con el mismo facilitando de esta manera el mantenimiento de aquellos componentes sin interferencia con el tráfico de clientes y similares.

40 Otro objeto de la presente invención es proporcionar un sistema de refrigeración con compresión de vapor en el que compresor, el dispositivo de expansión y el condensado, junto con sus controles asociados, están contenidos en un grupo en una carcasa compacta que puede instalarse fácilmente en un circuito de refrigeración.

45 Éstos y otros objetos de la presente invención resultarán evidentes para los especialistas en esta técnica a partir de la siguiente descripción detallada de los dibujos y diagramas adjuntos, en los que los números de referencia similares indican partes correspondientes y en los que:

La Figura 1 es un diagrama esquemático de un sistema de compresión de vapor de acuerdo con una realización de la presente invención;

50 La Figura 2 es una vista lateral, parcialmente en sección transversal, de un primer lado de una válvula o dispositivo multifuncional de acuerdo con una realización de la presente invención;

La Figura 3 es una vista lateral parcialmente en sección transversal, de un segundo lado de la válvula o dispositivo multifuncional ilustrado en la Figura 2;

55 La Figura 4 es una vista despiezada, parcialmente en sección transversal, de la válvula o dispositivo multifuncional ilustrado en las Figuras 2 y 3;

60 La Figura 5 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del suministro de refrigerante a la entrada del evaporador, así como la temperatura del aire del suministro y la temperatura del aire de retorno frente al tiempo durante dos ciclos operativos en un sistema de refrigeración de compresión de vapor a temperatura media que representa la presente invención;

65 La Figura 6 es una representación de datos que muestra el caudal volumétrico de suministro de refrigerante a la entrada del evaporador frente al tiempo durante los mismos dos ciclos de operación representados en la Figura 5;

La Figura 7 es una representación de datos que muestra la densidad del suministro de refrigerante en la entrada del evaporador frente al tiempo durante los mismos dos ciclos de operación mostrados en la Figura 5;

## ES 2 308 969 T3

La Figura 8 es una representación de datos que muestra el caudal másico de refrigerante suministrado en la entrada del evaporador frente al tiempo durante los mismos dos ciclos de operación mostrados en la Figura 5;

La Figura 9 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del refrigerante en la entrada al evaporador así como la temperatura del aire de suministro y temperatura del aire de retorno frente al tiempo durante dos ciclos de operación de un sistema de refrigeración con compresión de vapor a temperatura media convencional;

La Figura 10 es una representación de datos que muestra el caudal volumétrico de refrigerante suministrado a la entrada del evaporador frente al tiempo durante los mismos dos ciclos de operación mostrados en la Figura 9;

La Figura 11 es una representación de datos que muestra la densidad de suministro de refrigerante en la entrada al evaporador frente al tiempo durante los dos mismos ciclos de operación mostrados en la Figura 9;

La Figura 12 es una representación de datos que muestra el caudal másico de refrigerante en la entrada al evaporador frente al tiempo durante los dos mismos ciclos de operación mostrados en la Figura 9;

La Figura 13 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del refrigerante en diversas localizaciones a lo largo de la bobina de refrigeración del evaporador, así como la temperatura del aire de suministro y la temperatura del aire de retorno frente al tiempo durante dos ciclos de operación en un sistema de refrigeración con compresión de vapor a baja temperatura que representa la presente invención;

La Figura 14 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura de refrigerante a lo largo de la bobina de refrigeración en el evaporador, así como la temperatura del aire de suministro y la temperatura del aire de retorno frente al tiempo durante un solo ciclo de operación de un sistema de refrigeración con compresión de vapor a baja temperatura que representa la presente invención;

La Figura 15 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del refrigerante en diversas localizaciones a lo largo de la bobina de refrigeración del evaporador, así como la temperatura del aire de suministro y la temperatura del aire de retorno frente al tiempo durante dos ciclos de operación de un sistema de refrigeración con compresión de vapor a temperatura baja convencional;

La Figura 16 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del refrigerante en diversas localizaciones a lo largo de la bobina de refrigeración del evaporador, así como la temperatura del aire de suministro y la temperatura del aire de retorno frente al tiempo durante un solo ciclo de operación de un sistema de refrigeración con compresión de vapor a temperatura baja convencional;

La Figura 17 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del refrigerante en la entrada, en el centro y la salida de la bobina de refrigeración en el evaporador, así como la temperatura del aire de suministro y la temperatura del aire de retorno frente al tiempo durante dos ciclos de operación de un sistema de refrigeración con compresión de vapor a baja temperatura de acuerdo con otra realización de la presente invención;

La Figura 18 es una representación de datos que muestra la temperatura y presión del suministro de refrigerante en la entrada del evaporador durante los mismos dos ciclos de operación mostrados en la Figura 17;

La Figura 19 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del refrigerante en el centro de la bobina de refrigeración del evaporador mostrado en la Figura 17;

La Figura 20 es una representación de datos que muestra la presión y temperatura del refrigerante en las salidas de la bobina de refrigeración en el evaporador durante los mismos dos ciclos de operación mostrados en la Figura 17;

La Figura 21 es una vista en planta parcialmente en sección del cuerpo de válvula en una válvula o dispositivo multifuncional de acuerdo con una realización adicional de la presente invención;

La Figura 22 es una vista en alzado lateral del cuerpo de válvula de la válvula multifuncional mostrada en la Figura 21; y

La Figura 23 es una vista despiezada, parcialmente en sección, de la válvula o dispositivo multifuncional mostrado en las Figuras 21 y 22.

### Descripción detallada de las realizaciones preferidas

En la Figura 1 se ilustra un sistema de compresión de vapor 10 dispuesto de acuerdo con una realización de la presente invención. El sistema de refrigeración 10 incluye un compresor 12, un condensador 14, un evaporador 16 y una válvula o dispositivo multifuncional 18. En este aspecto, debe observarse, sin embargo, que aunque la válvula o dispositivo multifuncional 18 mostrado en la Figura 1 se describe con mayor detalle como una forma preferida de dispositivo de expansión, pueden usarse otros dispositivos de expansión y se incluyen dentro del alcance de la presente invención. Éstos incluyen, por ejemplo, válvulas de expansión termostáticas, tubos capilares, válvulas de expansión automáticas, válvulas de expansión electrónicas, y otros dispositivos para reducir o controlar la presión y/o temperatura de un refrigerante líquido.

## ES 2 308 969 T3

Como se muestra en la Figura 1, el compresor 12 se acopla al condensador 14 mediante una línea de descarga 20. La válvula o dispositivo multifuncional 18 está acoplada al condensador 14 mediante una línea de líquido 22 acoplada a una primera entrada 24 de la válvula multifuncional 18. Adicionalmente, la válvula multifuncional 18 está acoplada a la línea de descarga 20 en una segunda entrada 26. Una línea de suministro del evaporador 28 acopla la válvula o dispositivo multifuncional 18 al evaporador 16, y una línea de aspiración 30 acopla la salida del evaporador 16 a la entrada del compresor 12. Un detector de temperatura 32 se monta en la línea de aspiración 30 y está conectado operativamente a la válvula multifuncional 18 a través de una línea de control 33. De acuerdo con un aspecto importante de la presente invención, el compresor 12, el condensador 14, la válvula o dispositivo multifuncional 18 (o cualquier otro dispositivo de expansión adecuado) y el detector de temperatura 32 se localizan dentro de una unidad de control 34 que puede localizarse de forma remota desde una carcasa de refrigeración 36 en la que está localizado el evaporador 16.

El sistema de refrigeración con compresión de vapor de la presente invención puede utilizar esencialmente cualquier fluido de transferencia de calor disponible en el mercado incluyendo refrigerantes tales como clorofluorocarbonos, por ejemplo, R-12 que es un diclorofluorometano, R-22 que es un monoclorofluorometano, R-500 que es un refrigerante azeotrópico compuesto por R-12 y R-152a, R-503 que es un refrigerante azeotrópico compuesto por R-23 y R-13, R-502 que es un refrigerante azeotrópico compuesto por R-22 y R-115. Otros refrigerantes ilustrativos incluyen, aunque sin limitación, R-12, R-114, R-141b, 123a, 123, R-114 y R-11. Adicionalmente, la presente invención puede también usarse con otros tipos de refrigerantes tales como, por ejemplo, hidroclorofluorocarbonos tales como 141b, 123a, 123 y 124 así como hidrofluorocarbonos tales como R134a, 134, 152, 143a, 125, 32, 23 y los HFC azeotrópicos AZ-20 y AZ-50 (conocido habitualmente como R-507). Los refrigerantes mixtos tales como MP-39, HP-80, FC-14, R-717, y HP-62 (conocido habitualmente como R-404a), son refrigerantes adicionales. Por consiguiente, debe entenderse que el refrigerante particular o combinación de refrigerante utilizado en la presente invención no pretende ser crítico para el funcionamiento de la presente invención ya que esta invención se espera que funcione con una mayor eficacia del sistema con prácticamente todos los refrigerantes de lo que puede conseguirse con cualquier sistema de refrigeración con compresión de vapor conocido anteriormente utilizando el mismo refrigerante.

Durante el funcionamiento, el compresor 12 comprime el fluido refrigerante (descarga de vapor del evaporador 16) a una presión y temperatura relativamente alta. La temperatura y presión a la que este refrigerante se comprime mediante el compresor 12 dependerá del tamaño particular del sistema de refrigeración 10 y de los requisitos de carga de refrigeración. El compresor 12 bombea vapor a alta presión a la línea de descarga 20 y hacia el condensador 14. Como se describirá con mayor detalle a continuación, durante las operaciones de refrigeración, la segunda entrada 26 está cerrada y toda la salida del compresor 12 se bombea a través del condensador 14.

En el condensador 14, un medio tal como aire y agua se sopla pasadas las bobinas dentro del condensador haciendo que el fluido de transferencia de calor presurizado cambie a estado líquido. La temperatura de las gotas de refrigerante líquido en aproximadamente 10°F a 40°F (5,6°C a 4,4°C) dependiendo del refrigerante particular empleado como calor latente dentro del fluido refrigerante se expulsa durante el proceso de condensación. El condensador 14 descarga el refrigerante licuado a la línea de líquido 22. Como se muestra en la Figura 1, la línea de líquido 22 descarga inmediatamente en la válvula o dispositivo multifuncional 18. Como la línea de líquido 22 es relativamente corta, el líquido llevado por la línea 22 no aumenta o disminuye sustancialmente de temperatura o presión según pasa del condensador 14 a la válvula o dispositivo multifuncional 18.

Configurando el sistema de refrigeración 10 para que tenga una corta línea de líquido, el sistema de refrigeración 10 suministra ventajosamente cantidades sustanciales de refrigerante líquido a la válvula o dispositivo multifuncional 18 a una baja temperatura y una alta presión, perdiendo poco de las capacidades de absorción de calor del refrigerante líquido por el calentamiento mínimo de líquido antes de que entre la válvula o dispositivo multifuncional 18 o mediante una pérdida en la presión del líquido.

La descarga del fluido de transferencia de calor por el condensador 14 entra en la válvula o dispositivo multifuncional 18 en una primera entrada 24 y experimenta una expansión volumétrica a un caudal determinado por la temperatura de la línea de aspiración 30 al detector de temperatura 32. La válvula o dispositivo multifuncional 18 descarga el fluido de transferencia de calor como una mezcla de líquido y vapor refrigerante a la línea de suministro del evaporador 28. El detector de temperatura 32 libera información de temperatura a través de la línea de control 33 a la válvula multifuncional 18. Los especialistas en la técnica entenderán que el sistema de refrigeración 10 puede usarse en una amplia variación de aplicaciones para controlar la temperatura de un recinto, tal como un expositor de refrigeración donde se almacenan artículos comestibles perecederos.

Los especialistas en esta técnica reconocerán adicionalmente que la colocación de una válvula para expansión volumétrica del fluido refrigerante en las proximidades cercanas del condensador, y la longitud relativamente grande de la línea de suministro del evaporador 28 entre el dispositivo de expansión 18 y el evaporador 16, difiere considerablemente de los sistemas de la técnica anterior. Por ejemplo, en los sistemas de la técnica anterior típicos, como un dispositivo de expansión se sitúa inmediatamente adyacente a la entrada del evaporador y, si se usa un dispositivo detector de temperatura, este dispositivo detector de temperatura se monta típicamente en proximidad cercana a la salida del evaporador. Como se ha descrito previamente, dichos sistemas sufren una mala eficacia debido a que el evaporador se suministra típicamente con un refrigerante en forma líquida o sustancialmente en forma líquida con sólo una pequeña fracción de vapor que acoplado con el flujo bajo asociado inherentemente con el mismo, produce una refrigeración relativamente ineficaz particularmente a las partes iniciales de la bobina de refrigeración.

## ES 2 308 969 T3

En contraste con la técnica anterior, el sistema de refrigeración con compresión de vapor de la presente invención utiliza una línea de suministro del evaporador que mediante de su diámetro y longitud facilite la conversión de líquido a una mezcla de líquido y vapor durante su desplazamiento desde el dispositivo de expansión (por ejemplo una válvula o dispositivo multifuncional 18) al evaporador. Como resultado, una cantidad significativa del componente líquido de la misma se convierte en un vapor dando como resultado que el suministro de refrigeración a la entrada del evaporador 16 tenga un contenido sustancial de vapor y un alto caudal correspondiente que proporciona una transferencia de calor sustancialmente mejorada a lo largo de sustancialmente toda la longitud de la bobina o bobinas de refrigeración. Esta eficacia de transferencia de calor mejorada puede ir acompañada también de otros beneficios y ventajas. Por ejemplo, la acumulación de hielo o escarcha sobre las superficies de la bobina de refrigeración particularmente aquellas superficies de la bobina de refrigeración más cercana a la entrada del evaporador, se reduce sustancialmente, minimizando significativamente de esta manera la necesidad de descongelar la misma. Adicionalmente, el diferencial de temperatura entre las bobinas de refrigeración y el aire que circula en relación de intercambio de calor con las mismas se minimiza, proporcionando de esta manera niveles de humedad más uniformes en los expositores de refrigeración y compartimentos congeladores asociados con los mismos y prácticamente elimina la acumulación de humedad o escarcha sobre las superficies de productos contenidos en estos expositores de refrigeración y congeladores. Adicionalmente, los sistemas de la presente invención se caracterizan por un consumo de energía y un coste de funcionamiento, reducidos, ya que la parte del ciclo de operación durante el que el compresor se ejecuta es significativamente menor que con los sistemas de refrigeración/congelador convencionales que funcionan a las mismas cargas.

Haciendo referencia a la Figura 2, el fluido de transferencia de calor (vapor refrigerante a alta presión) entra en la primera entrada 24 y atraviesa el primer pasaje 38 a una cámara común 40. Una válvula de expansión 42 se sitúa adyacente al primer pasaje 38 cerca de la primera entrada 24. La válvula de expansión 42 mide el flujo de fluido de transferencia de calor a través del primer pasaje 38 mediante un diafragma (no mostrado) encerrado dentro de una carcasa de válvula superior 44. En la realización ilustrada, el suministro de refrigerante experimenta una expansión en serie en dos etapas, la expansión ocurre en la primera válvula de expansión 42, siendo una expansión modulada cuando, por ejemplo, la válvula de expansión 42 es una válvula de expansión termostática, y la segunda expansión en la cámara común 40 es una expansión continua o no modulada.

La línea de control 33 está conectada a una entrada 62 localizada en la carcasa de la válvula superior 44. Las señales producidas a través de la línea de control 33 activan el diafragma dentro de la carcasa de válvula superior 44. El diafragma acciona un ensamblaje de válvula 54 (mostrada en la Figura 4) para controlar la cantidad de fluido de transferencia de calor que entra en la cámara de expansión (mostrado en la Figura 4) desde la primera entrada 24. Una válvula de acceso 46 se sitúa en el primer pasaje 48 cerca de la cámara común 40. En una realización preferida a la invención, la válvula de acceso 46 es una válvula de solenoide capaz de terminar el flujo de fluido de transferencia de calor a través del primer pasaje 38 como respuesta a una señal eléctrica.

Como se muestra en la Figura 3, un segundo pasaje 48 de válvula o dispositivo multifuncional 18 acopla la segunda entrada 26 a la cámara común 40. El fluido refrigerante experimenta expansión volumétrica según entra en la cámara común 40. Una válvula de acceso 50 se sitúa en el segundo pasaje 48 cerca de la cámara común 40. En una realización preferida de la invención, la válvula de acceso 50 es una válvula de solenoide capaz de terminar el flujo de fluido de transferencia de calor a través del segundo pasaje 48 después de recibir una señal eléctrica. La cámara común 40 descarga el fluido de transferencia de calor desde la válvula o dispositivo multifuncional 18 a través de una salida 41.

Como se muestra en la Figura 4, la válvula multifuncional 18 incluye una cámara de expansión 52 adyacente a la primera entrada 22, un ensamblaje de válvula 54, y una carcasa de válvula superior 44. El ensamblaje de válvula 54 está accionado por un diafragma (no mostrado) contenido dentro de la carcasa de válvula superior 44. El primer y segundo tubos 56 y 57 se localizan intermedios entre la cámara de expansión 40 y un cuerpo de válvula 60. Las válvulas de acceso 46 y 50 se montan sobre el cuerpo de válvula 60.

De acuerdo con otro aspecto de la presente invención, el sistema de refrigeración 10 puede funcionar en un modo de descongelación cerrando la válvula de acceso 46 y abriendo la válvula de acceso 50. En el modo descongelación, un fluido de transferencia de calor a alta temperatura entra por la segunda entrada 26 y atraviesa el segundo pasaje 48 y entra en la cámara común 40. Los vapores de alta temperatura se descargan a través de la salida 41 y atraviesan la línea de suministro del evaporador 28 que descarga directamente en la entrada de la bobina de refrigeración en el evaporador 16.

Durante el ciclo de descongelación, cualquier bolsa de aceite atrapada en el sistema se calentará y se moverá en la misma dirección que el flujo del fluido de transferencia de calor. Forzando gas caliente a través del sistema en una dirección hacia adelante, el aceite atrapado finalmente volverá al compresor. El gas caliente se desplazará a través del sistema a una velocidad relativamente alta, dando al gas menos tiempo para enfriarse, mejorando de esta manera la eficacia de descongelación. El método de descongelación de flujo hacia adelante de la invención ofrece numerosas ventajas respecto al método de descongelación de flujo inverso.

Por ejemplo, los sistemas de descongelación de flujo inverso emplean una válvula de retención de pequeño diámetro cerca de la entrada del evaporador. La válvula de retención restringe el flujo de gas caliente en la dirección inversa reduciendo su velocidad y, de esta manera, su eficacia de descongelación. Adicionalmente, el método de descongelación de flujo hacia adelante de la invención evita la acumulación de presión en el sistema durante el proceso de descongelación. Adicionalmente, los métodos de flujo inverso tienden a empujar el aceite atrapado en el sistema

## ES 2 308 969 T3

de nuevo hacia la válvula de expansión. Esto es indeseable ya que el exceso de aceite en la válvula de expansión puede provocar pegado, que restringe el funcionamiento de la válvula. También, con la descongelación hacia adelante, la presión de la línea de líquido no se reduce en ninguno de los circuitos de refrigerante adicionales que funcionan además del circuito de descongelación.

5 La capacidad de descongelación de flujo hacia adelante de la invención ofrece también numerosos beneficios operativos como resultado de una eficacia de descongelación mejorada. Por ejemplo, forzando el aire atrapado de nuevo hacia el compresor, se evita el estancamiento de líquido que tiene el efecto de aumentar la vida útil del equipo. Adicionalmente, se consiguen unos costes operativos reducidos porque se requiere menos tiempo para descongelar el sistema. Como el flujo de gas caliente puede terminarse rápidamente, el sistema puede volver rápidamente a las condiciones de refrigeración normales. Cuando la escarcha se retira del evaporador 16, el detector de temperatura 32 detecta un aumento de temperatura y el fluido de transferencia de calor en la línea de aspiración 30. Cuando la temperatura sube a un punto de ajuste dado, la válvula de acceso 50 en la válvula multifuncional 18 se cierra y el sistema está listo para reanudar la operación de refrigeración.

