

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 965 363**

51 Int. Cl.:

C09K 5/04 (2006.01)

G01N 17/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **23.08.2018** E 21204822 (7)

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **23.08.2023** EP 3964556

54 Título: **Cámara de prueba**

30 Prioridad:

08.09.2017 DE 102017120786

14.09.2017 DE 102017216363

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

15.04.2024

73 Titular/es:

WEISS TECHNIK GMBH (100.0%)

Greizer Strasse 41-49

35447 Reiskirchen, DE

72 Inventor/es:

GÖPFERT, TOBIAS;

HESSE, ULLRICH y

HAACK, CHRISTIAN

74 Agente/Representante:

GONZÁLEZ PECES, Gustavo Adolfo

ES 2 965 363 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

Cámara de prueba

La invención se refiere a una cámara de prueba con refrigerante, así como al uso de refrigerante, donde la cámara de prueba para acondicionar aire comprende un recinto de prueba que puede cerrarse del entorno y está aislado térmicamente para recibir material de prueba, y un dispositivo de control de la temperatura para controlar la temperatura del recinto de prueba, dentro del que puede establecerse una temperatura dentro de un intervalo de temperaturas de $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+180\text{ }^{\circ}\text{C}$. El dispositivo de control de la temperatura dispone de un dispositivo de refrigeración con un circuito de refrigeración con refrigerante, al menos un intercambiador de calor, un compactador, un condensador y un elemento de expansión, en el que el refrigerante experimenta un cambio de fase en el intercambiador de calor.

Estos refrigerantes circulan generalmente dentro de un circuito cerrado de refrigeración de un dispositivo de refrigeración y experimentan sucesivamente diversos cambios de estado de agregación. Los refrigerantes deben ser de tal naturaleza que puedan utilizarse en un circuito de refrigeración dentro del intervalo de temperaturas mencionado. En el estado de la técnica se conocen los llamados refrigerantes de un solo componente y también las mezclas refrigerantes de al menos dos componentes. Los refrigerantes se designan conforme a la norma DIN 8960, apartado 6.

En cumplimiento de las normativas legales, el refrigerante no debe contribuir significativamente a la destrucción del ozono en la atmósfera o al calentamiento global. Esencialmente, no pueden usarse como refrigerantes gases fluorados ni sustancias cloradas, por lo que se contemplan refrigerantes o gases naturales. Además, el refrigerante debe ser no inflamable para, entre otras cosas, no causar dificultades durante el llenado, el envío y el funcionamiento del circuito de refrigeración debido a las normas de seguridad que haya que cumplir. El uso de un refrigerante inflamable aumenta también el coste de fabricación de un circuito de refrigeración debido a las medidas de diseño que esto requiere. En este caso, la inflamabilidad se entiende como la propiedad del refrigerante de reaccionar con el oxígeno ambiental para liberar calor. Un refrigerante es inflamable en particular si pertenece a la clase de incendio C según la norma europea EN2 o DIN 378 clases A2, A2L y A3.

Además, un refrigerante debe tener equivalente de CO_2 relativamente bajo, es decir, el potencial relativo de calentamiento global (*Global Warming Potential*, GWP) debe ser lo más bajo posible para evitar daños indirectos al medioambiente en caso de que se libere. El GWP indica en qué medida contribuye una masa determinada de un gas de efecto invernadero al calentamiento global. El dióxido de carbono se emplea como valor de referencia. El valor describe el efecto de calentamiento medio durante un periodo determinado de tiempo, especificándose aquí 20 años para facilitar la comparación. Para la definición del equivalente relativo de CO_2 o GWP, consulte el quinto Informe de Evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC), Informe de Evaluación, Apéndice 8.A, Tabla 8.A.1.

La desventaja de los refrigerantes con un GWP reducido, por ejemplo < 2500 , es que, en los intervalos de temperaturas relevantes para un circuito de refrigeración, estos refrigerantes tienen a veces una capacidad de refrigeración significativamente menor en comparación con refrigerantes con un GWP comparativamente más elevado. Se puede alcanzar un GWP bajo empleando mezclas refrigerantes que tengan una proporción de masa comparativamente elevada de dióxido de carbono, aunque estas mezclas refrigerantes pueden presentar propiedades zeotrópicas debido a las diferentes sustancias mezcladas, lo que a su vez es indeseable en muchos circuitos de refrigeración.