15 Los especialistas en esta técnica entenderán, que pueden realizarse numerosas modificaciones para permitir que el sistema de refrigeración de esta invención se dirija a diversas aplicaciones. Por ejemplo, sistemas de refrigeración que funcionan en tiendas de alimentos al por menor típicamente incluyen numerosos expositores de refrigeración a los que puede darse servicio mediante un sistema de compresor común. También, en aplicaciones que requieren refrigeración con altas cargas térmicas, pueden usarse múltiples compresores para aumentar la capacidad de refrigeración del sistema de refrigeración. Las ilustraciones de dichas disposiciones se muestran y describen en la Patente de Estados Unidos mencionada anteriormente N° 6.314.747.

25 Los siguientes ejemplos se proporcionan con propósitos de ilustración del rendimiento y las ventajas de los sistemas de refrigeración con compresión de vapor de la presente invención en comparación con los sistemas de refrigeración convencionales.

### Ejemplo I

30 El circuito de refrigeración de un Congelador Tyler Chest de cinco pies (1,52 m) se equipó con un dispositivo multifuncional del tipo descrito en este documento, válvula en un circuito de refrigeración, y una válvula de expansión convencional que se bombeó en una línea de circunvalación de manera que el circuito de refrigeración podía funcionar como un sistema de refrigeración convencional y como un sistema de refrigeración XDX dispuesto de acuerdo con la invención. El circuito de refrigeración descrito anteriormente se equipó con una línea de suministro del evaporador que tenía un diámetro de tubo externo de aproximadamente 0,375 pulgadas (0,953 cm) y una longitud de tubo eficaz de aproximadamente 10 pies (3,048 m). El circuito de refrigeración estaba accionado por un compresor hermético Copeland. En el modo XDX, el bulbo detector estaba unido a la línea de aspiración a aproximadamente 18 pulgadas (46 cm) del compresor, mientras que en el modo convencional el bulbo detector estaba adyacente a la salida del evaporador. El circuito se cargó con aproximadamente 28 onzas (792 g) de refrigerante R-12 disponible en Du Pont Company. El circuito de refrigeración estaba equipado también con una línea de circunvalación que se extendía desde la línea de descarga desde el compresor a la línea de suministro del evaporador para descongelación del flujo hacia adelante (véase la Figura 1). Todas las medidas de temperatura del aire ambiente refrigerado se realizaron usando un ACPS Data Logger@ (Modelo DL300) con un detector de temperatura localizado en el centro de la carcasa de refrigeración aproximadamente 4 pulgadas (10 cm) por encima del suelo.

#### *Sistema XDX - Operación a Temperatura Media*

50 La temperatura operativa nominal del evaporador era 20°F (-6,7°C) y la temperatura operativa nominal del condensador era 120°F (48,9°C). El evaporador manipulaba una carga de refrigeración de aproximadamente 3.000 btu/h (21 g cal/s). La válvula o dispositivo multifuncional medía una mezcla de líquido/vapor refrigerante a la línea de suministro del evaporador a una temperatura de aproximadamente 20°F (-6,7°C). El bulbo detector se ajustó para mantener aproximadamente 25°F (°C) de supercalentamiento al vapor que fluía de la línea de aspiración. El compresor descargaba aproximadamente 2.199 pies/min (670 m/min) de refrigerante presurizado a la línea de descarga a una temperatura de condensación de aproximadamente 120°F (48,9°C) y una presión de aproximadamente 172 lbs/pulgada<sup>2</sup> (1,186 kPa).

#### *Sistema XDX - Operación a Temperatura Baja*

60 La temperatura operativa nominal del evaporador era -5°F (-20,5°C) y la temperatura operativa nominal del condensador era 115°F (46,1°C). El evaporador manipulaba una carga de refrigeración de aproximadamente 3.000 Btu/h (21 g cal/s). La válvula o dispositivo multifuncional medía refrigerante a la línea de suministro del evaporador a una temperatura de aproximadamente -5°F (-20,5°C). El bulbo detector se ajustó para mantener aproximadamente 20°F (11,1°C) de supercalentamiento del vapor que fluía hacia la línea de aspiración. El compresor descargaba vapor refrigerante presurizado a la línea de descarga a una temperatura de condensación de aproximadamente 115°F (46,1°C). El Sistema XDX funcionaba sustancialmente igual en la operación a baja temperatura que en la operación a temperatura media con excepción de que los ventiladores de Congelador Tyler Chest se retrasaron durante 5 minutos después de la descongelación para retirar el calor de la bobina del evaporador y permitir que el agua drenara desde la bobina.

## ES 2 308 969 T3

El sistema de refrigeración XDX funcionó durante un periodo de aproximadamente 24 horas a una operación a temperatura media y aproximadamente 18 horas a operación a temperatura baja. La temperatura del aire ambiente dentro del Congelador Tyler Chest se midió aproximadamente cada minuto durante las 23 horas del periodo de ensayo. La temperatura del aire se midió continuamente durante el periodo de ensayo, mientras que el sistema de refrigeración funcionaba en ambos modos de refrigeración y modo de descongelación. Durante los ciclos de descongelación, el circuito de refrigeración funcionaba en modo de descongelación hasta que la temperatura de bulbo detector alcanzaba aproximadamente 50°F (10°C). Las estadísticas de la medida de temperatura aparecen en la Tabla A a continuación.

### *Sistema Convencional - Operación a Temperatura Media con Sistema Eléctrico*

El congelador Tyler Chest descrito anteriormente se equipó con una línea de circunvalación que se extendía entre la línea de descarga del compresor y la línea de aspiración para la descongelación de flujo inverso. La línea de circunvalación está equipada con una válvula de solenoide para permitir el acceso al flujo de refrigerante de alta temperatura en la línea. Un elemento de descongelación eléctrico se activó para calentar la bobina. Una válvula de expansión convencional se instaló inmediatamente adyacente a la entrada del evaporador y el bulbo detector de temperatura se unió a la línea de aspiración inmediatamente adyacente a la salida del evaporador. El bulbo detector se ajustó para mantener aproximadamente 6°F (3,3°C) de supercalentamiento de vapor que fluía en la línea de aspiración. Antes de la operación, el sistema se cargó con aproximadamente 48 onzas (1,36 kg) de refrigerante R-12.

El sistema de refrigeración convencional funcionó durante un periodo de aproximadamente 24 horas con operación a temperatura media. La temperatura del aire ambiente dentro del Congelador Tyler Chest se midió aproximadamente cada minuto durante las 24 horas del periodo de ensayo. La temperatura del aire se midió continuamente durante el periodo de ensayo, aunque el sistema de refrigeración funcionó en ambos modos de refrigeración y en modo de descongelación eléctrica. Durante los ciclos de descongelación, el circuito de refrigeración funcionó en modo de descongelación hasta que la temperatura del bulbo detector alcanzó aproximadamente 50°F (10°C). Las estadísticas de la medida de temperatura aparecen en la Tabla A a continuación.

### *Sistema Convencional - Operación a Temperatura Media con Descongelación con Aire*

El Congelador Tyler Chest descrito anteriormente se equipó con un receptor para proporcionar un suministro de líquido apropiado a la válvula de expansión y un secador de línea de líquido se instaló para permitir una reserva de refrigerante adicional. La válvula de expansión y la válvula detectora se situaron en la misma localización que en el sistema de descongelación eléctrico descrito anteriormente. El bulbo detector se ajustó para mantener aproximadamente 8°F (4,4°C) de supercalentamiento de vapor que fluye en la línea de aspiración. Antes de la operación, el sistema se cargó con 34 onzas. (0,966 kg) de refrigerante R-12.

El sistema de refrigeración convencional funcionó durante un periodo de 24,2 horas con operación a temperatura media. La temperatura del aire ambiente dentro del Congelador Tyler Chest se midió aproximadamente cada minuto durante las 24,2 horas del periodo de ensayo. La temperatura del aire se midió continuamente durante el periodo de ensayo mientras el sistema de refrigeración funcionó en modo de refrigeración y en modo de descongelación con aire. De acuerdo con la práctica convencional, se programaron cuatro ciclos de descongelación cada uno de los cuales duraba aproximadamente de 36 a 40 minutos. Los datos de medida de temperatura aparecen en la Tabla A a continuación.

TABLA A

*Temperaturas de refrigeración (°F/°C)*

	<b>XDX<sup>1</sup></b> Temperatura Media	<b>XDX<sup>1</sup></b> Temperatura Baja	<b>Convencional<sup>2</sup></b> Temperatura Media Descongelación Eléctrica	<b>Convencional<sup>2</sup></b> Temperatura Media Descongelación con Aire
Media	38,7/3,7	4,7/-15,2	39,7/4,3	39,6/4,2
Desviación Típica	0,8	0,8	4,1	4,5
Varianza	0,7	0,6	16,9	20,4
Intervalo	7,1	7,1	22,9	26,0

- 1) un ciclo de descongelación durante un periodo de ensayo de 23 horas
- 2) tres ciclos de descongelación durante un periodo de ensayo de 24 horas

## ES 2 308 969 T3

Como se ha ilustrado anteriormente, el sistema de refrigeración XDX dispuesto de acuerdo con la invención mantiene una temperatura deseada dentro del cofre del congelador con menos variación de temperatura que en un sistema convencional. La desviación típica, la varianza y el intervalo de las medidas de temperatura para los datos de temperatura media son sustancialmente menores para XDX que para sistemas convencionales. En consecuencia, los datos de baja de temperatura para XDX muestran que se compara favorablemente con los datos de temperatura media XDX.

Durante los ciclos de descongelación, la elevación de temperatura en el cofre del congelador se controló para determinar la temperatura máxima dentro del congelador. Esta temperatura debería ser tan próxima a la temperatura de refrigeración operativa como sea posible para evitar el deterioro de productos alimentarios almacenados en el congelador. La temperatura de descongelación máxima para el sistema XDX y para los sistemas convencionales se muestra en la Tabla B y Tabla C.

TABLA B

*Temperatura de descongelación máxima (°F/°C)*

	XDX	CONVENCIONAL DESCONGELACIÓN ELÉCTRICA	CONVENCIONAL DESCONGELACIÓN CON AIRE
TEMPERATURA MEDIA	44,4/6,9	55,0/12,8	58,4/14,7

### Ejemplo II

En el congelador Tyler Chest equipado con circuitos de descongelación eléctricos, el ensayo operativo a temperatura baja se realizó usando el circuito de descongelación eléctrico para descongelar el evaporador. El tiempo necesario para que el sistema XDX y el sistema de descongelación eléctrico completaran la descongelación y volvieran a los 5°F (-14,4°C) del punto de ajuste operativo aparecen en la Tabla C a continuación.

TABLA C

*Tiempo necesario para volver a la temperatura de refrigeración de 5°F (-15°C) después de*

	XDX	Sistema Convencional con Descongelación Eléctrica
Duración de Descongelación (min)	10	36
Tiempo de Recuperación (min)	24	144

Como se muestra anteriormente, el sistema XDX usando descongelación de flujo hacia adelante a través de la válvula multifuncional necesita menos tiempo para descongelar completamente el evaporador, y sustancialmente menos tiempo para volver a la temperatura de refrigeración.

### Ejemplo III

Este Ejemplo compara el rendimiento del sistema de refrigeración con compresión de vapor de la presente invención (el sistema XDX) con el de un sistema convencional que funciona en el intervalo de temperatura media.

El circuito de refrigeración de 8 pies (2,43 m) expositor de carne IFI (Modelo EM5G-8) se equipó con un dispositivo multifuncional como se describe en este documento (que incluía una válvula de expansión termostática Sporlan de cuerpo Q). Una válvula de expansión termostática similar se instaló hacia una línea de circunvalación de manera que el circuito de refrigeración podía funcionar como un sistema de refrigeración XDX o como un sistema de refrigeración convencional.

Este circuito de refrigeración incluía una línea de suministro del evaporador (en el modo XDX) que tenían un diámetro del tubo externo de 0,5 pulgadas (1,27 cm) y una longitud de ejecución (del compresor al evaporador) de aproximadamente 35 pies (10,67 m). La línea de suministro de líquido (en el modo convencional) tenía un diámetro de tubo externo de 0,375 pulgadas (0,95 cm) y aproximadamente la misma longitud de ejecución. Ambos métodos de operación usaban el mismo condensador, evaporador y línea de aspiración que tenía un diámetro externo de 0,875 pulgadas (2,22 cm). En ambos modos de operación, el circuito de refrigeración se accionó mediante un compresor Bitzer Modelo 2CL-3.2Y.

## ES 2 308 969 T3

Un bulbo detector se unió a la línea de aspiración aproximadamente a dos pies (0,61 m) desde el compresor en el modo XDX y se acopló al dispositivo multifuncional como se ha descrito anteriormente con respecto a la Figura 1. El componente de válvula de expansión termostática del dispositivo multifuncional se ajustó a 20°F (11,1°C) de supercalentamiento.

5

En el modo convencional, la válvula de expansión termostática se localizó adyacente a la entrada del evaporador y el detector adyacente a la salida del evaporador. La válvula se ajustó para abrirse cuando el supercalentamiento medido por el detector estaba por encima de 8°F (4,4°C).

10

En ambos modos de operación, los circuitos se cargaron con cantidades similares de refrigerante AZ-50 y el rango de temperatura operativa en el caso de la carne era de 32°F (0°C) a 36°F (2,2°C). Las medidas de datos se realizaron con un caudalímetro de Sponsler Company (Westminster, S.C.) (Modelo IT-300N) y un caudalímetro de vapor adaptado (Modelo SP1-CB-PH7-A-4X) y un registrador Logic Beach, Inc. (La Mesa, CA) Hyperlogger (Modelo HLI).

15

Las Figuras 5-8 muestran datos de refrigerante recogido en la entrada del operador sobre dos ciclos operativos consecutivos representativos para el sistema XDX de este Ejemplo. En la Figura 5, la presión del refrigerante (psi) y la temperatura (°F) se designan mediante los números de referencia 101 y 102, respectivamente. La temperatura de aire de suministro correspondiente (°F) y la temperatura del aire de retorno (°F) se designan respectivamente igualmente por los números de referencia 103 y 104. El caudal volumétrico (cfm) se muestra en la Figura 6, la densidad (lbs/pie<sup>2</sup>) en la Figura 7 y el caudal másico (lbs/min) en la Figura 8, todos ellos para los mismos dos ciclos de operación.

20

Los datos correspondientes de refrigerante recogido a la entrada del evaporador sobre dos ciclos operativos consecutivos representativos del sistema convencional se muestran en las Figuras 9-12. En particular, la Figura 9 es similar a la Figura 5 en que muestra la presión de entrada (psi) y temperatura (°F) respectivamente designadas por los números de referencia 105 y 106, con la temperatura de aire de suministro correspondiente (°F) y temperatura del aire de retorno (°F) designándose respectivamente con los números de referencia 107 y 108. El caudal volumétrico (cfm) como se muestra en la Figura 10, densidad (lbs/pie<sup>2</sup>) y el caudal másico (lbs/min) se muestran igualmente en las Figuras 11 y 12 para el sistema de refrigerante convencional.

25

Como puede observarse a partir de una comparación de las Figuras 5 y 9, la temperatura diferencial entre el aire de suministro y el aire de retorno en el sistema XDX es significativamente más cercano que la temperatura diferencial entre el aire de suministro y el aire de retorno en el sistema convencional. También, la porción de cada ciclo operativo cuando el compresor está bombeando es de duración más corta para el sistema XDX que con el sistema convencional.

30

35

Las Tablas D y E, mostradas a continuación, son tabulaciones de datos de caudal de refrigerante mostrados en las Figuras 6-8 (XDX) y en las Figuras 10-12 (convencional) durante las partes de los ciclos de refrigeración de cada uno cuando el compresor está en funcionamiento. Los datos se recogieron usando un medidor de lectura de vapor que, debido a la constitución vapor/líquido del suministro de refrigerante, no puede precisar cuantitativamente y de esta manera los valores medios aritméticos no pueden interpretarse como que reflejan CFM real o lbs/min. Los valores de volumen, densidad y masa dados en las Tablas D y E pueden convertirse de cfm, lbs/pie<sup>3</sup> y lbs/min respectivamente a m<sup>3</sup>/min, kg/m<sup>3</sup> y kg/min usando los siguientes factores de conversión: 1 cfm ~ 0,028 m<sup>3</sup>/min; 1 lb/pie<sup>3</sup> ~ 15,89 kg/m<sup>3</sup>; 1 lb/min ~ 0,45 kg/min.

40

45

Independientemente, se cree que estos valores son fiables para las comparaciones indicadas en las conclusiones que siguen inmediatamente a estas Tablas.

50

(Tabla pasa a página siguiente)

55

60

65

## ES 2 308 969 T3

TABLA D

*Temperatura media - sistema XDX caudal de refrigerante de entrada al evaporador*

5	<b>TIEMPO</b>	<b>VOLUMEN</b>	<b>DENSIDAD</b>	<b>MASA</b>
	<b><u>(SEGUNDOS)</u></b>	<b><u>(cfm)</u></b>	<b><u>(lbs/pie<sup>3</sup>)</u></b>	<b><u>(lbs/min)</u></b>
10	0	4,20	0,96	4,04
	5	3,68	0,92	3,38
15	10	1,81	1,16	2,10
	15	1,09	1,30	1,41
	20	2,59	1,39	3,59
20	25	1,07	1,43	1,52
	30	1,07	1,47	1,56
	35	2,18	1,51	3,29
25	40	1,03	1,55	1,60
	45	1,01	1,61	1,61
	50	1,03	1,65	1,70
30	55	1,01	1,68	1,69
	60	1,03	1,68	1,73
	65	1,07	1,69	1,80
35	70	1,05	1,69	1,77
	75	1,03	1,69	1,74
	80	1,03	1,70	1,75
40	85	2,20	1,70	3,75
	90	1,19	1,70	2,03
	95	1,06	1,71	1,80
45	100	1,12	1,71	1,91
	105	1,04	1,70	1,76
50	110	1,06	1,70	1,80
	115	1,08	1,69	1,82
	120	2,42	1,67	4,03
55	125	1,06	1,62	1,71

60

65

ES 2 308 969 T3

	130	1,04	1,55	1,61
	135	1,10	1,46	1,60
5	140	1,08	1,39	1,49
	<u>145</u>	<u>0,97</u>	<u>1,29</u>	<u>1,25</u>
10	Promedio Aritmético	1,45	1,54	2,10
15	Desviación Típica	0,82	0,22	0,83
	Media Aritmética	1,45	1,53	2,09
20	Mediana	1,07	1,64	1,75

TABLA E

*Temperatura media - sistema convencional caudal de refrigerante de entrada al evaporador*

	<b>TIEMPO (SEGUNDOS)</b>	<b>VOLUMEN (cfm)</b>	<b>DENSIDAD (lbs/pie<sup>3</sup>)</b>	<b>MASA (lbs/min)</b>
35	0	1,46	1,46	2,13
	5	1,44	1,54	2,21
	10	1,40	1,48	2,06
40	15	1,46	1,56	2,28
	20	1,89	1,65	3,11
	25	1,44	1,69	2,43
45	30	1,66	1,62	2,70
	35	1,70	1,56	2,66
	40	1,00	1,51	1,52
50	45	1,09	1,50	1,63
	50	1,04	1,49	1,56
55	55	1,54	1,51	2,33
	60	1,64	1,55	2,55
	65	1,21	1,57	1,90
60	70	1,19	1,59	1,89

65

## ES 2 308 969 T3

	75	1,19	1,60	1,90
	80	1,18	1,59	1,89
5	85	1,08	1,57	1,69
	90	1,06	1,54	1,62
	95	0,97	1,48	1,44
10	100	0,89	1,45	1,29
	105	0,81	1,43	1,16
	110	1,06	1,42	1,50
15	115	0,85	1,41	1,20
	120	0,95	1,45	1,38
	125	1,08	1,51	1,63
20	130	1,28	1,55	1,99
	135	1,22	1,57	1,92
	140	1,26	1,58	1,99
25	145	1,25	1,57	1,96
	150	2,03	1,52	3,10
	155	1,14	1,46	1,57
30	160	0,96	1,42	1,37
	165	0,82	1,32	1,08
35	<u>170</u>	<u>0,43</u>	<u>1,19</u>	<u>0,51</u>
	Promedio	1,23	1,52	1,88
40	Aritmético			
	Desviación	0,33	0,09	0,56
	Típica			
45	Media	1,22	1,51	1,86
	Aritmética			
50	Mediana	1,19	1,52	1,89

Estos datos muestran que en un ciclo de refrigeración dado, el compresor en el sistema XDX de la presente invención estuvo bombeando durante aproximadamente 145 segundos mientras que en el sistema convencional estuvo bombeando durante 170 segundos (aproximadamente 17,2% mayor). Por consiguiente, los requisitos de energía para el sistema XDX en un ciclo de refrigeración dado son significativamente menores que los requisitos de energía para un sistema de refrigeración de compresión de vapor convencional que manipula la misma carga de refrigeración.