En una mezcla refrigerante zeotrópica, tiene lugar una transición de fase en un intervalo de temperatura, el denominado deslizamiento de temperatura. El deslizamiento de temperatura se considera la diferencia entre la temperatura de ebullición y la temperatura del punto de rocío a presión constante. Las mezclas refrigerantes zeotrópicas suelen contener una proporción de masa elevada de un componente no inflamable, aunque esta se caracteriza por un GWP comparativamente elevado. *A priori*, el dióxido de carbono parece un componente adecuado para una mezcla refrigerante porque no es inflamable y tiene un GWP bajo. Sin embargo, en el caso de una mezcla de dióxido de carbono con otro componente, es esencial que, si el otro componente es combustible, la proporción de masa de dióxido de carbono sea comparativamente elevada. Sin embargo, esto puede causar de nuevo inconvenientes porque el dióxido de carbono tiene una temperatura de congelación o punto de congelación de $-56,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que hace casi imposible alcanzar temperaturas de hasta $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ con una concentración elevada de dióxido de carbono.

Los refrigerantes también deben ser tan sencillos de usar como sea posible, es decir, no deben requerir ninguna conversión técnica compleja de un dispositivo de refrigeración. Especialmente en el caso de refrigerantes con deslizamiento de temperatura $> 3\text{ K}$, es necesario adaptar un elemento de expansión y un intercambiador de calor o evaporador del circuito de refrigeración correspondiente a la temperatura de evaporación del refrigerante y proporcionar un control adecuado. También se debe diferenciar entre los refrigerantes que están diseñados para dispositivos de refrigeración con funcionamiento estático, es decir, dispositivos de refrigeración con una temperatura en el intercambiador de calor o evaporador que se mantiene esencialmente constante durante un período de tiempo

prolongado, y dispositivos de refrigeración dinámica con un cambio de temperatura comparativamente rápido en el intercambiador de calor. Estos dispositivos de refrigeración dinámica se instalan, entre otras cosas, en cámaras de prueba, por lo que el refrigerante utilizado debe poder utilizarse dentro de un intervalo de temperaturas amplio.

5 Las cámaras de prueba se utilizan regularmente para comprobar las propiedades físicas o químicas de los objetos, especialmente de dispositivos. Por ejemplo, se conocen cámaras de prueba de temperatura o cámaras de prueba climáticas en las que se pueden establecer temperaturas en un intervalo de -60 °C a $+180\text{ °C}$. En el caso de las cámaras de prueba climáticas, también se pueden fijar las condiciones climáticas a las que se desee exponer el dispositivo o el material de prueba durante un periodo de tiempo definido. Estas cámaras de prueba se diseñan regular,
10 al menos en parte, como dispositivos móviles que se solo necesitan conectarse a un edificio con las líneas de suministro necesarias e incluyen todos los equipos necesarios para el control de la temperatura y la climatización. El control de la temperatura del recinto de prueba que contiene el material que se debe probar tiene lugar regularmente en un conducto de recirculación dentro del recinto de prueba. El conducto de recirculación crea un espacio de tratamiento del aire en el recinto de prueba, en el que se disponen intercambiadores de calor para calentar o enfriar el
15 aire que circula por el conducto de recirculación o el recinto de prueba. Un ventilador aspira el aire del recinto de prueba y lo dirige a los respectivos intercambiadores de calor del conducto de recirculación. De este modo, el material de prueba puede templarse o también someterse a un cambio de temperatura definido. Durante un intervalo de prueba, la temperatura de la cámara de prueba puede variar repetidamente entre una temperatura máxima y una temperatura mínima. Una cámara de prueba de este tipo se describe, por ejemplo, en EP 0 344 397 A2 y en el US 2003/0172751
20 A1.

El refrigerante que circula en un circuito de refrigeración debe poder utilizarse en el circuito de refrigeración dentro de la diferencia de temperatura mencionada. En particular, la temperatura de punto de rocío del refrigerante no puede ser superior a la temperatura mínima del intervalo de temperaturas del circuito de refrigeración que debe alcanzarse, ya que, de lo contrario, al evaporarse el refrigerante en el intercambiador de calor que sirve para enfriar el recinto de
25 prueba, no se podría alcanzar la temperatura mínima. Se alcanza la temperatura del punto de rocío de los refrigerantes azeotrópicos inmediatamente después del elemento de expansión en el intercambiador de calor. Los circuitos de refrigeración para recintos de prueba, en particular, requieren una constancia muy elevada de temperatura espacial para un control preciso de la temperatura de la cámara de prueba, que no puede alcanzarse con refrigerantes zeotrópicos, o únicamente con restricciones. En este caso no se puede lograr una constancia de temperatura elevada, ya que la temperatura del punto de rocío, o un punto de rocío del refrigerante zeotrópico se puede desplazar localmente en la zona del intercambiador de calor en el recinto de prueba debido a diferencias de temperatura dentro de este. Esto evita el uso de refrigerantes zeotrópicos o con deslizamiento de temperatura en los circuitos de refrigeración de
30 las cámaras de prueba.

Además, se conocen dispositivos de refrigeración en los que se evapora sucesivamente una mezcla de refrigerante zeotrópico. Esto significa que los componentes materiales del refrigerante se evaporan sucesivamente a través del elemento de expansión. Estos dispositivos de refrigeración también se denominan sistemas de mezcla en cascada y son adecuados para establecer una temperatura baja esencialmente estática.
35

La presente invención se basa, por lo tanto, en la tarea de proponer una cámara de prueba con un refrigerante, así como el uso de un refrigerante con el que se puedan alcanzar temperaturas de hasta al menos -60 °C de forma segura y respetuosa con el medioambiente.
40

Esto se resuelve mediante una cámara de prueba con las características de la Reivindicación 1 y un uso de un refrigerante con las características de la Reivindicación 13.

En la cámara de prueba para acondicionar aire según la invención, esta comprende un recinto de prueba que puede cerrarse de un entorno y está aislado térmicamente para recibir material de prueba, y un dispositivo de control de la temperatura para controlar la temperatura del recinto de prueba, dentro del que puede establecerse una temperatura
50 en un intervalo de temperaturas de -60 °C a $+180\text{ °C}$. El dispositivo de control de la temperatura, en este caso, dispone de un dispositivo de refrigeración con un circuito de refrigeración con refrigerante, al menos un intercambiador de calor, un compactador, un condensador y un elemento de expansión, donde el refrigerante experimenta un cambio de fase en el intercambiador de calor. El refrigerante se trata de una mezcla refrigerante que comprende una proporción de masa de dióxido de carbono del 30 % al 33 %, así como una proporción de masa de al menos un componente adicional, siendo el componente adicional pentafluoroetano con una proporción de masa del 67 % al 70 %.
55

El dióxido de carbono (CO_2) también se designa como refrigerante o componente bajo la designación R744, pentafluoroetano (C_2HF_5) bajo la denominación R125 y difluorometano (C_2HF_6) bajo la denominación R32, trifluoroetileno bajo la denominación R1123, 1,1-difluoroetano ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_2$) bajo la designación R-1132a, fluoroetano ($\text{C}_2\text{H}_3\text{F}$) bajo la denominación R1141 conforme DIN 8960 en su última versión modificada antes de la fecha de prioridad de la solicitud.
60

Según la invención, se proporciona una mezcla refrigerante de dióxido de carbono y uno o más refrigerantes fluorados, que tienen un GWP bajo y son no inflamables o solo son inflamables de forma limitada. La proporción de dióxido de carbono debe ser lo más baja posible, ya que, de lo contrario, el punto de congelación de la mezcla refrigerante aumenta con el aumento de la proporción de masa de dióxido de carbono. Sin embargo, una proporción de masa
65