Correspondientemente, como se ha demostrado mediante una comparación de los caudales de entrada volumétricos para los sistemas XDX y convencional, el caudal volumétrico XDX a la entrada al evaporador era de aproximadamente el 18% y el caudal másico XDX era aproximadamente el 11% mayor que el del sistema convencional. Además, el volumen más consistente, densidad y datos másicos para el sistema convencional comparado con el sistema XDX (demostrado por los cálculos con menor desviación típica) sugiere una mayor consistencia en la constitución del suministro de refrigerante y un mayor contenido de líquido para el suministro del sistema convencional que en el sistema XDX. Como tal, estos datos confirman que en el sistema XDX, el suministro de refrigerante a la entrada del evaporador se caracteriza por una mayor proporción de vapor a líquido que el suministro de refrigerante frente al evaporador en un sistema de refrigeración con compresión de vapor que funciona a los mismos requisitos de carga de refrigeración y con componentes idénticos de condensador, evaporador y compresor.

## ES 2 308 969 T3

Adicionalmente, los datos recogidos en la salida del evaporador en el Ejemplo III eran consistentes con los caudales volumétricos y máscicos en la entrada (es decir, los caudales volumétricos y máscicos del sistema XDX eran respectivamente aproximadamente el 18% y el 11% mayores que los caudales volumétricos y máscicos del sistema convencional) confirmando que la descarga de refrigerante desde el evaporador en el modo XDX contenía algún líquido mientras que la descarga de refrigerante desde el evaporador en el modo convencional era enteramente vapor. La cantidad de líquido en la descarga del evaporador en modo XDX sin embargo, era suficientemente pequeña de manera que el suministro al compresor era totalmente vapor. Por consiguiente, en el modo XDX, el calor latente de vaporización se utilizó junto con toda la bobina mientras que una parte significativa de la bobina del evaporador en el modo convencional no utiliza el calor latente de evaporación del refrigerante. Con los datos mostrados, la bobina del evaporador en un sistema XDX es más eficaz a lo largo de toda la trayectoria de refrigerante en el evaporador mientras que en el sistema convencional comparable es menos eficaz al menos en aquellas porciones de la bobina adyacente a la entrada y salida del evaporador.

### Ejemplo IV

Este Ejemplo compara el rendimiento de un sistema de refrigeración con compresión de vapor de la presente invención (el sistema XDX) con el de un sistema convencional que funciona en el intervalo a baja temperatura.

El circuito de refrigeración de un congelador IFI de cuatro puertas (modelo EPG-4) se equipó con un dispositivo multifuncional como se describe en este documento (que incluirá una válvula de expansión termostática Sporlan con cuerpo Q). Una válvula de expansión termostática se instaló hacia una línea de circunvalación de manera que el circuito de refrigeración podía funcionar como un sistema de refrigeración XDX o un sistema de refrigeración convencional.

Este circuito de refrigeración incluía una línea suministro de evaporador (en el modo XDX) que tenía un diámetro de tubo externo de 0,5 pulgadas (1,27 cm) y una longitud de ejecución de la unidad compresorizada (el ensamblaje del compresor, condensador y receptor) al evaporador de aproximadamente 20 pies (6,10 m) era la misma para ambos modos convencional y XDX. La línea de suministro de líquido (en el modo convencional) tenía un diámetro de tubo externo de 0,375 pulgadas (0,95 cm) y aproximadamente la misma longitud ejecución. Ambos modos de operación usaban el mismo evaporador condensador y línea de aspiración que tenía un diámetro externo de 0,875 pulgadas (2,22 cm). En ambos modos de operación, el circuito de refrigeración se accionó mediante un compresor Bitzer Modelo 2CL-4.2Y.

Un bulbo detector se unió a la línea de aspiración a aproximadamente dos pies (0,61 m) desde el compresor en el modo XDX y se acopló al dispositivo multifuncional como se ha descrito anteriormente con respecto a la Figura 1. El componente de la válvula de expansión termostática del dispositivo multifuncional se ajustó a 15°F (8,3°C) de supercalentamiento.

En el modo convencional, la válvula de expansión termostática se localizó adyacente a la entrada del evaporador y el detector adyacente a la salida del evaporador. La válvula se ajustó para abrirse cuando el supercalentamiento medido por el detector estaba por encima de 2°F (1,1°C).

En ambos modos de operación, los circuitos se cargaron con cantidades similares de refrigerante AZ-50 y el intervalo de la temperatura operativa del congelador era de -15°F (-26,1°C) a -20°F (-28,9°C). Las medidas de datos se realizaron con un caudalímetro Sponsler Company (Westminster, S.C.) (Modelo IT-300N9) y un caudalímetro adaptado (Modelo SP1-CB-PH7-A-4X) y un registrador Logic Beach, Inc. (La Mesa, CA) Hyperlogger (Modelo HL1).

La Figura 13 muestra los datos recogidos durante aproximadamente dos ciclos de operación para el sistema XDX de este Ejemplo. En particular, se muestra en grados Fahrenheit la temperatura del aire de suministro (110), la temperatura del aire de retorno (111), la temperatura de refrigerante en la entrada al evaporador (112), en el centro del evaporador (113) y en la salida del evaporador (114) y las presiones (psi) del refrigerante en la entrada al evaporador (115) y en el centro del evaporador (116).

En consecuencia, la Figura 15 muestra los datos recogidos sobre un número similar de ciclos de operación para el sistema de refrigeración con presión de vapor convencional de este Ejemplo. En particular, muestra temperaturas en grados Fahrenheit del aire de suministro (117), aire de retorno (118), refrigerante a la entrada del evaporador (119), refrigerante en el centro del evaporador (120) y salida del evaporador (121). La presión de refrigerante (psi) en la entrada del evaporador (122) y en el centro del evaporador (123) se muestran también.

Las Tablas F a I proporcionan una comparación de los datos mostrados en las Figuras 13 y 14 en momentos comparables en los ciclos de refrigeración de cada uno de los sistemas XDX y el sistema convencional. Los valores de temperatura, en °F, y presión, en lbs/pulgada<sup>2</sup> (psi), dados en las Tablas F a I pueden convertirse en unidades del Sistema Internacional de °C y kPa usando los siguientes factores de conversión. La temperatura en °F puede convertirse a temperatura en °C primero restando 32° de la temperatura en grados Fahrenheit y después multiplicando el resultado por 5/9. Las presiones en psi pueden convertirse en kPa multiplicando por 6,89.

## ES 2 308 969 T3

TABLA F

*Comparación de las temperaturas y presiones de la bobina del evaporador y temperaturas del aire de suministro/retorno para sistemas XDX y convencional a baja temperatura (30 segundos en la parte del ciclo en modo refrigeración)*

5

	<u>XDX</u>	<u>CONVENCIONAL</u>
Aire de Suministro (°F)	-19,9668	-19,0645
Aire de Retorno (°F)	-17,5977	-16,1275
Temperatura de Entrada a la Bobina del Evaporador (°F)	-18,6792	-13,4482
Presión de Entrada a la Bobina del Evaporador (psi)	17,9121	24,5381
Temperatura en el Centro de la Bobina del Evaporador (°F)	-19,9404	-23,2656
Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	3,51526	6,42481
Temperatura Salida Bobina del Evaporador (°F)	-18,1885	-17,9038

30

Los datos mostrados en la Tabla F se tomaron 30 segundos después de que el compresor respectivo en los sistemas de refrigeración XDX y convencional empezara a bombear. Como se muestra, el diferencial de temperatura a lo largo de la trayectoria de refrigerante en el evaporador es significativamente mayor para el sistema convencional que para el XDX. En particular, este diferencial de temperatura para XDX es +0,49°F/(0,27°C) mientras que para el sistema convencional es de -4,45°F/(2,47°C). Por consiguiente, en este punto en los ciclos operativos en cada una de estos sistemas, la uniformidad ventajosa de temperatura que puede conseguirse con XDX se demuestra fácilmente. De forma similar, en el sistema XDX el diferencial de temperatura entre el aire de suministro y el aire de retorno es de aproximadamente 2,37°F (1,32°C) mientras que el diferencial de temperatura entre el aire de suministro y el aire de retorno con el sistema convencional es de aproximadamente 2,94°F (1,63°C). En consecuencia, el diferencial de temperatura entre las bobinas de refrigeración y el aire que circula en el evaporador es significativamente menor para el sistema XDX que con el sistema convencional. Por ejemplo, la diferencia entre la temperatura del aire de retorno y la salida de la bobina del evaporador es aproximadamente 0,59°F (0,33°C) con el sistema XDX y aproximadamente 1,8°F (1°C) con el sistema convencional. Similarmente, el diferencial de temperatura entre la entrada a la bobina del evaporador y el aire de suministro para el sistema XDX es aproximadamente 1,29°F (0,72°C) mientras que el diferencial de temperatura correspondiente para el sistema convencional es aproximadamente 5,6°F (3,11°C).

35

40

45

50

(Tabla pasa a página siguiente)

55

60

65

## ES 2 308 969 T3

TABLA G

*Comparación de las temperaturas y presiones en la bobina del evaporador y temperaturas del aire de suministro/retorno para sistemas XDX y convencional a baja temperatura (30 segundos antes del fin de la parte del ciclo en modo refrigeración)*

	<b>XDX</b>	<b><u>CONVENCIONAL</u></b>
5		
	Aire de Suministro (°F)	-24,0112
	Aire de Retorno (°F)	-28,1548
10	Temperatura de Entrada a la Bobina del Evaporador (°F)	-22,4385
	Presión de Entrada a la Bobina del Evaporador (psi)	-25,6831
15	Temperatura en el Centro de la Bobina del Evaporador (°F)	19,437
	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	12,8137
20	Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador (°F)	-35,0381
	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	-34,6953
25	Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador (°F)	6,60681
	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	2,92621
	Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador (°F)	-34,0586
	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	-32,9444

Como muestran los datos anteriores, 30 segundos antes del final del modo de refrigeración (antes de cuando el compresor deja de bombear), el diferencial de temperatura entre el aire de suministro y el aire de retorno es significativamente menor para el sistema XDX que para el sistema convencional. En particular, la temperatura diferencial entre el aire de suministro y el aire de retorno con XDX en este punto en el ciclo es aproximadamente 2,4°F (1,33°C) mientras que con el sistema convencional este diferencial de temperatura es aproximadamente 5,7°F (3,12°C). Adicionalmente, como se utilizó el mismo evaporador para los sistemas XDX y convencional, la caída de presión mayor (desde la entrada al centro) para el sistema XDX (aproximadamente 13 psi (90 kPa)) comparado con el sistema convencional (aproximadamente 10 psi (69 kPa)) indica que con el sistema XDX la cantidad de vapor en la mezcla de refrigerante líquido/vapor es mayor que con el sistema convencional.

TABLA H

*Comparación de las temperaturas y presiones en la bobina del evaporador y temperaturas del aire de suministro/retorno para sistemas XDX y convencional a baja temperatura (fin de la parte del ciclo en modo refrigeración)*

	<b><u>XDX</u></b>	<b><u>CONVENCIONAL</u></b>
45	Aire de Suministro (°F)	-25,5801
	Aire de Retorno (°F)	-29,1123
	Temperatura de Entrada a la Bobina del Evaporador (°F)	-22,4902
50	Presión de Entrada a la Bobina del Evaporador (psi)	-23,0835
	Temperatura en el Centro de la Bobina del Evaporador (°F)	-34,2647
55	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	0,608826
	Temperatura en el Centro de la Bobina del Evaporador (°F)	0,062985
60	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	-34,6592
	Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador (°F)	-34,6074
65	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	-0,947449
	Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador (°F)	-1,5661
	Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	-35,2256
	Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador (°F)	-27,6992

Los datos mostrados anteriormente en la Tabla H se tomaron en cada uno de los sistemas XDX y convencional en el punto donde la temperatura satisface la carga y la unidad dejó de bombear. Como muestran estos datos, hay una uniformidad de temperatura significativamente mayor a lo largo de la bobina de refrigeración en el evaporador

## ES 2 308 969 T3

en el sistema XDX que en el sistema convencional. En particular, el diferencial de temperatura entre la entrada y salida de la bobina del evaporador con XDX era  $-0,95^{\circ}\text{F}$  ( $0,53^{\circ}\text{C}$ ) mientras que el diferencial de temperatura en las localizaciones correspondientes en el sistema convencional era  $+6,57^{\circ}\text{F}$  ( $3,65^{\circ}\text{C}$ ). De forma similar, el diferencial de temperatura entre el aire de suministro y el aire de retorno en el sistema XDX era aproximadamente  $3,1^{\circ}\text{F}$  ( $1,72^{\circ}\text{C}$ ) mientras que el diferencial entre la temperatura del aire de suministro y del aire de retorno en un sistema convencional era aproximadamente  $6,03^{\circ}\text{F}$  ( $3,35^{\circ}\text{C}$ ).

TABLA I

*Comparación de las temperaturas y presiones en la bobina del evaporador y temperaturas del aire de suministro/retorno para sistemas XDX y convencional a baja temperatura (inicio de la parte del ciclo en modo refrigeración)*

	<b>XDX</b>	<b><u>CONVENCIONAL</u></b>
Aire de Suministro ( $^{\circ}\text{F}$ )	-20,4819	-21,8208
Aire de Retorno ( $^{\circ}\text{F}$ )	-18,0098	-18,3189
Temperatura de Entrada a la Bobina del Evaporador ( $^{\circ}\text{F}$ )	-17,7007	-22,8506
Presión de Entrada a la Bobina del Evaporador (psi)	10,4963	15,2344
Temperatura en el Centro de la Bobina del Evaporador ( $^{\circ}\text{F}$ )	-19,3223	-20,353
Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	9,02857	13,5627
Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador ( $^{\circ}\text{F}$ )	-19,5283	-20,0435

Estos datos se tomaron en el punto en el que la temperatura a la carga calentada hasta el punto que provocaba que el solenoide se abriera, lo que provoca que el compresor empezara a bombear.

Como se ha mostrado anteriormente, el sistema XDX muestra una mayor uniformidad de temperatura a lo largo de toda la bobina de refrigeración que el sistema convencional. En particular, el sistema XDX muestra un diferencial de temperatura de  $-1,83^{\circ}\text{F}$  ( $1,02^{\circ}\text{C}$ ) mientras que el diferencial de temperatura entre la entrada a la bobina del evaporador y la salida para el sistema convencional era aproximadamente  $+2,81^{\circ}\text{F}$  ( $1,56^{\circ}\text{C}$ ). El sistema XDX también mostró un diferencial de temperatura más pequeño entre el aire de retorno y el aire de suministro con XDX, siendo este diferencial de  $2,47^{\circ}\text{F}$  ( $1,37^{\circ}\text{C}$ ) mientras que el sistema convencional mostraba un diferencial de temperatura de  $3,57^{\circ}\text{F}$  ( $1,98^{\circ}\text{C}$ ). También, la temperatura del fluido refrigerante en la salida del sistema convencional indica la supersaturación del fluido refrigerante en la salida y, de esta manera, que este fluido estaba en un estado todo vapor.

Adicionalmente, por ejemplo, la temperatura en la entrada de la bobina de evaporación XDX es más caliente ( $-17,7^{\circ}\text{F}$ ) ( $-27,6^{\circ}\text{C}$ ) que la temperatura del aire de retorno ( $-18,0^{\circ}\text{F}$ ) ( $-27,8^{\circ}\text{C}$ ) y la temperatura del aire de suministro ( $-20,5^{\circ}\text{F}$ ) ( $-29,2^{\circ}\text{C}$ ). Por consiguiente, no sólo la humedad del aire acondicionado no se depositará sobre la bobina del evaporador en esta localización (donde la acumulación de escarcha ocurre habitualmente en los sistemas convencionales) sino que también cualquier humedad que pudiera haberse depositado anteriormente durante otras partes del ciclo operativo se vaporizará y volverá de nuevo al aire acondicionado. Esta característica del sistema XDX permite el funcionamiento de refrigeración/congelador durante periodos de tiempo prolongados con necesidades sustancialmente reducidas de descongelación.

La Figura 14 muestra los datos recogidos durante un solo ciclo operativo para el sistema XDX de este Ejemplo. Como era el caso con la Figura 13, las temperaturas del aire y suministro de retorno se designaron por los números de referencia 110 y 111, las temperaturas del refrigerante en la entrada del evaporador, en el centro y salida se designaron por los números de referencia 112, 113 y 114 y la presión del refrigerante en la entrada del evaporador y en el centro se designaron por los números de referencia 115 y 116. Correspondientemente, la Figura 16 muestra los datos recogidos en un solo ciclo de operación para los sistemas de refrigeración de presión de vapor convencional de este Ejemplo. Las medidas de temperatura del aire de suministro y el aire de retorno se identifican mediante los números de referencia 117 y 118, las temperaturas del refrigerante en la entrada de evaporador por el número de referencia 119, y el centro del evaporador por el número de referencia 120 y la salida del evaporador por el número de referencia 121. Se muestra

## ES 2 308 969 T3

también la presión del refrigerante (psi) en la entrada del evaporador (122) y el evaporador (123). Respecto a esto, se observará que todo el ciclo de operación para el sistema XDX tardó 11 minutos y 39 segundos mientras que el ciclo completo de operación para el sistema convencional tardó 16 minutos y 40 segundos. Este tiempo de ciclo reducido significativamente es una confirmación adicional de la mejora de eficacia del sistema XDX de la presente invención comparado con los sistemas de refrigeración con compresión de vapor convencionales. Una comparación de los datos mostrados en las Figuras 14 y 16 se indica en la Tabla J, mostrada a continuación.

TABLA J

*Comparación de temperaturas y presiones en la bobina del evaporador del ciclo completo global para sistemas XDX y convencional a baja temperatura*

	CONVENCIONAL			XDX		
	<u>MEDIA</u>	<u>MÍNIMO</u>	<u>MÁXIMO</u>	<u>MEDIA</u>	<u>MÍNIMO</u>	<u>MÁXIMO</u>
Aire de Suministro (°F)	-23,2	-26,1	-20	-25,5	-29	-21
Aire de Retorno (°F)	-20,6	-23,3	-17,6	-20,8	-23,8	-17,6
Temperatura de Entrada a la Bobina del Evaporador (°F)	-22,6	-35,1	-16,9	-23	-35,5	-10,5
Presión de Entrada a la Bobina del Evaporador (psi)	+11	-02	+19,7	+12,95	+0,6	+25,8
Temperatura en el Centro de la Bobina del Evaporador (°F)	-29	-35,8	-18,9	-30,8	-34,9	-20
Presión en el Centro de la Bobina del Evaporador (psi)	+5,1	-1,2	+13,3	+5,5	-1,56	+13,6
Temperatura Salida a la Bobina del Evaporador (°F)	-25,8	-35	-17,8	-27	-35	-18

Como muestran los datos en la Tabla J, el diferencial de temperatura promedio entre la entrada y la salida del evaporador para el sistema XDX en este Ejemplo era -3,2°F (1,78°C) mientras que el diferencial de temperatura para el sistema convencional era -4°F (2,22°C). En consecuencia, el diferencial de temperatura medio entre el aire de suministro y el aire de retorno en el sistema XDX era 2,6°F (1,44°C) mientras que con el sistema convencional era de 4,7°F (2,61°C). Los valores de temperatura, en °F, y presión en lbs/pulgada<sup>2</sup> (psi) dados en la Tabla J pueden convertirse en las unidades SI de °C y kPa usando los siguientes factores de conversión. La temperatura en °F puede convertirse a la temperatura en °C restando en primer lugar 32° de la temperatura en grados Fahrenheit y multiplicando después el resultado por 5/9. Las presiones en psi pueden convertirse en kPa multiplicando por 6,89.

### Ejemplo V

Este Ejemplo ilustra el rendimiento de un sistema de refrigeración con compresión de vapor de la presente invención (el sistema XDX) que funciona en el intervalo de baja temperatura y, entre otras cosas, muestra unas medidas de temperatura y presión del refrigerante a la entrada, en el centro y la salida de evaporador a través de dos ciclos operativos completos.