menor de dióxido de carbono disminuye el efecto reductor del GWP del dióxido de carbono. Los refrigerantes parcialmente fluorados, por ejemplo, tienen un GWP significativamente más elevado que el dióxido de carbono, aunque también tienen un efecto ignífugo mejorado. El pentafluoroetano y el difluorometano, en particular, contienen una cantidad significativa de átomos de flúor, lo que da lugar a un GPW indeseablemente elevado. Sorprendentemente, sin embargo, se ha descubierto que se puede alcanzar un GWP suficientemente bajo, es decir, por ejemplo < 150, con una mezcla refrigerante con una proporción de masa de dióxido de carbono del 30 % al 40 % con pentafluoroetano. También se ha demostrado que el efecto ignífugo del pentafluoroetano es comparativamente más elevado que el del dióxido de carbono. Al añadir difluorometano como tercer componente de la mezcla refrigerante, también pueden reducirse las propiedades negativas del pentafluoroetano y el dióxido de carbono. Por ejemplo, una mezcla refrigerante con pentafluoroetano y difluorometano se clasifica como no inflamable. A su vez, el difluorometano con dióxido de carbono tiene una temperatura de congelación más baja que con pentafluoroetano. En consecuencia, puede alcanzarse una temperatura de congelación más baja con una mezcla de pentafluoroetano, difluorometano y dióxido de carbono que solamente con pentafluoroetano y dióxido de carbono. De este modo, el difluorometano reduce significativamente el punto de congelación de la mezcla refrigerante, por lo que se requiere una determinada proporción de masa de dióxido de carbono para que la mezcla refrigerante no sea inflamable. Al mismo tiempo, sin embargo, el difluorometano produce una temperatura final de compresión elevada, por lo que este tiene una utilidad limitada como único componente de mezcla para el dióxido de carbono. El pentafluoroetano no puede reducir el punto de congelación de la mezcla refrigerante tanto como el difluorometano, pero tiene un mayor efecto retardante de llama en comparación con el dióxido de carbono, lo que resulta ventajoso.

En una versión del refrigerante, una proporción de masa de dióxido de carbono puede ser del 31 % y una proporción de masa de pentafluoroetano puede ser del 69 %. De este modo, es posible producir una mezcla refrigerante compuesta únicamente por dióxido de carbono y pentafluoroetano. El pentafluoroetano no es inflamable, por lo que todas las mezclas con este y dióxido de carbono tampoco lo son. La reducción del punto de congelación es menos pronunciada en comparación con el difluorometano y el R1123. Su GWP de 3150 es significativamente más elevado que el de otros posibles componentes. De este modo, también se puede sustituir parcialmente por otras sustancias en la mezcla refrigerante para reducir el GWP de la mezcla refrigerante. El efecto ignífugo del pentafluoroetano es superior al del dióxido de carbono, por lo que se puede reducir la proporción de masa de dióxido de carbono en la mezcla refrigerante, lo que reduce aún más el punto de congelación y sigue garantizando la no inflamabilidad pero aumenta el GWP. Por lo tanto, también son posibles las mezclas de dióxido de carbono, pentafluoroetano y R1123A, R1123 y R1141.

La mezcla refrigerante ya puede clasificarse como no inflamable con una proporción de masa de dióxido de carbono de al menos el 35 %. La reducción del punto de congelación es mayor en comparación con el R125, el R1132A y el R1141. Sin embargo, el GWP del difluorometano es mayor que el del R1132A, el R1141, el R1123 y el dióxido de carbono. El difluorometano puede describirse como una molécula pequeña, lo que significa que la temperatura de compresión final es mayor para el difluorometano que para moléculas más grandes y pesadas, como el pentafluoroetano, en las mismas condiciones de contorno. Los refrigerantes R410A y R410B presentan temperaturas finales de compresión más bajas que el difluorometano, por lo que son especialmente apropiados como ingredientes en mezclas con dióxido de carbono.

En consecuencia, la mezcla refrigerante puede hacerse como una mezcla binaria.

La mezcla refrigerante puede contener trifluoroetileno, 1,1-difluoroetano o fluoroetano como componente adicional. El 1,1-Difluoroetano tiene un GWP muy bajo, por lo que es adecuado como componente para reducir el GWP. Su punto de congelación y de ebullición normal son también muy bajos, lo que lo hace adecuado para aplicaciones a baja temperatura. No obstante, el 1,1-difluoroetano y el fluoroetano son inflamables y no deben superar el 10 % en la mezcla refrigerante. El trifluoroetileno tiene un GWP muy bajo, por lo que es adecuado como componente para reducir el GWP. Al tener propiedades termodinámicas similares a las del difluorometano, pueden formarse mezclas refrigerantes de dióxido de carbono, difluorometano y trifluoroetileno. El trifluoroetileno, similar al difluorometano, puede provocar una reducción pronunciada del punto de congelación (más pronunciada que con el pentafluoroetano). Las proporciones de masa de trifluoroetileno y difluorometano pueden ser preferiblemente de 45/55.