El circuito de refrigeración de un congelador IFI de cinco puertas (Modelo °F G-5) está equipado con un dispositivo multifuncional como se ha descrito en este documento (que incluía una válvula de expansión termostática Sporlan con cuerpo Q). Este circuito de refrigeración incluía una línea de suministro del evaporador que tenía un diámetro de tubo

## ES 2 308 969 T3

externo de 0,5 pulgadas (1,27 cm) y una longitud de ejecución (del compresor al evaporador) de aproximadamente 20 pies (6,10 m) y una línea de aspiración que tenía un diámetro externo de 0,875 pulgadas (2,22 cm). Un compresor Bitzer Modelo 2Q-4.2Y accionaba el circuito de refrigeración.

5 Un bulbo detector se unió a la línea de aspiración aproximadamente a dos pies (0,61 m) desde el compresor en el modo XDX y se acopló al dispositivo multifuncional como se ha descrito anteriormente con respecto a la Figura 1. El componente de la válvula de expansión termostática del dispositivo multifuncional se ajustó a 15°F (8,3°C) de supercalentamiento. El circuito se cargó con refrigerante AZ-50 y el intervalo de temperatura operativa en el congelador era de -15°F (-26,1°C) a -20°F (-28,9°C).

10 Las Figuras 17-19 muestran datos de refrigerante recogidos en la entrada, en el centro y en la salida del evaporador durante dos ciclos operativos consecutivos representativos. En la Figura 17, la presión (psi) y la temperatura (°F) del refrigerante en la entrada al evaporador se designan por los números de referencia 128 y 127, respectivamente. La temperatura del aire de suministro correspondientemente en (°F) y la temperatura del aire de retorno en (°F) se designaron libremente respectivamente con los números de referencia 125 y 126. En las Figuras 18, 19 y 20 la temperatura del refrigerante y la presión en la entrada, centro y salida del evaporador se muestran en los mismos dos ciclos operativos.

Una comparación de las lecturas de presión y temperatura, en cualquier punto dado en el tiempo para los datos de diagrama de fases para este refrigerante indican si el refrigerante está en un estado líquido, vapor o una mezcla líquido/vapor. Dicha comparación muestra que con el sistema XDX, el refrigerante en toda la bobina de refrigeración está en forma de una mezcla líquida y vapor para una parte significativa y eficaz del ciclo de operación cuando el compresor está en ejecución. En contraste, en los sistemas convencionales, no hay una parte del ciclo operativo cuando el compresor está en ejecución en la que esté presente una mezcla de líquido y vapor refrigerante simultáneamente en la entrada, en el centro y la salida de la bobina de refrigeración. Estos datos confirman, por lo tanto, que el calor latente de vaporización se está utilizando eficazmente a lo largo de toda la trayectoria de refrigerante en el evaporador cuando el compresor está trabajando.

### Ejemplo VI

30 Este Ejemplo ilustra los sistemas de refrigeración con compresión de vapor que funcionan sin escarcha (temperatura media y baja) de la presente invención (el sistema XDX) durante periodos prolongados de tiempo sin requerir un ciclo de descongelación.

#### 35 *Sistema a Temperatura Baja*

En el sistema a baja temperatura, el circuito de refrigeración de un congelador IFI de cinco puertas (Modelo BF G-5) se equipó con un dispositivo multifuncional como se ha descrito en este documento (que incluía una válvula de expansión termostática Sporlan con cuerpo Q). La línea de suministro al evaporador tenía un diámetro del tubo exterior de 0,5 pulgadas (1,27 cm) y una longitud de ejecución (del compresor al evaporador) de aproximadamente 20 pies (6,10 m). La línea de aspiración tenía aproximadamente la misma longitud de ejecución y un diámetro exterior de 0,875 pulgadas (2,22 cm). El circuito de refrigeración se accionó mediante un compresor Bitzer Modelo 2Q-4.2Y.

45 Un bulbo detector se unió a la línea de aspiración a aproximadamente 2 pies (0,61 m) desde el compresor y se acopló al dispositivo multifuncional como se ha descrito anteriormente con respecto a la Figura 1. El componente de la válvula de expansión termostática del dispositivo multifuncional se ajustó a 15°F (8,3°C) de supercalentamiento.

El circuito se cargó con refrigerante AZ-50 y el intervalo de temperatura del congelador era de -15°F (-26,1°C) a -20°F (-28,9°C).

50

#### *Sistema a Temperatura Media*

55 El circuito de refrigeración de un refrigerador de interrupción Russell de once puertas se equipó con un dispositivo multifuncional como se ha descrito en este documento (que incluía una válvula de expansión termostática Sporlan con cuerpo Q).

Este circuito de refrigeración incluía una línea de suministro al evaporador que tenía un diámetro del tubo exterior de 0,5 pulgadas (1,27 cm) y una longitud de ejecución (del compresor al evaporador) de aproximadamente 20 pies (6,10 m). La línea de aspiración tenía aproximadamente la misma longitud de ejecución y un diámetro exterior de 0,625 pulgadas (1,59 cm). El sistema se accionó mediante un compresor Bitzer Modelo 2V-3.2Y y usó un refrigerante R-404A.

65 Un bulbo detector se unió a la línea de aspiración a aproximadamente 2 pies (0,61 m) del compresor y se acopló al dispositivo multifuncional como se ha descrito anteriormente con respecto a la Figura 1. El componente de la válvula de expansión termostática del dispositivo multifuncional se ajustó a 20°F (11,1°C) de supercalentamiento. El intervalo de temperatura operativo en el refrigerador era de 32°F (0°C) a 36°F (2,2°C).

## ES 2 308 969 T3

### *Evaluación del Ensayo de Campo*

Una agencia de ensayo/certificación independiente inspeccionó inicialmente el congelador y observó que tenía una temperatura del recipiente de 18°F (-7,7°C). La unidad se sometió a un ciclo manual entonces a través de un ciclo de descongelación con gas caliente que tardó aproximadamente 45 minutos en llevar la temperatura de aspiración a 55°F (12,8°C) confirmando de esta manera una bobina del evaporador totalmente sin escarcha. El congelador se volvió a poner de nuevo manualmente en un modo de refrigeración normal y los pernos se retiraron del reloj de descongelación para asegurar que no iba a pasar a través de un ciclo de descongelación. Una comprobación visual de la bobina de evaporador del congelador mostraba una bobina transparente y sin escarcha.

Al mismo tiempo, esta agencia de ensayo/certificación independiente hizo una comprobación visual del refrigerador de interrupción y observó que mantenía una temperatura del recipiente de 31°F (-0,6°C). Después, se observó que la bobina estaba libre de escarcha y todos los pernos se empujaron desde el reloj de descongelación para asegurar que no iba a pasar por el ciclo de descongelación.

Treinta y cinco días después de las actividades anteriores, se realizó otra inspección y se observó que congelador aún estaba a -18°F (-7,8°C). Una comprobación visual de las bobinas del evaporador del congelador mostró que eran esencialmente las mismas que habían estado treinta y cinco días antes. El condensador de la parte superior del tejado del congelador no mostró evidencia de una acumulación de hielo excesiva. Aunque no se requiere descongelar, la unidad del congelador se sometió a un ciclo manual a través de una operación de descongelación con gas caliente que tardó menos de una hora en llevar la temperatura de aspiración a 55°F (12,8°C) al terminar la descongelación. El congelador se reinició de nuevo y la temperatura en su interior se redujo a su nivel operativo normal. Una inspección visual de la unidad de refrigerador confirmó que había mantenido sus 31°F (-0,6°C).

Las conclusiones documentadas obtenidas por la agencia de ensayo/certificación independiente eran que el congelador mantenía una temperatura del recipiente de aproximadamente -18°F (-27,8°C) sin requerir un ciclo de descongelación y que la bobina de la misma no estaba afectada por la acumulación de escarcha o hielo. Una inspección de los productos contenidos en el congelador mostró, en consecuencia, que no había ninguna evidencia de humedad o escarcha acumulada sobre los mismos. Con respecto al refrigerador de interrupción, esta agencia concluyó igualmente que después de un periodo de treinta y cinco días la unidad mantenía una temperatura del recipiente de 31°F (-0,6°C) y que no había acumulación de escarcha en la bobina sin que hubiera ocurrido ningún ciclo de descongelación durante el periodo de 35 días. Las inspecciones posteriores mostraron que estos mismos resultados se obtuvieron con el refrigerador de interrupción XDX durante un periodo de 200 días y con el congelador XDX durante un periodo de sesenta y cinco días.

### Ejemplo VII

En los Ejemplos anteriores, en cada una de los sistemas de compresión de vapor de la presente invención (los sistemas XDX), los dispositivos multifuncionales (incluyendo la válvula de expansión) se localizaron en proximidad cercana al compresor y a las unidades del condensador. Aunque es generalmente preferible, particularmente en los sistemas de refrigeración comercial, localizar el compresor, el dispositivo de expansión y el condensador lejos del compartimento de refrigeración o congelador asociado con el mismo, se realizó un ensayo en el que los dispositivos multifuncionales se situaron en localizaciones relativamente lejanas del condensador y el evaporador.

En este Ejemplo, un refrigerador de interrupción de once puertas (de aproximadamente 30 pies x 8 pies (9,1 x 2,4 m) se equipó con dos evaporadores Warren Scherer Modelo SPA3-139. Una unidad compresorizada (que incluía un compresor de desplazamiento Copeland Modelo ZF13-K4E, un condensador y un receptor) se conectó mediante una línea de líquido que tenía una longitud de ejecución de aproximadamente 30 pies (9,1 m) a un par en tándem de dispositivos multifuncionales del tipo descrito en este documento (cada uno de los cuales incluía una válvula de expansión termostática Sporlan de cuerpo Q). Cada una de estos dispositivos multifuncionales se conectó a un solo evaporador mediante una línea de suministro de un evaporador. En uno de los casos, la línea de suministro del evaporador tenía un diámetro externo de 3/8 pulgadas (0,95 cm) de aproximadamente 20 pies (6,10 m) de longitud, y en el otro caso, la línea de suministro del evaporador tenía un diámetro externo de 0,5 pulgadas (1,27 cm) y una longitud de ejecución de aproximadamente 30 pies (9,14 m).

Una línea de aspiración común que tenía un diámetro externo de 0,625 pulgadas (1,59 cm) conectaba cada uno de los evaporadores al compresor. El refrigerador tenía un intervalo de temperatura operativa de 32°F (0°C) a 36°F (2,2°C). El circuito de refrigeración se cargó con refrigerante R-22. Un bulbo detector unido a la línea de aspiración a aproximadamente 30 pies (9,14 m) desde el compresor se conectó de forma operativa a cada uno de los dispositivos multifuncionales, cada uno de los cuales está equipado con una válvula de expansión termostática Sporlan de cuerpo Q que se ajustó a 30°F (16,7°C) de supercalentamiento.

El funcionamiento continuo de este sistema de temperatura media durante un período de más de 65 días ha demostrado que las bobinas en cada uno de los evaporadores están caracterizadas por las bobinas del evaporador mencionadas anteriormente con eficacia de transferencia de calor mejorada, una ausencia de acumulación de hielo o escarcha en la superficie de la misma y otras ventajas de la presente invención. Por consiguiente, este Ejemplo demuestra que los beneficios de la presente invención pueden, en las condiciones apropiadas, obtenerse con un dispositivo multifun-

## ES 2 308 969 T3

cional que no está en proximidad cercana a la unidad compresorizada e, ilustra adicionalmente el uso de más de un dispositivo multifuncional con una sola unidad compresorizada.

5 Como se ha descrito anteriormente, las velocidades volumétricas y máscas en la entrada del evaporador o sistemas de refrigeración/congelación que representa la presente invención serán mayores que con los sistemas de refrigeración/congelación convencionales que emplean el mismo refrigerante y que funcionan con la misma carga de refrigeración y condiciones de temperatura del evaporador. Basándose en los datos recogidos hasta la fecha, se cree que las velocidades volumétricas de entrada al evaporador del refrigerante para XDX son al menos aproximadamente del 10% generalmente del 10% al 25% o mayores que las velocidades volumétricas de refrigerante que emplean refrigerantes similares y que funcionan en condiciones de temperatura del evaporador y carga de refrigeración similares. En consecuencia, basándose en los datos recogidos hasta la fecha, se cree que las velocidades máscas de entrada al evaporador de refrigerante para XDX son al menos aproximadamente el 5% y generalmente del 5% al 25% o mayores que las velocidades máscas de entrada al evaporador del refrigerante empleando el mismo refrigerante y condiciones de carga de refrigeración y temperatura evaporativa similares.

15 Los caudales lineales de mezcla de refrigerante líquido/vapor en XDX entre la unidad compresorizada y la evaporación serán igualmente mayores que la del refrigerante líquido en un sistema convencional que recorre típicamente de 150 a 350 pies (46 a 107 m) por minuto. Basándose en el ensayo realizado hasta la fecha, se cree que los caudales lineales en la línea de suministro del evaporador entre la unidad compresorizada y el evaporador son generalmente al menos 400 pies (122 m) por minuto y generalmente de aproximadamente de 400 a 750 pies (122 m a 229 m) por minuto o mayor.

20 Adicionalmente, para conseguir la utilización total de toda la bobina en el evaporador, se prefiere que la descarga de refrigerante de la misma (es decir, en la salida del evaporador) incluya una pequeña parte del líquido (por Ejemplo aproximadamente el 2% o menor) de la masa vapor/líquido total.

Otra realización de la válvula o dispositivo multifuncional 125 se muestra en las Figuras 21-23 y está designada de forma general con el número de referencia 125. Esta realización es funcionalmente similar a la descrita en las Figuras 2-4 que estaba designada de forma general con el número de referencia 18. Como se muestra, esta realización incluye un cuerpo principal o carcasa 126 que está construido preferiblemente por una estructura de una sola pieza que tiene un par de protuberancias roscadas 127, 128 que reciben un par de válvulas de acceso y ensamblajes de manguito, y una de las cuales se muestra en la Figura 23 y está designada con el número de referencia 129. Este ensamblaje incluye un manguito roscado 130, una junta 131 y una válvula de acceso accionada por solenoide que recibe un miembro 132 que tiene una perforación central 133, que recibe un perno de válvula recíprocamente móvil 134 que incluye un resorte 135 y un elemento de válvula de aguja 136 que se recibe con una perforación 137 de un miembro de asiento de válvula 138 que tiene un sello elástico 139 que se dimensiona para ser recibido de forma sellada en el hueco 140 de la carcasa 126. Un miembro de asiento de válvula 141 se recibe sin holgura en un hueco 142 del miembro de asiento de válvula 138. El miembro de asiento de válvula 141 incluye una perforación 143 que coopera con el elemento de válvula de aguja 136 para regular el flujo de refrigerante a su través.

40 Una primera entrada 144 (correspondiente a la primera entrada 24 en la realización descrita anteriormente) recibe el refrigerante de suministro líquido desde un dispositivo de expansión (por ejemplo, la válvula de expansión termostática) y una segunda entrada 145 (correspondiente a una segunda entrada 26 de la realización descrita anteriormente) recibe gas caliente desde el compresor durante un ciclo de descongelación. El cuerpo de válvula 126 incluye una cámara común 146 (correspondiente a la cámara 40 en la realización descrita anteriormente). La válvula de expansión termostática (no mostrada) recibe el refrigerante desde el condensador que pasa a través de la entrada 144 hacia el pocillo semicircular 147 que, cuando la válvula de acceso 129 está abierta, pasa entonces a la cámara común 146 y sale del dispositivo a través de la salida 148 (correspondiente a la salida 41 en la realización descrita anteriormente).

50 Como se muestra mejor en la Figura 21 el cuerpo de válvula 126 incluye un primer pasaje 149 (correspondiente al primer pasaje 38 de la realización descrita anteriormente) que comunica la primera entrada 144 con la cámara común 146. De igual manera, un segundo pasaje 150 (que corresponde al segundo pasaje 48 de la realización descrita anteriormente) comunica la segunda entrada 145 con la cámara común 146.

55 En lo que respecta a la operación de la válvula o dispositivo multifuncional 125, se hace referencia a la realización descrita anteriormente, ya que los componentes de la misma funcionan de la misma manera durante los ciclos de refrigeración y descongelación.

60 Los especialistas en la técnica entenderán que la presente invención y los diversos aspectos de la misma pueden realizarse en otras formas de sistemas de refrigeración con compresión de vapor y que las modificaciones y variaciones de la misma pueden realizarse sin alejarse del alcance de esta invención como se define mediante las reivindicaciones adjuntas.

65

## REIVINDICACIONES

- 5 1. Un método de operación de un sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) en el que un evaporador (16) retira calor de un medio que se hace circular a través de dicho evaporador (16) en relación de intercambio de calor con una bobina de evaporador en dicho evaporador (16), incluyendo dicha bobina del evaporador una entrada que está en comunicación fluida con un dispositivo de expansión (18) y una salida que está en comunicación fluida con un compresor (12), comprendiendo el método:
- 10 comprimir un fluido refrigerante en dicho compresor (12);
- condensar dicho fluido refrigerante en un condensador (14) para formar un fluido refrigerante condensado;
- 15 expandir dicho fluido refrigerante condensado en dicho dispositivo de expansión (18) para formar un fluido refrigerante expandido, **caracterizado** por
- suministrar dicho refrigerante expandido como una mezcla de refrigerante líquido y vapor a una línea de suministro del evaporador (28) que conecta dicho dispositivo de expansión (18) a dicha entrada de la bobina del evaporador;
- 20 convertir una cantidad significativa del componente líquido de dicha mezcla refrigerante a vapor dentro de dicha línea de suministro del evaporador (28), en el que el diámetro y longitud de dicha línea de suministro del evaporador (28) facilita dicha conversión, resultando, de esta manera en el suministro de refrigerante a la entrada del evaporador que tienen un contenido de vapor sustancial;
- 25 convertir sustancialmente todo el líquido restante en vapor cuando dicha mezcla pasa a través de dicha bobina del evaporador, con lo que se proporciona una transferencia de calor eficaz entre dicha mezcla y dicho medio a lo largo de sustancialmente toda la longitud de dicha bobina, y con lo que la acumulación de escarcha sobre dicha bobina del evaporador se reduce sustancialmente.
- 30 2. El método de la reivindicación 1, en el que la acumulación de escarcha en dicha bobina del evaporador se reduce sustancialmente de manera que dicho sistema de refrigeración con compresión de vapor puede hacerse funcionar sin requerir un ciclo de descongelación aumentando sustancialmente el número de ciclos de refrigeración comparado con un segundo sistema de refrigeración con compresión de vapor que tiene un segundo dispositivo de expansión localizado en proximidad cercana a una segunda entrada del evaporador de un segundo evaporador; en el que dicha
- 35 segunda bobina del evaporador tiene la misma carga de refrigerante y condiciones de temperatura de evaporación que dicho evaporador.
3. El método de la reivindicación 1, en el que el suministro de una mezcla de vapor y líquido refrigerante es a un caudal másico dado y a una velocidad de flujo volumétrico dado suficiente para proporcionar una transferencia de calor eficaz entre dicha mezcla y dicho medio a lo largo de sustancialmente toda la longitud de dicha bobina.
- 40 4. El método de la reivindicación 1 en el que aproximadamente el 2% de la mezcla de líquido/vapor refrigerante está en un estado líquido en dicha salida de dicha bobina del evaporador durante la parte de cada ciclo de refrigeración cuando dicho dispositivo de expansión (18) está suministrando activamente dicha mezcla de dicho vapor y líquido refrigerante a dicha entrada de bobina de evaporación.
- 45 5. El método de la reivindicación 1 en el que la velocidad volumétrica de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en dicha entrada de la bobina del evaporador es al menos el 10% mayor que la velocidad volumétrica de fluido refrigerante suministrado a una segunda entrada del evaporador de una segunda bobina del evaporador en un segundo sistema de refrigeración que tiene un segundo dispositivo de expansión localizado en proximidad cercana a dicha segunda entrada del evaporador, en el que dicha segunda bobina del evaporador tiene el mismo tamaño y caudal de dicho medio que circula a su través, y la misma carga de refrigeración que dicha bobina del evaporador.
- 50 6. El método de la reivindicación 5 en el que la velocidad volumétrica de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en dicha entrada de la bobina del evaporador es de aproximadamente el 10% al 25% mayor que la velocidad volumétrica del suministro de refrigerante a la entrada del evaporador de dicho segundo sistema refrigerante.
- 55 7. El método de la reivindicación 5 en el que la velocidad volumétrica de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en dicha entrada de la bobina del evaporador es aproximadamente el 18% mayor que la velocidad volumétrica del suministro de refrigerante a la entrada del evaporador de dicho segundo sistema de refrigeración que tiene un segundo dispositivo de expansión localizado en la proximidad cercana a una segunda entrada del evaporador de una segunda bobina del evaporador, en el que dicha segunda bobina del evaporador tiene el mismo tamaño, caudal de dicho medio que circula a su través, y la misma carga de refrigeración que dicha bobina del evaporador.
- 60 8. El método de la reivindicación 1 en el que el caudal másico de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en dicha entrada de la bobina del evaporador es al menos el 5% mayor que el caudal másico del fluido refrigerante suministrado a un evaporador en un segundo sistema de refrigeración.
- 65

## ES 2 308 969 T3

9. El método de la reivindicación 8 en el que el caudal másico de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en dicha entrada de la bobina del evaporador es de aproximadamente el 5 al 20% mayor que el caudal másico del refrigerante suministrado a la entrada del evaporador de dicho segundo sistema de refrigeración.

5 10. El método de la reivindicación 8 en el que el caudal másico de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en dicha entrada de la bobina del evaporador es de aproximadamente el 12% mayor que el caudal másico del refrigerante suministrado a la entrada del evaporador de dicho segundo sistema de refrigeración.

10 11. El método de la reivindicación 1, en el que dicho medio tiene una humedad relativa dada y se extrae de un compartimento refrigerado, se hace circular a través del evaporador (16) en relación de intercambio de calor con la bobina del evaporador, y se devuelve al compartimento refrigerado.

15 12. El método de la reivindicación 11, en el que el diferencial de temperatura entre dicha bobina y dicho medio adyacente al menos una parte de dicha bobina, durante al menos en una parte del ciclo de refrigeración, es suficiente para mantener sustancialmente dicha humedad relativa dada en dicho medio.

13. El método de la reivindicación 1 en el que dicho medio es aire.

20 14. El método de la reivindicación 13 en el que dicho medio de aire se hace circular en relación en contracorriente respecto al flujo de partículas de vapor y líquido refrigerante en dicha bobina de evaporación en la que la temperatura del aire que se suministra a dicho evaporador (16) desde dicho compartimento refrigerado es igual a o menor que la temperatura de la entrada a la bobina del evaporador durante al menos una parte del ciclo de refrigeración.

25 15. El método de la reivindicación 1 en el que dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante se suministra a la entrada a la bobina del evaporador a una velocidad lineal de al menos 400 pies (122 m) por minuto.

16. El método de la reivindicación 15 en el que dicha velocidad lineal de al menos de 400 a 750 pies (122 a 229 m) por minuto.

30 17. El método de la reivindicación 1, en el que dicho dispositivo de expansión (18) tiene una salida que comunica con una entrada (24) a una válvula multifuncional que incluye una cámara de expansión (40), y en el que el refrigerante líquido se suministra a dicho dispositivo de expansión (18) y experimenta una expansión en serie en dos etapas en dicha cámara de expansión (40) para producir dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante.

35 18. El método de la reivindicación 17 en el que una etapa en dicha serie de dos etapas de expansión está modulada.

19. El método de la reivindicación 17 en el que la primera etapa en dicha serie de expansión en dos etapas está modulada.

40 20. El método de la reivindicación 17 en el que parte del líquido está presente en dicha mezcla en dicha salida de dicha bobina del evaporador durante la parte de cada uno de los ciclos de refrigeración cuando dicho compresor está operativo.

45 21. El método de la reivindicación 1 en el que el compresor (12) y el condensador (14) están lejos de dicho evaporador (16) y dicho dispositivo de expansión (18) está más cerca de dicho condensador (14) que a dicho evaporador (11), comprendiendo adicionalmente dicho método:

50 controlar el caudal de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en una parte sustancial del circuito refrigerante entre dicho condensador (14) y evaporador (16) de manera que la mezcla de vapor y líquido refrigerante tenga una velocidad lineal que es al menos el 20% mayor que la velocidad lineal de un suministro de refrigerante en una parte sustancial de un segundo circuito de refrigeración entre un segundo condensador y un segundo evaporador en un segundo sistema de refrigeración que tiene un segundo dispositivo de expansión localizado en proximidad cercana a una segunda entrada del evaporador de un segundo evaporador, en el que dicho segundo evaporador tiene la misma carga de refrigeración y condiciones de temperatura de evaporación que dicho evaporador.

55 22. El método de la reivindicación 21, en el que dicho dispositivo de expansión (18) está en comunicación fluida con una entrada a dicho evaporador (16) mediante una línea de suministro del evaporador (28) y de manera que la velocidad lineal de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en una parte sustancial de la longitud de dicha línea de suministro al evaporador (28) es al menos 400 pies (122 m) por minuto.

60 23. El método de la reivindicación 21, en el que la velocidad lineal de dicha mezcla de vapor y líquido refrigerante en una parte sustancial de dicha línea de suministro al evaporador (28) es de aproximadamente de 400 a 750 pies (122 m a 229 m por minuto).

65 24. Un sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) para realizar el método de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 23, que comprende:

un compresor (12) para aumentar la presión y temperatura de un vapor refrigerante, teniendo dicho compresor (12) una entrada y una salida;

## ES 2 308 969 T3

un condensador (14) que tiene una entrada en comunicación fluida con la salida de dicho compresor (12) para licuar el vapor refrigerante presurizado recibido desde dicho compresor (12);

5 un dispositivo de expansión (18) que tiene una primera entrada (24), que durante un modo de refrigeración de operación de dicho sistema de refrigeración (10), está en comunicación fluida con una salida de dicho condensador (14) para recibir líquido refrigerante desde dicho condensador (14) y vaporizar una parte sustancial del mismo y en el que dicha primera entrada (24) de dicho dispositivo de expansión (18) está en las proximidades de dicha salida de dicho condensador (14);

10 un evaporador (16) que incluye una bobina de evaporación que tiene una entrada y una salida, estando dicha bobina de evaporación en una relación de intercambio de calor con un medio a lo largo de sustancialmente toda la longitud de dicha bobina;

15 una línea de suministro del evaporador (28) que proporciona comunicación fluida de dicho dispositivo de expansión (18) con dicha entrada de bobina de evaporación;

una línea de aspiración (30) que proporciona comunicación fluida de dicha salida de la bobina de evaporación con dicha entrada al compresor; **caracterizado** porque

20 dicho dispositivo de expansión (18) y dicha línea de suministro al evaporador (28) están dimensionadas para proporcionar, durante un modo de refrigeración de operación de dicho sistema de refrigeración con compresión de vapor (10), dicha entrada de bobina de evaporación con una mezcla de líquido y vapor refrigerante que incluye una parte sustancial de vapor; y

25 dicha bobina de evaporación está dimensionada para proporcionar dicha mezcla de líquido y vapor refrigerante con una velocidad lineal suficiente para proporcionar una transferencia de calor eficaz a lo largo de sustancialmente toda la longitud de dicha bobina.

30 25. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 que comprende adicionalmente un detector (32) en dicha línea de aspiración (30) asociado operativamente con dicho dispositivo de expansión (18) para regular el flujo de refrigerante desde la entrada de dicho dispositivo de expansión (18) a la entrada de dicha cámara de evaporación (40).

35 26. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 25 en el que dicho detector (32) está activado por temperatura.

40 27. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 en el que dicho dispositivo de expansión (18) es una válvula multifuncional que incluye una segunda entrada (26), estando dicha segunda entrada (26) en comunicación fluida con la salida de dicho compresor (12) cuando dicho sistema de refrigeración está en modo descongelación de funcionamiento durante el cual el vapor refrigerante presurizado que se descarga desde dicha salida de compresor se suministra a dicha válvula multifuncional, a través de dicha línea de suministro del evaporador (28) hacia la entrada de dicha bobina del evaporador.

45 28. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 27 en el que dicha válvula multifuncional incluye una segunda entrada (26), un primer pasaje (38) acoplado a la primera entrada (24), estando dicho pasaje (38) accionado mediante una primera válvula (46), un segundo pasaje (48) acoplado a la segunda entrada, estando el segundo pasaje (48) accionado por una segunda válvula (50) y una válvula de dosificación situada en el primer pasaje (38) que está activada por el detector (32) en dicha línea de aspiración (30).

50 29. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 28 en el que cada una de dicha primera (24) y segunda válvula (50) es una válvula de solenoide.

55 30. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24, que comprende adicionalmente un recinto unitario (34) y un expositor de refrigeración (36), en el que el compresor (12), el condensador (14) y el dispositivo de expansión (18) se localizan dentro del recinto unitario (34) en el que el evaporador (16) está localizado dentro del expositor de refrigeración (36).

60 31. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 en el que dicho dispositivo de expansión (18) comprende una válvula de expansión termostática.

32. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 en el que dicho dispositivo de expansión (18) comprende una válvula de expansión automática.

65 33. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 en el que dicho dispositivo de expansión (18) comprende un tubo capilar.

34. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 en el que dicho dispositivo de expansión (18) está más cerca de la salida de dicho condensador (14) que de la entrada de dicha bobina de evaporación.

## ES 2 308 969 T3

35. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 en el que dicho dispositivo de expansión (18) es adyacente a la salida de dicho condensador (14).

5 36. El sistema de refrigeración con compresión de vapor (10) de la reivindicación 24 en el que dicho dispositivo de expansión (18) comprende adicionalmente una válvula de expansión termostática que tiene una entrada y una salida, estando la salida de dicha válvula de expansión termostática en comunicación fluida en serie con una entrada a una válvula multifuncional que incluye una cámara de expansión con lo que el refrigerante líquido suministrado a dicho dispositivo de expansión (18) experimenta una expansión en dos etapas.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG.1

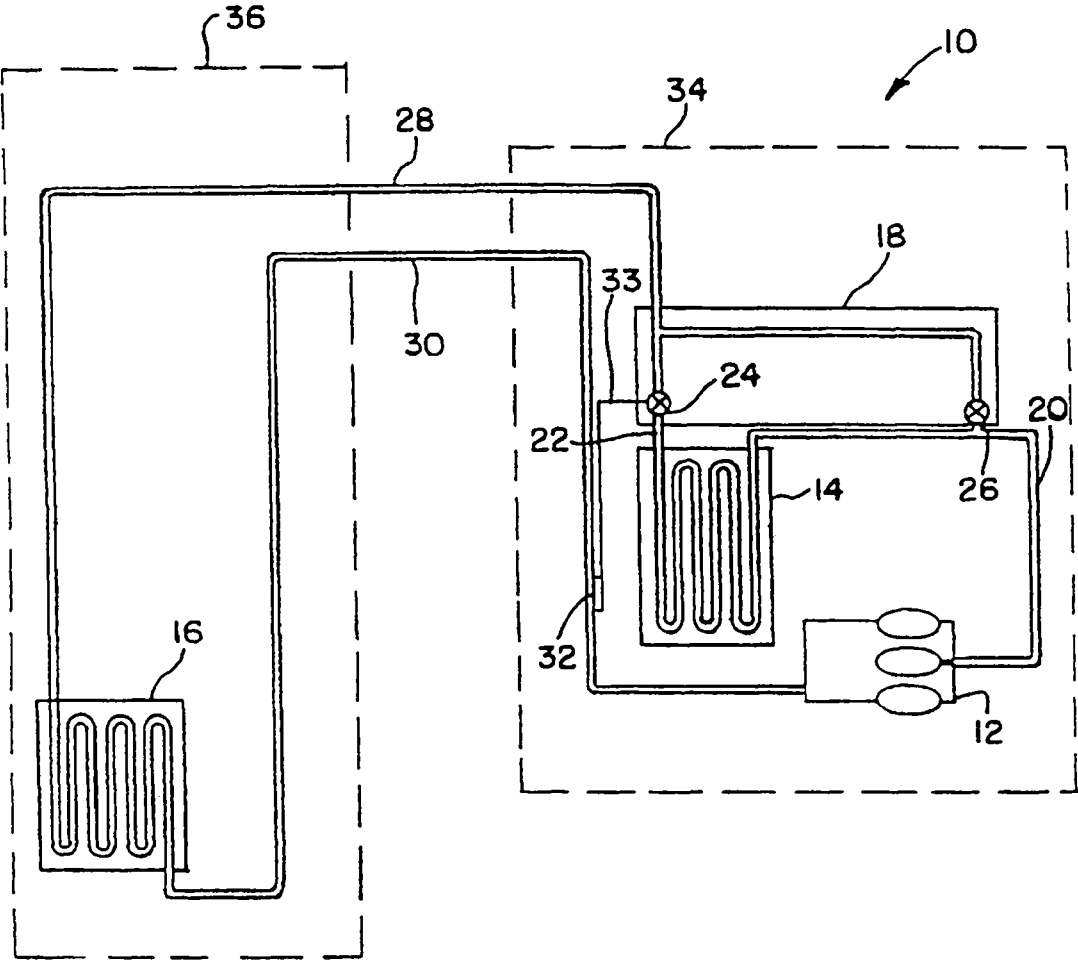


FIG.2

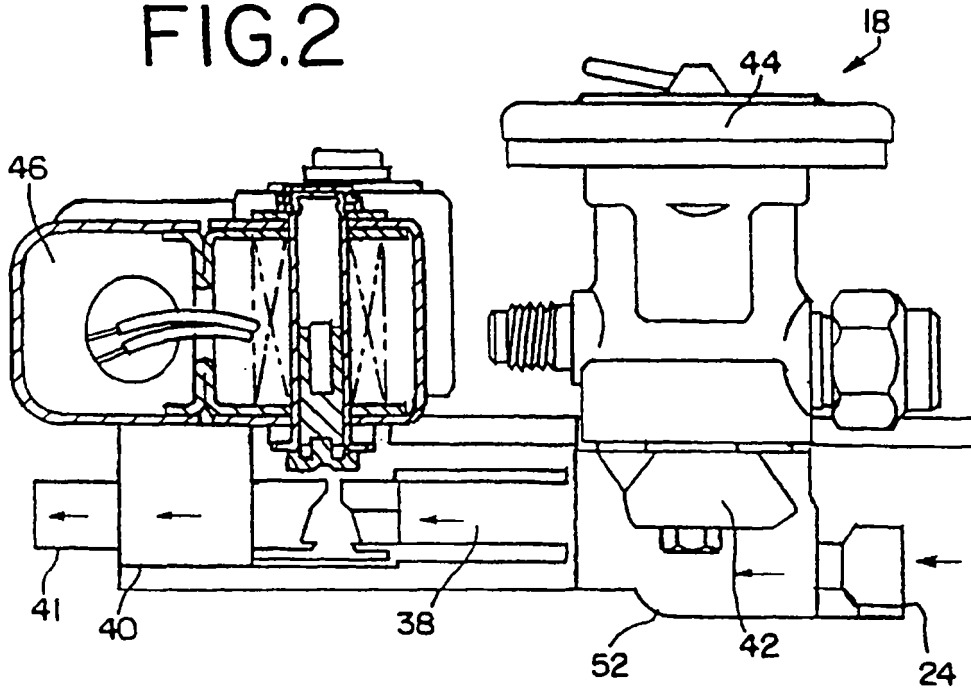


FIG.3

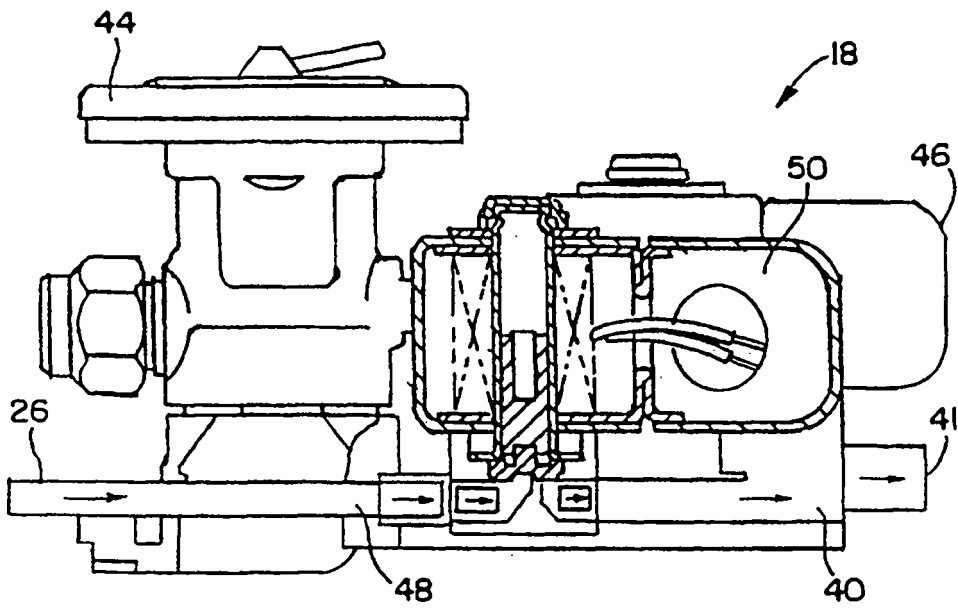


FIG.4

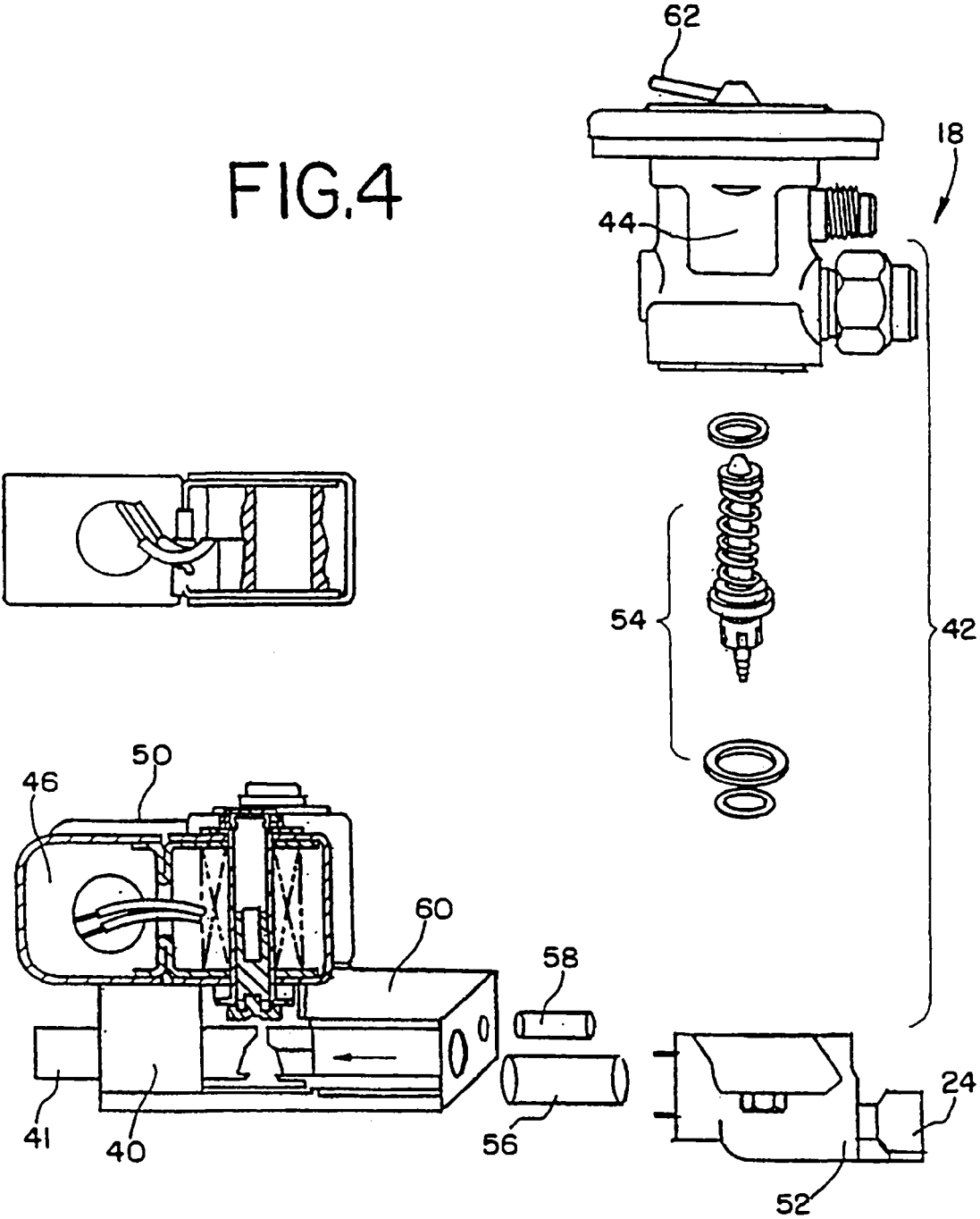
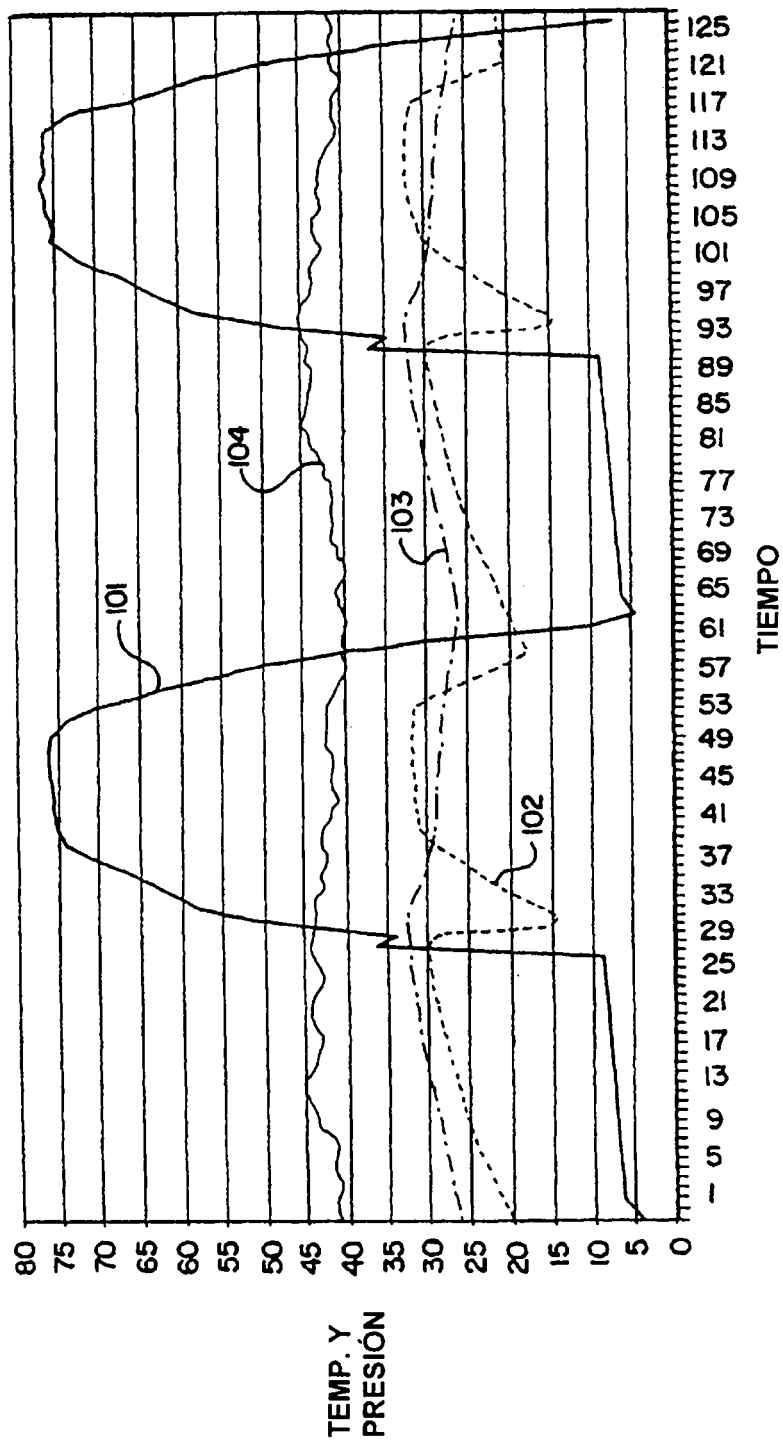


FIG. 5



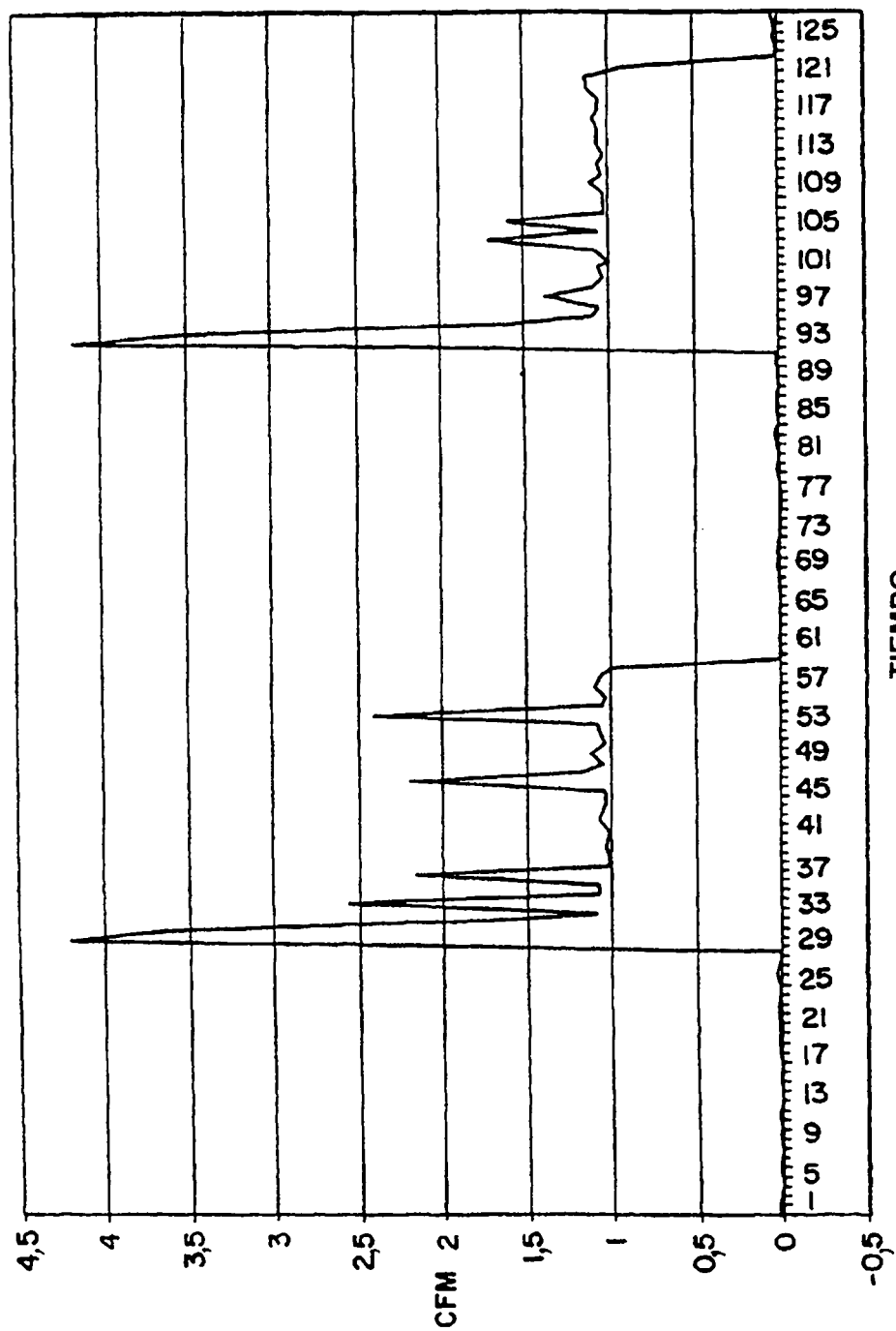


FIG. 6

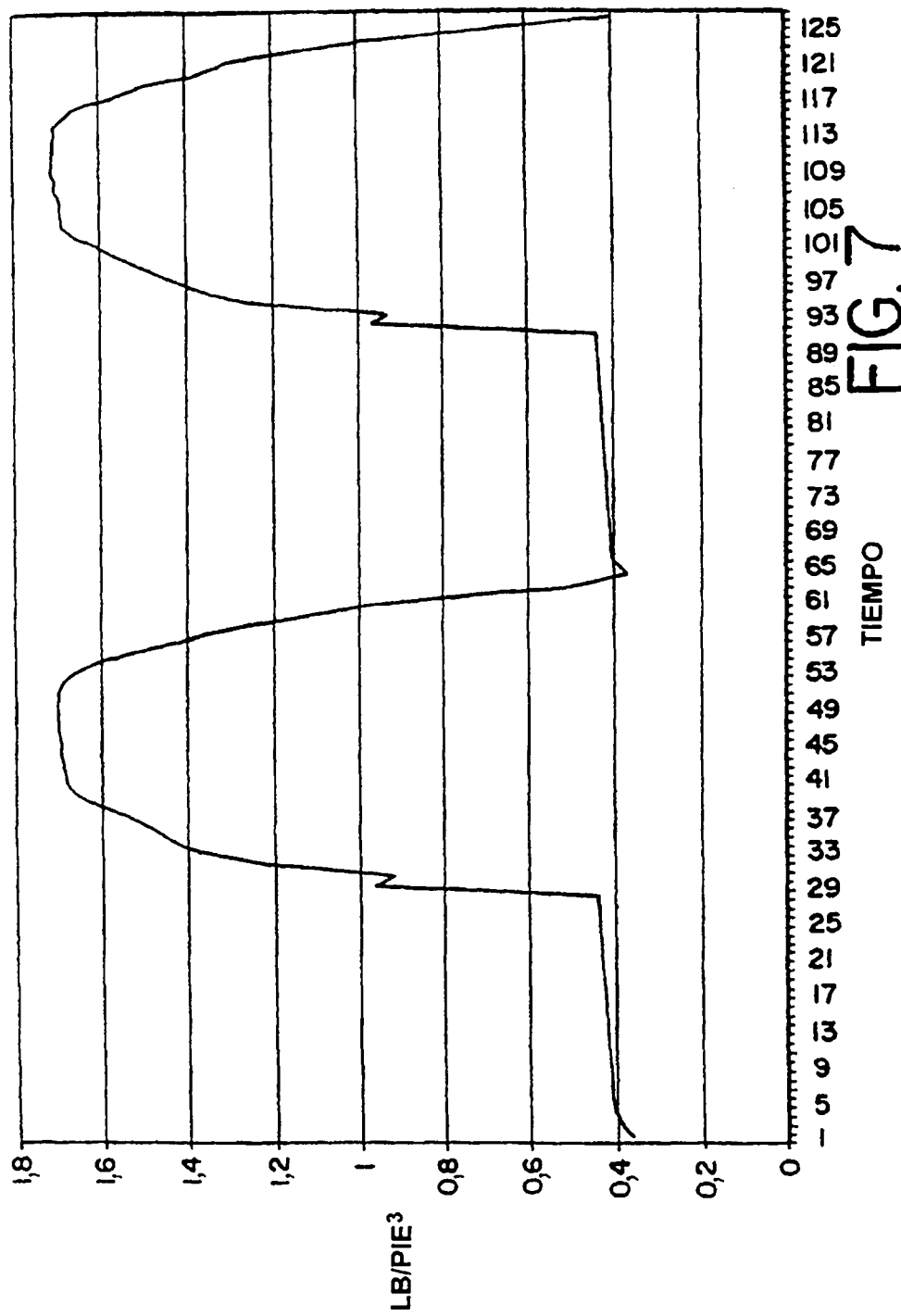
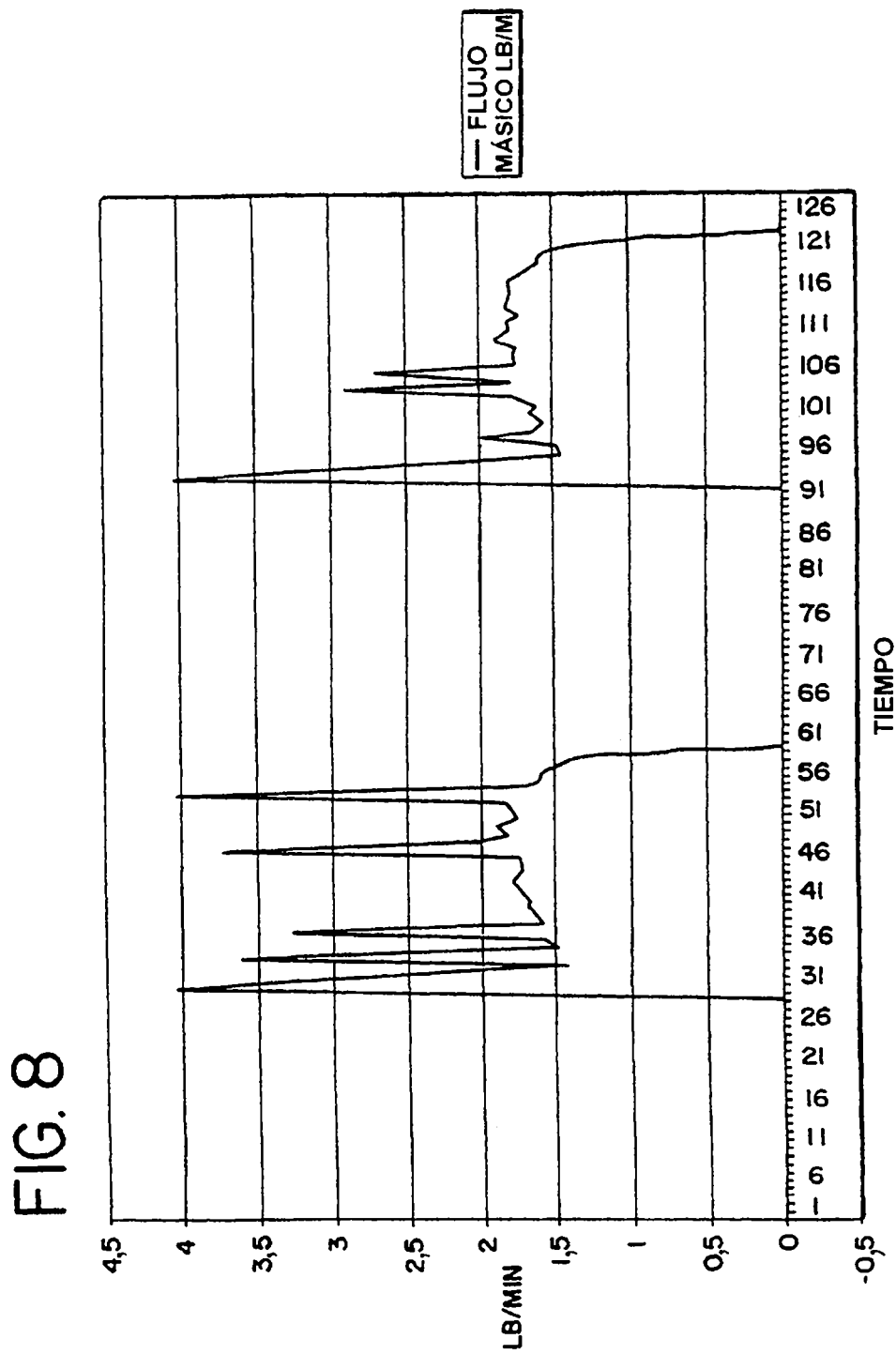


FIG. 7



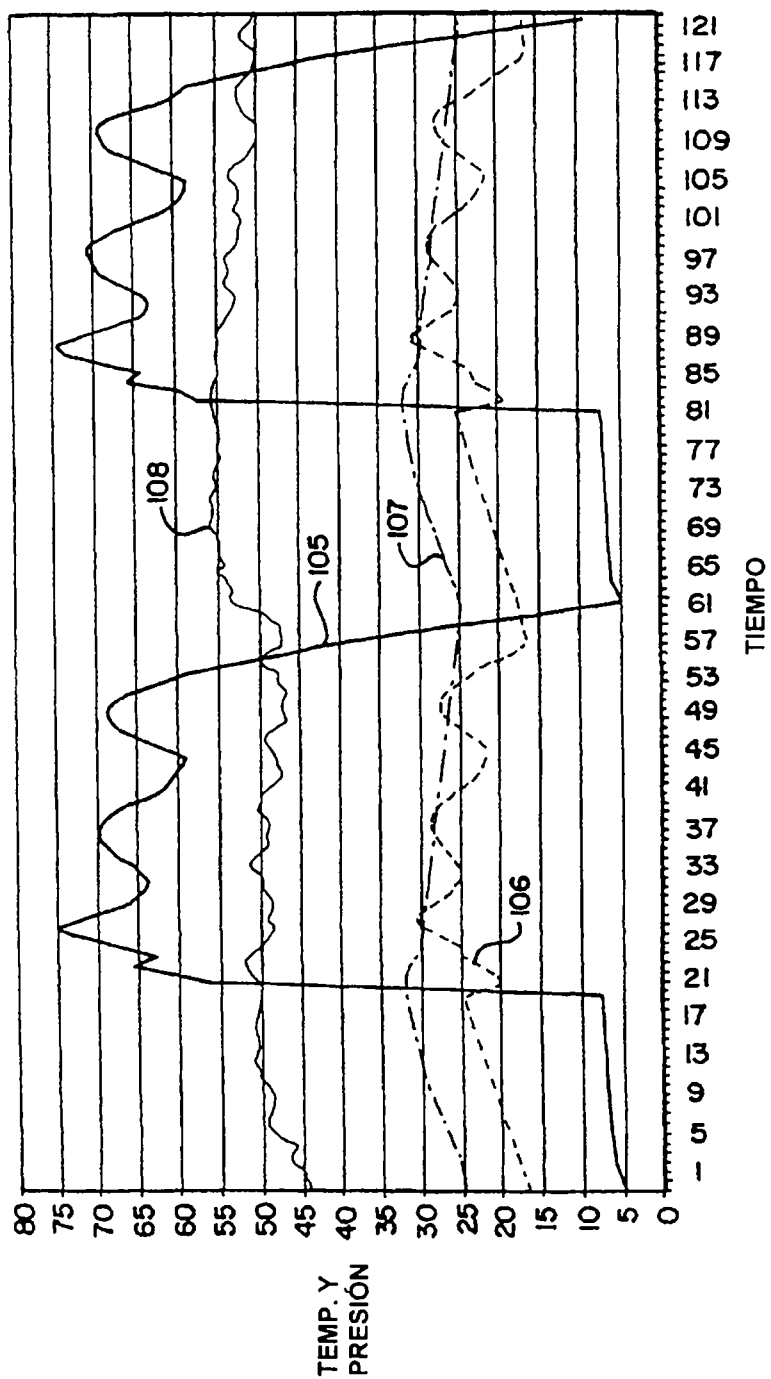


FIG. 9

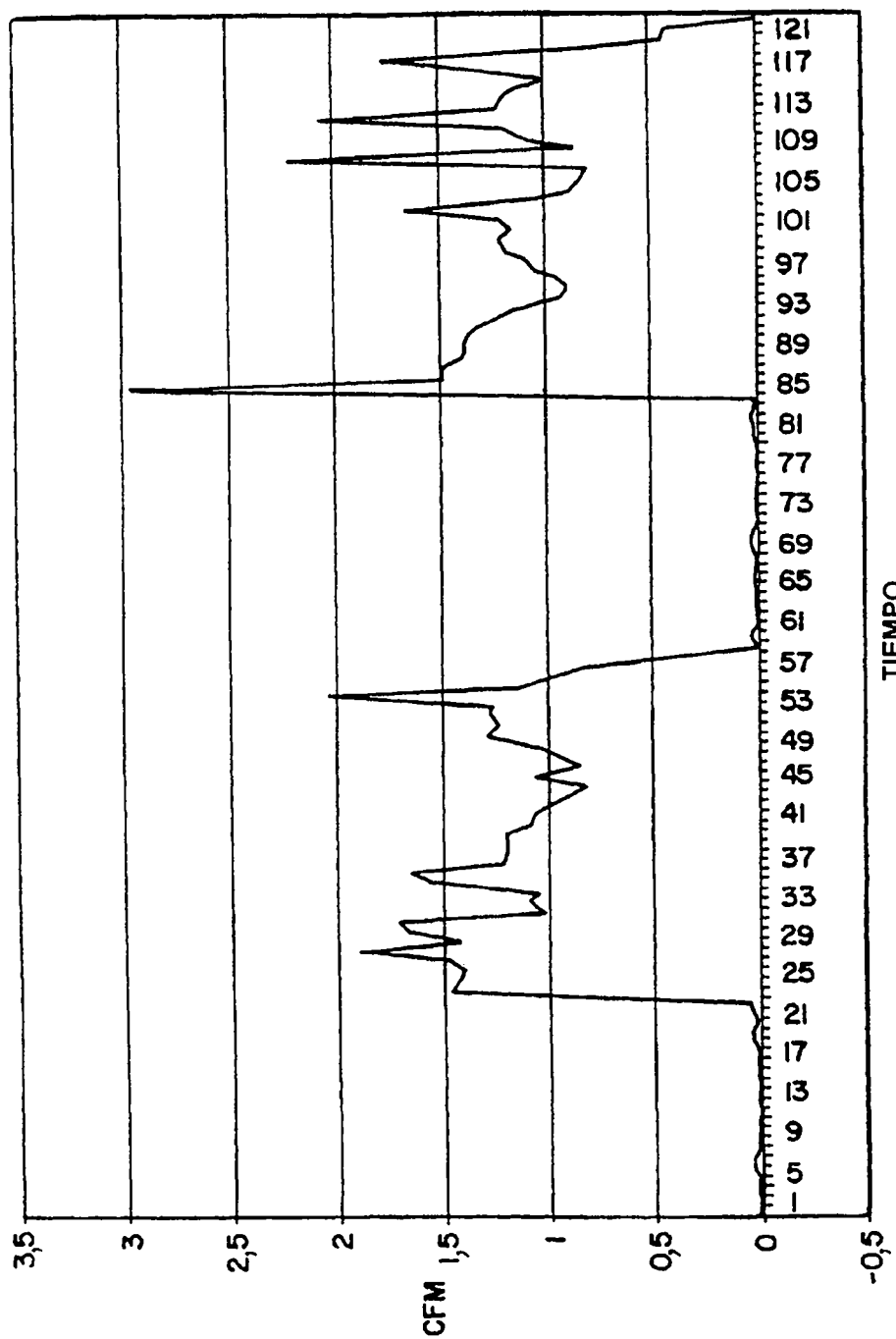


FIG. 10

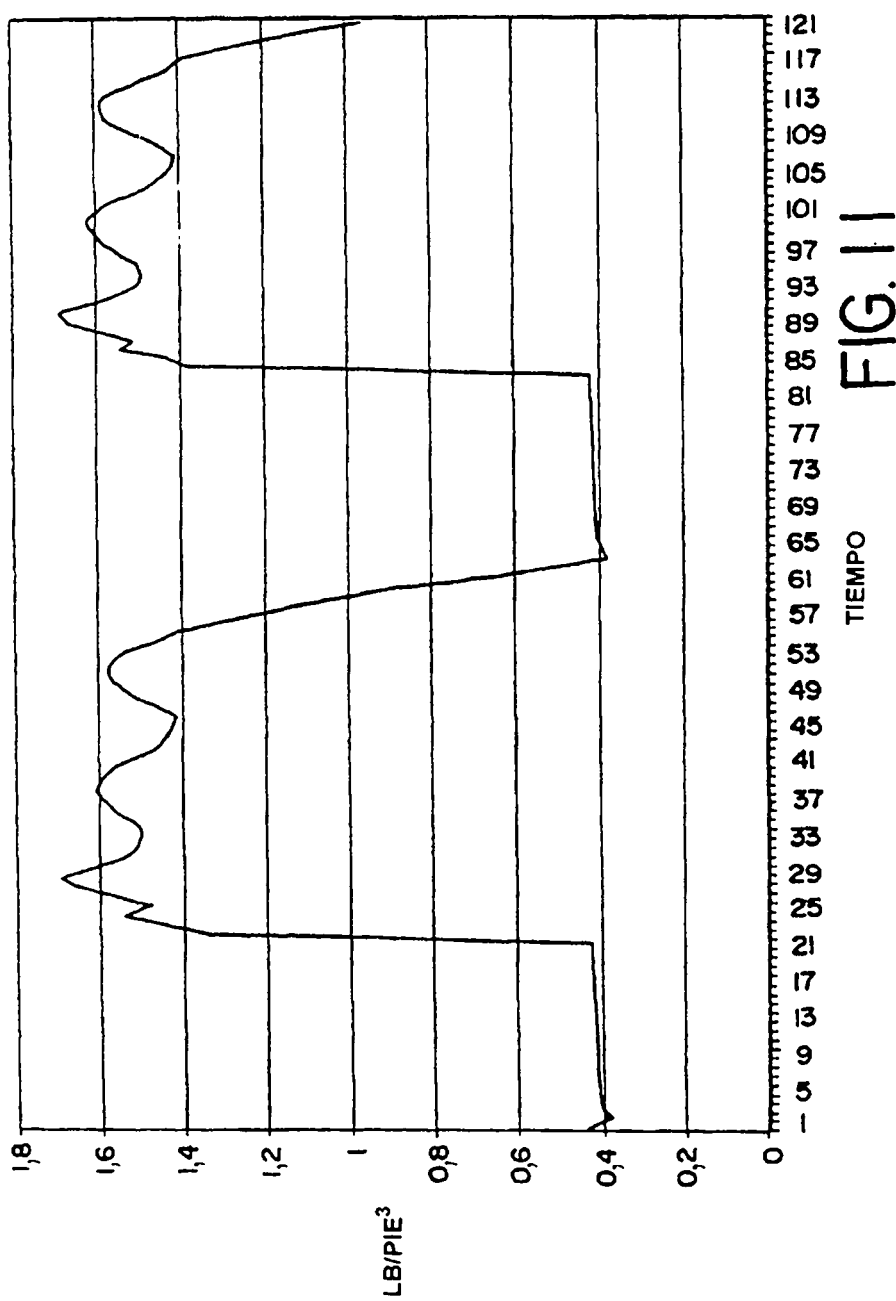


FIG. 11

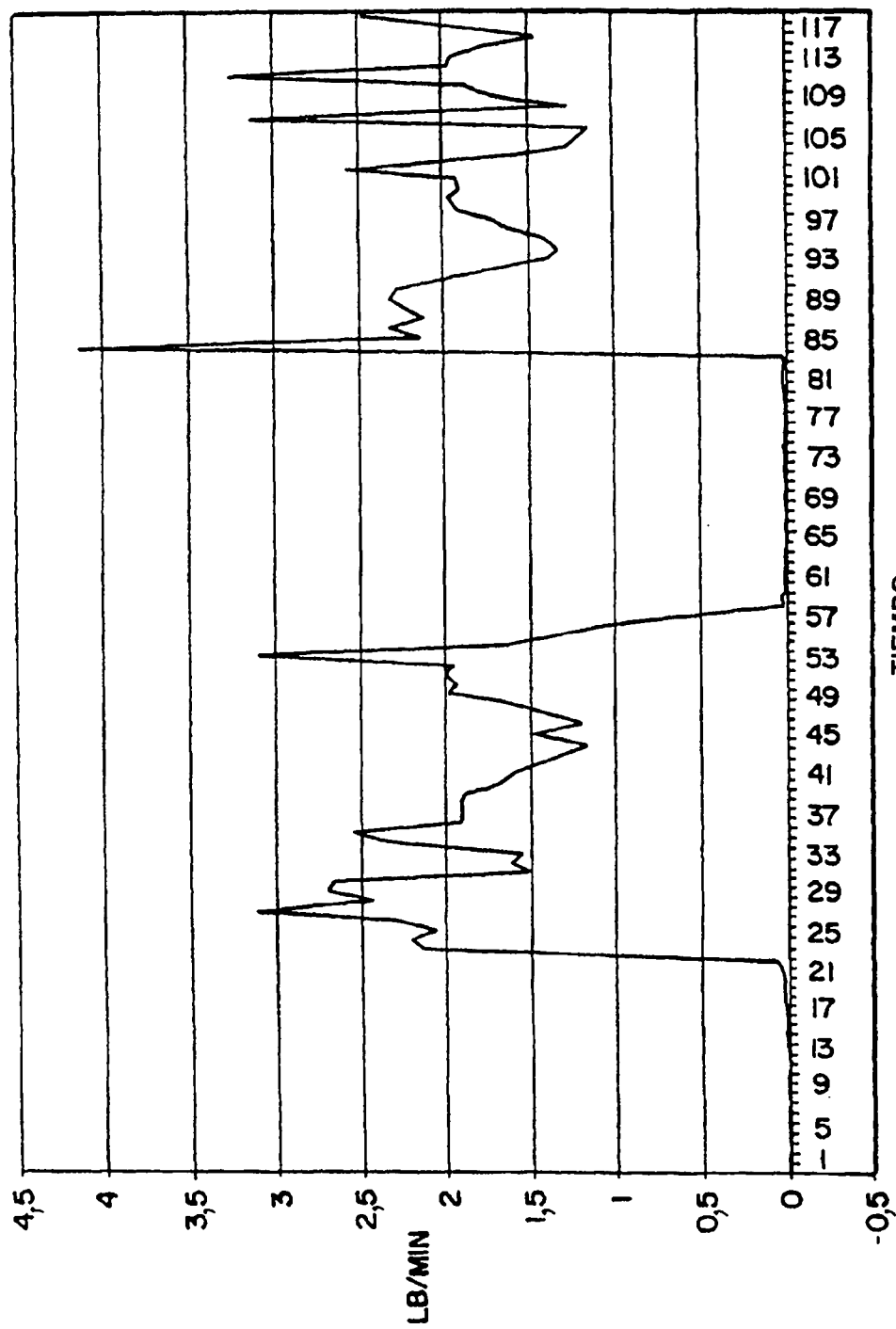


FIG. 12

FIG. 13

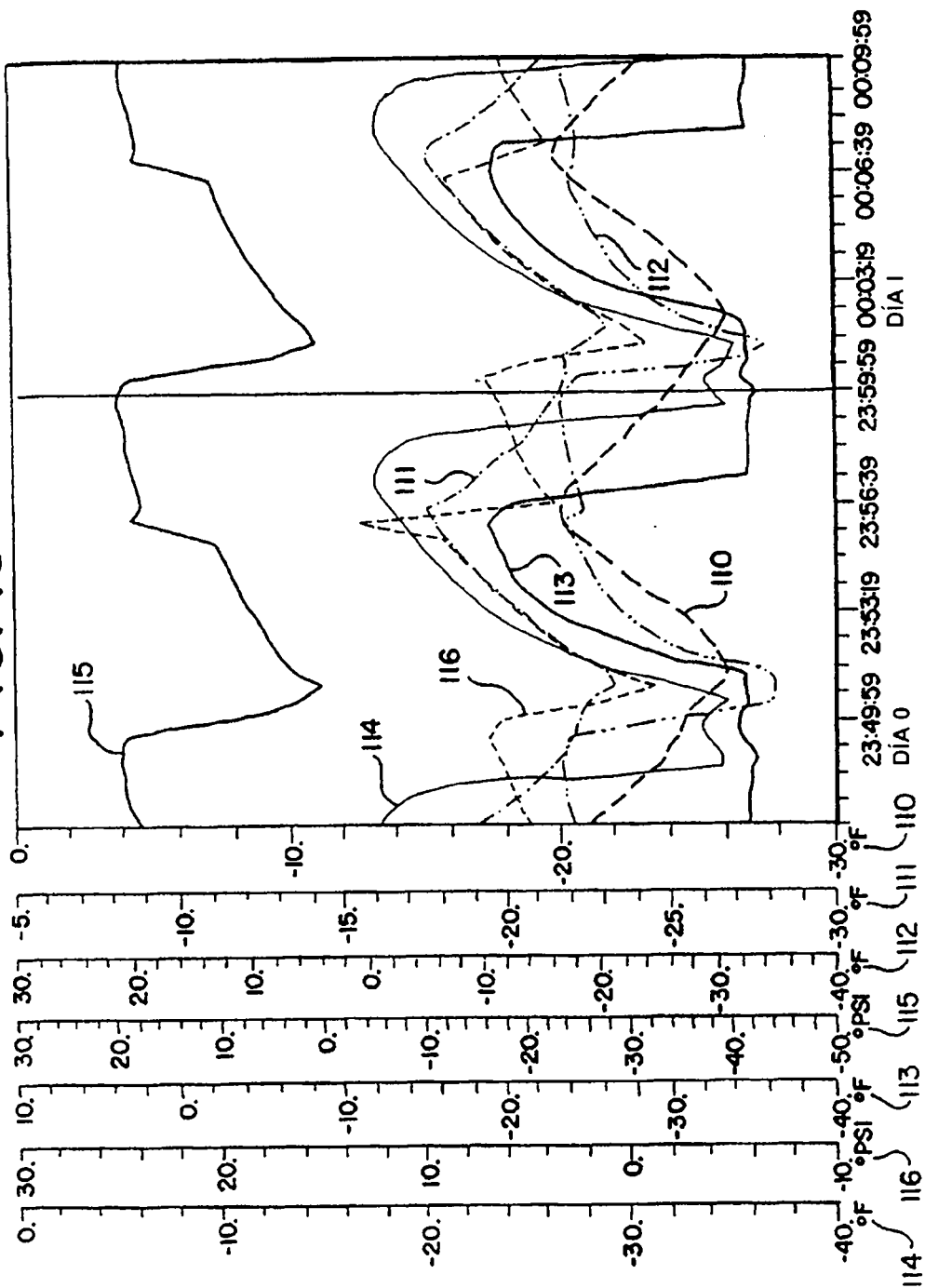


FIG. 14

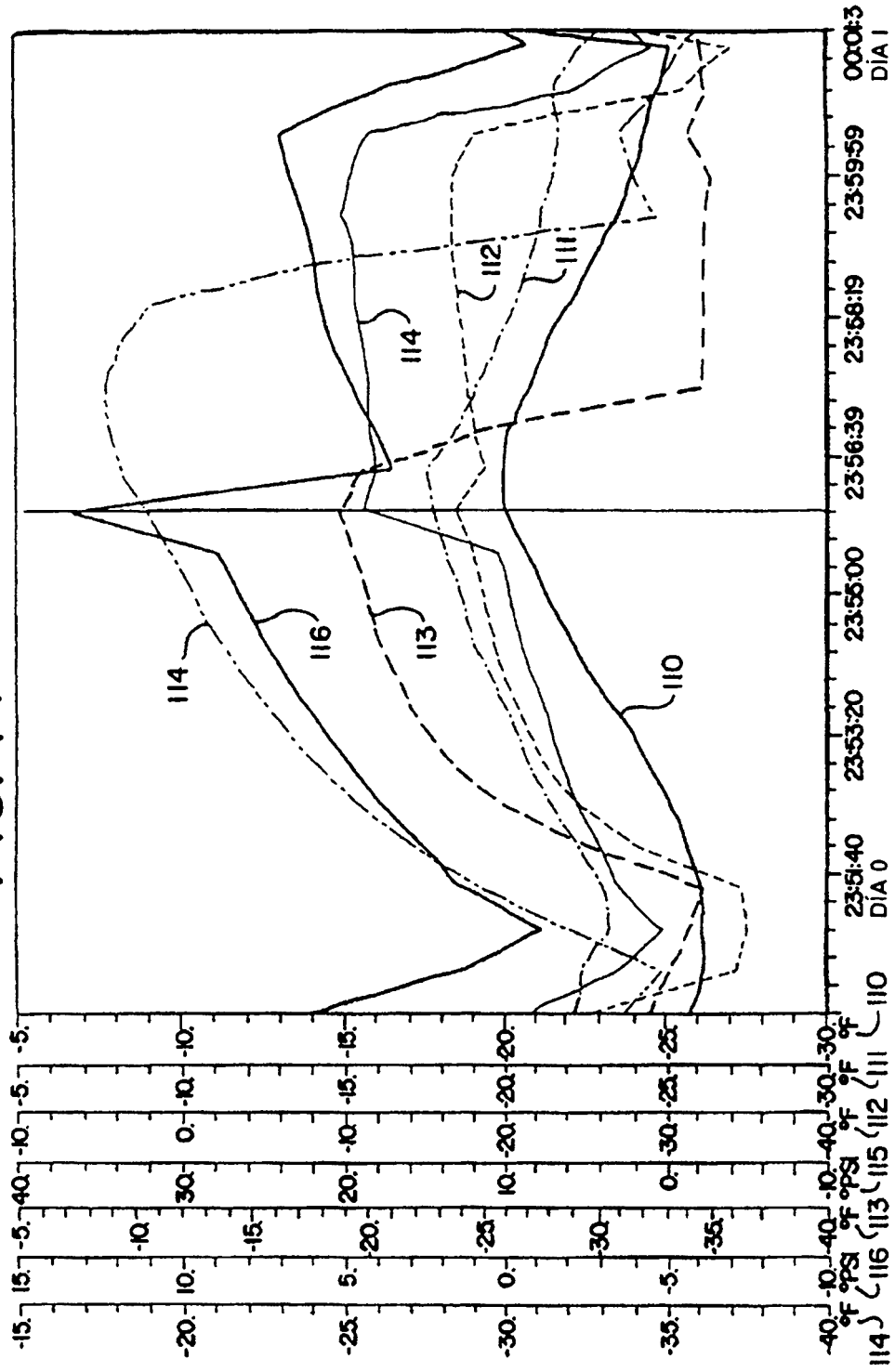


FIG. 15

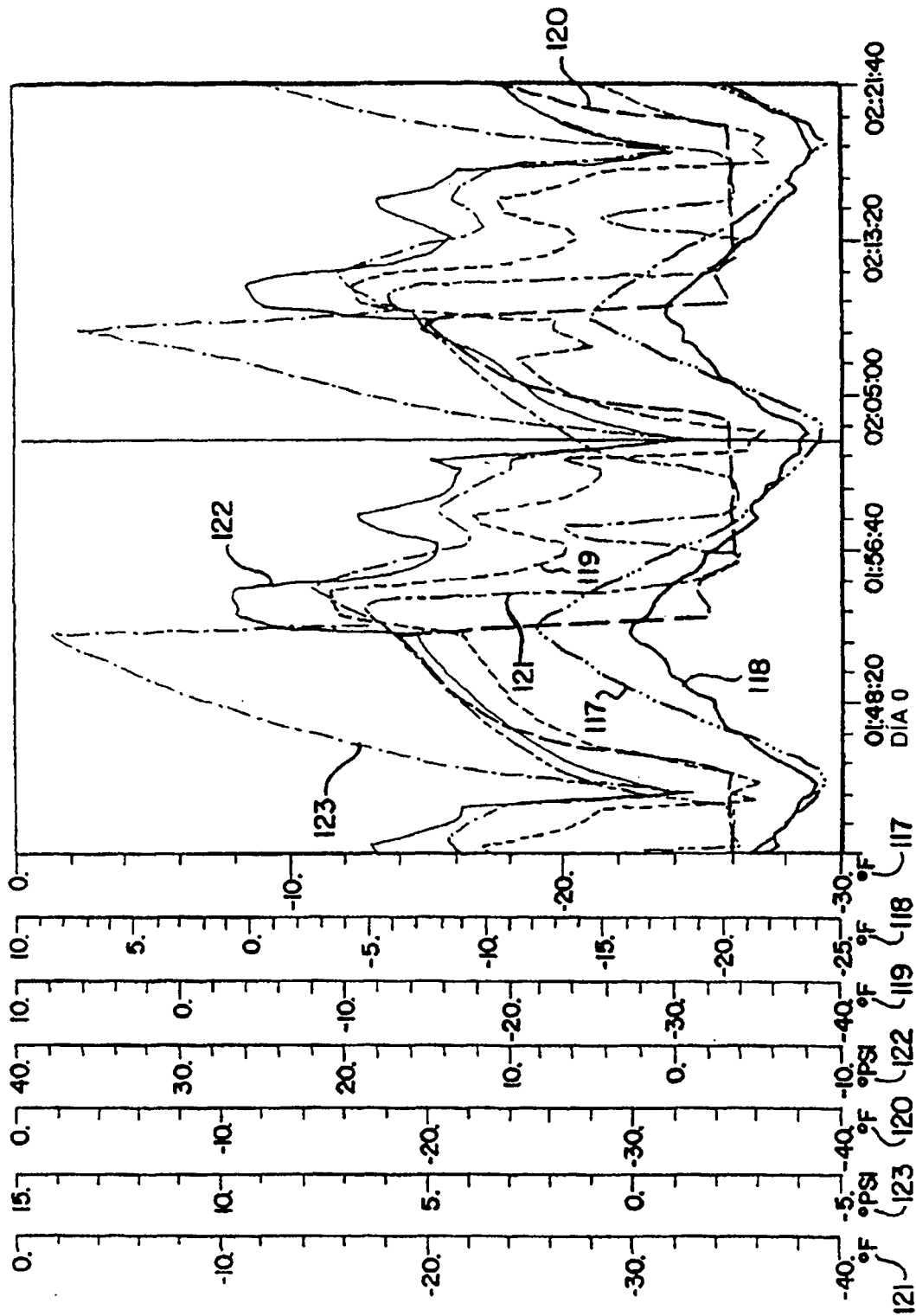
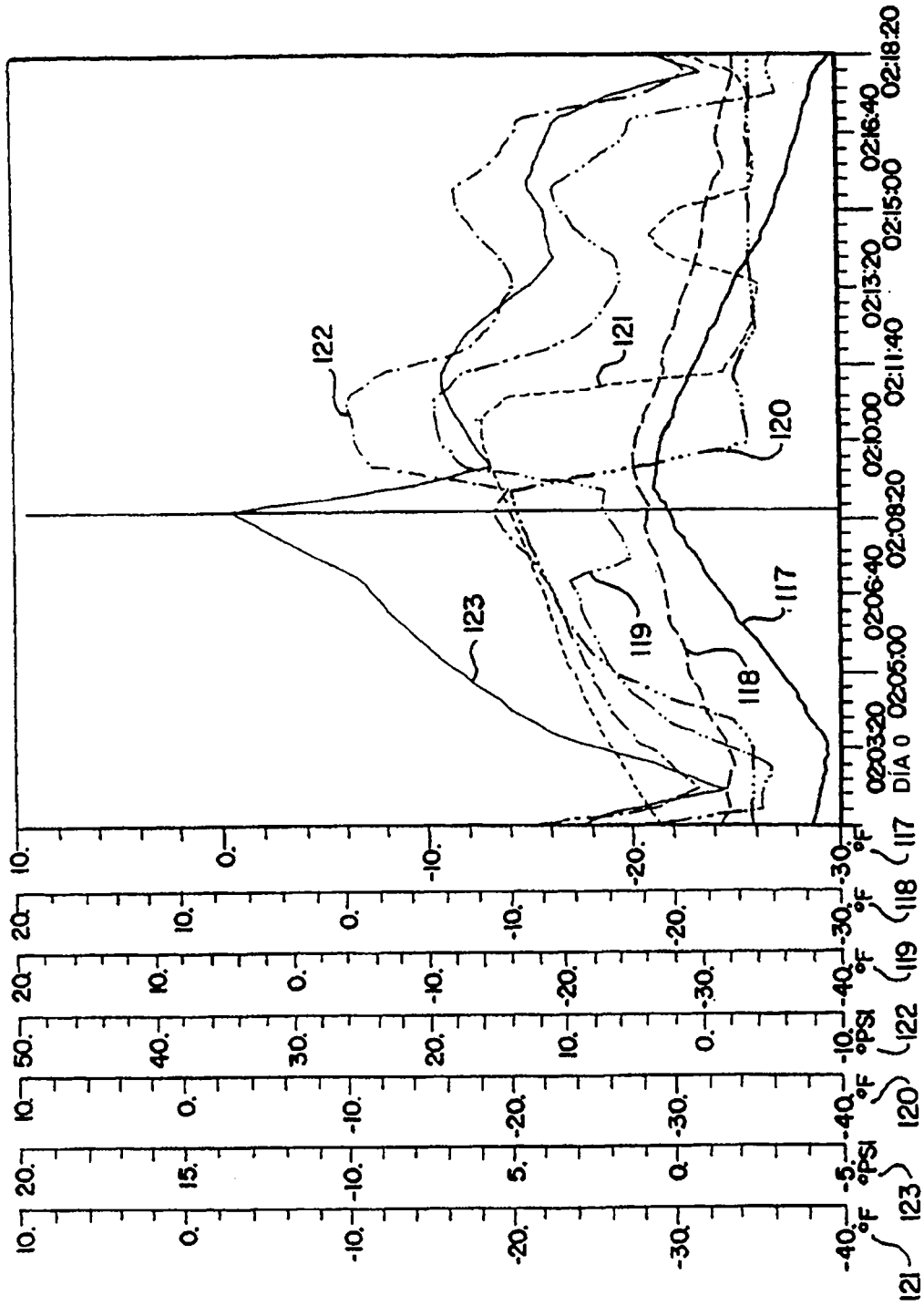


FIG. 16



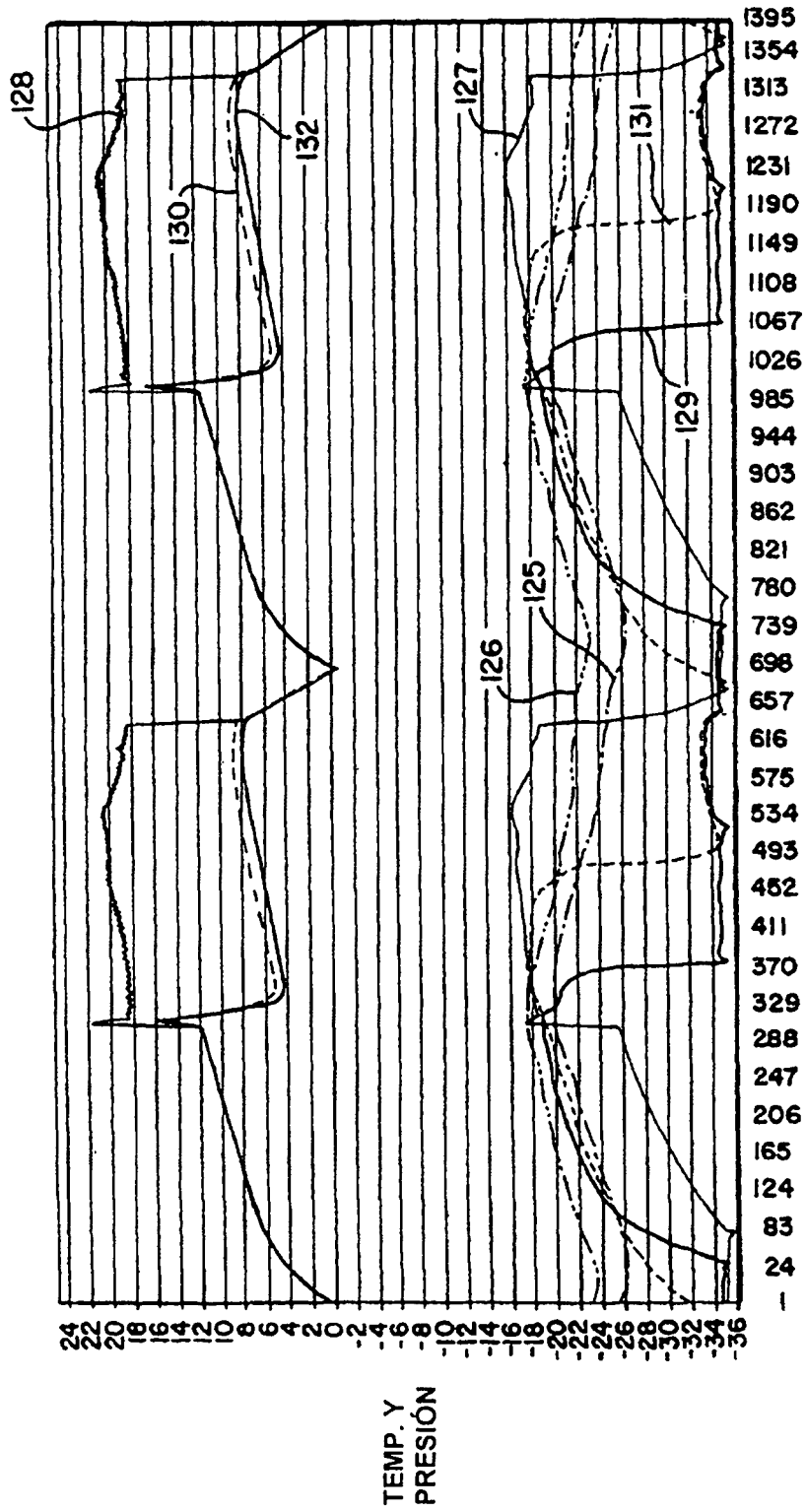


FIG. 17

DURACIÓN

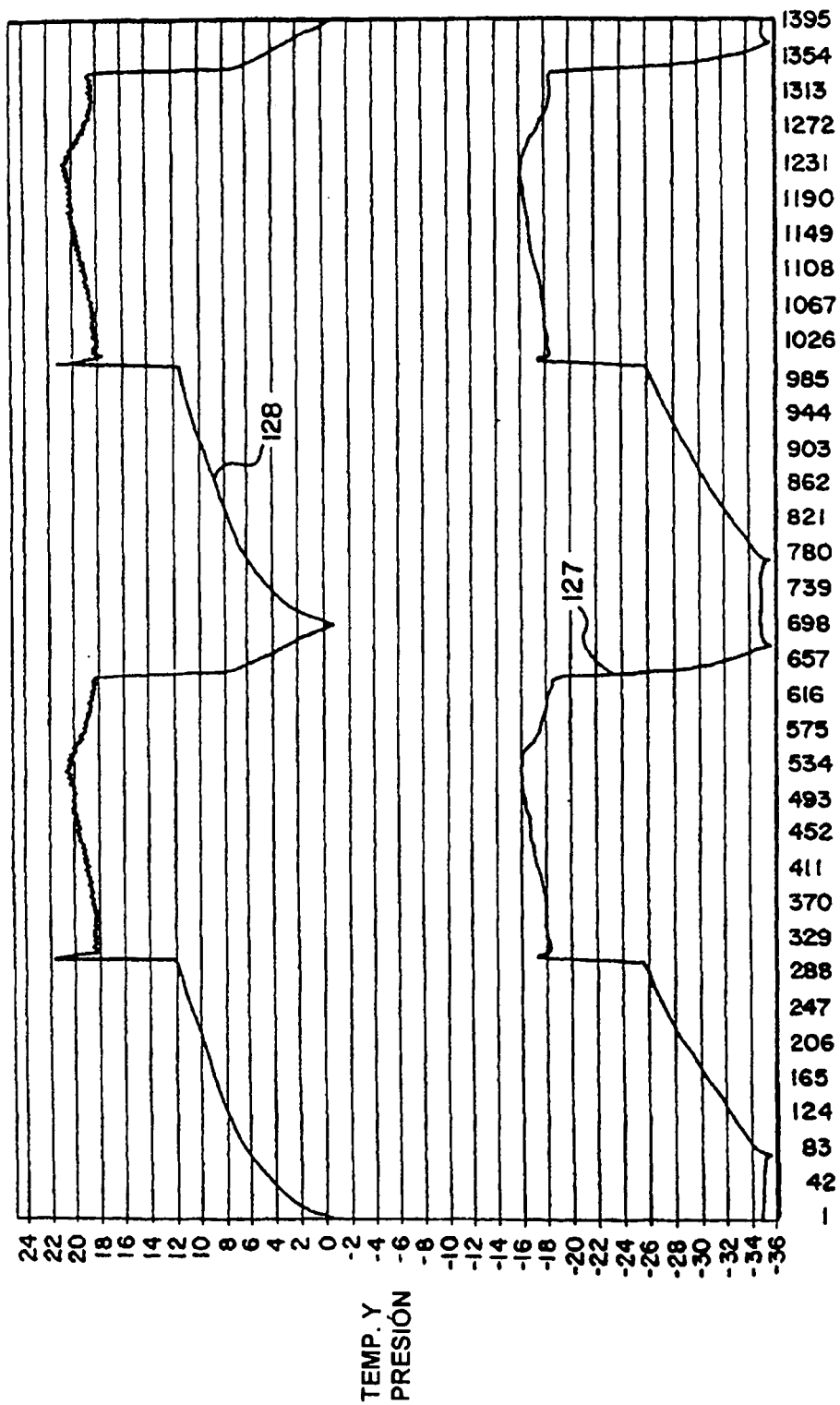


FIG. 18

DURACIÓN

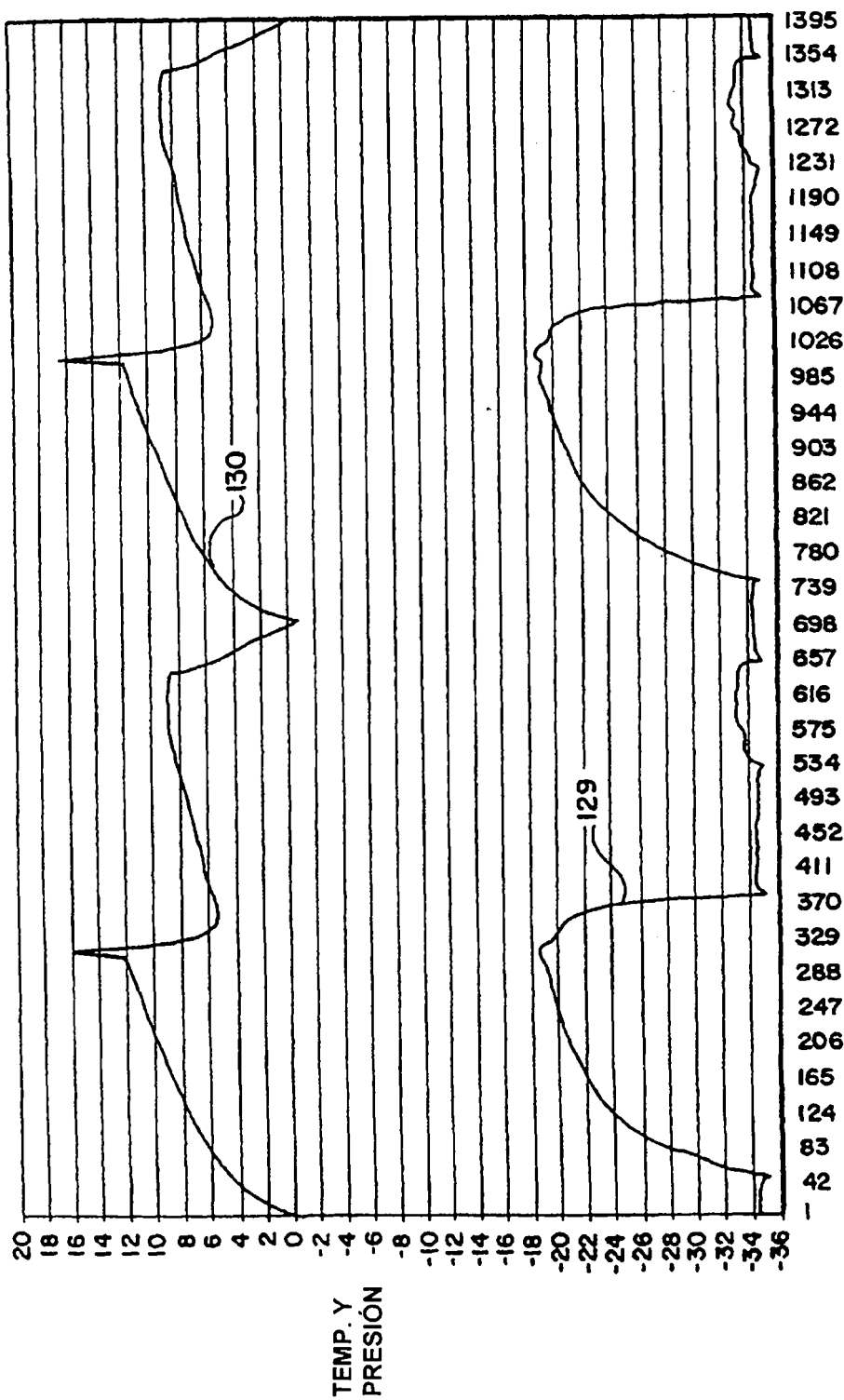


FIG. 19

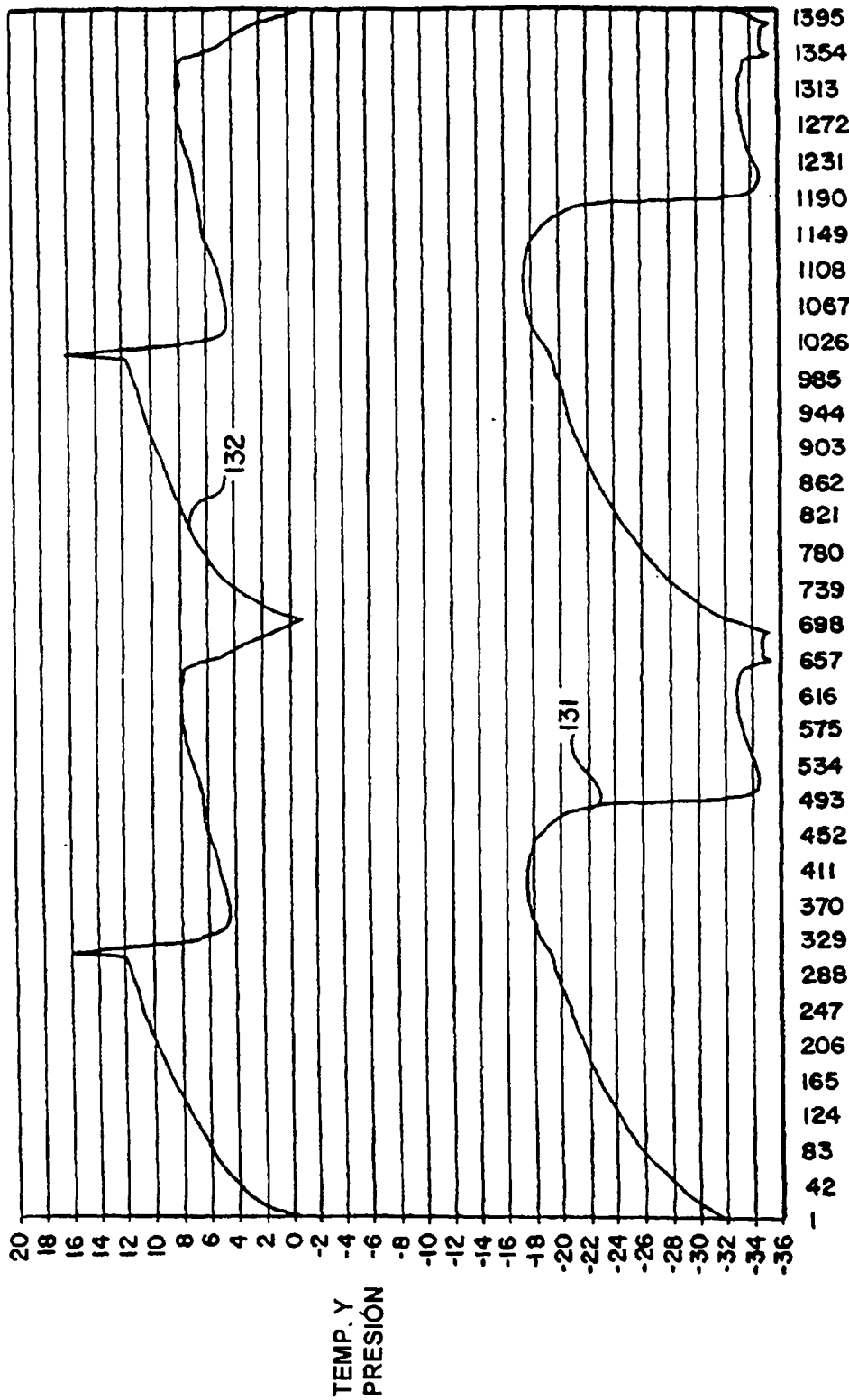


FIG. 20