En la tabla siguiente, el Ejemplo 1 indica un refrigerante según las realizaciones anteriormente descritas.

Tabla

| Refrigerante | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|------|------|------|------|
| R744 (% en peso) | 31 | 45,8 | 35 | 35 |
| R125 (% en peso) | 69 | | | 32,5 |
| R32 (% en peso) | | 54,2 | | 32,5 |
| R410A (% en peso) | | | 65 | |
| Deslizamiento de temperatura absoluto (K) | 17,1 | 15,9 | 15,7 | 15,7 |

ES 2 965 363 T3

| Refrigerante | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-----------------------------------|---------------|---------------|-------------|-------------|
| Deslizamiento de temperatura (°C) | -77,7 a -60,6 | -78,7 a -62,8 | -77 a -61,3 | -77 a -61,3 |
| Punto de congelación (°C) | -80 | -87 | -86 | -86 |

Además, el refrigerante puede tener un deslizamiento de temperatura de ≥ 10 K, preferiblemente ≥ 15 K, más preferiblemente ≥ 18 K. El deslizamiento de la temperatura del refrigerante no debe ser > 20 K para que un dispositivo de refrigeración pueda funcionar correctamente.

El refrigerante puede tener un equivalente relativo de CO₂, basado en 20 años, < 2500 , preferiblemente < 1500 , particularmente preferiblemente < 500 . En consecuencia, el refrigerante puede ser menos nocivo para el medioambiente.

El refrigerante no puede ser inflamable. Si el refrigerante no es inflamable, es posible diseñar el circuito de refrigeración, y en particular, una cámara de prueba, de forma más rentable, ya que no es necesario adoptar precauciones de seguridad especiales con respecto a la inflamabilidad del refrigerante. En ese caso, el refrigerante puede, como mínimo, no pertenecer a la clase de inflamabilidad C o al grupo de seguridad de refrigerantes A1. Además, esto simplifica el envío o transporte del circuito de refrigeración, porque este puede llenarse con refrigerante antes del transporte, independientemente del modo de transporte. En el caso de refrigerante inflamable, solo se puede rellenar durante la puesta en marcha en el lugar de instalación. Además, es posible utilizar el refrigerante no inflamable en presencia de fuentes de ignición.

El dispositivo de control de la temperatura permite establecer dentro del recinto de prueba una temperatura en un intervalo de temperaturas de -60 °C a $+180$ °C, preferiblemente de -80 °C a $+180$ °C, particularmente preferiblemente de -100 °C a $+180$ °C. A diferencia de un sistema de cascada mixta, en este caso el refrigerante puede evaporarse con todos los componentes de sustancias que contiene al mismo tiempo a través del elemento de expansión. Dado que el punto de congelación del dióxido de carbono es de $-56,6$ °C, las mezclas refrigerantes que contienen una gran proporción de masa de dióxido de carbono ya no son adecuadas, en principio, para alcanzar temperaturas inferiores a $-56,6$ °C. Sin embargo, utilizando el refrigerante dependiendo la invención, es posible alcanzar una temperatura de punto de rocío del refrigerante inferior a -60 °C.

El circuito de refrigeración puede disponer de un intercambiador de calor interno, en el que el intercambiador de calor interno puede estar conectado al lado de alta presión del circuito de refrigeración con flujo aguas arriba del elemento de expansión y aguas abajo del condensador, y en el lado de baja presión del circuito de refrigeración aguas arriba del compactador y aguas abajo del intercambiador de calor. Si se utiliza el intercambiador de calor interno y para enfriar el refrigerante licuado del lado de alta presión, se pueden alcanzar fácilmente temperaturas inferiores a -56 °C. En este caso, la temperatura de evaporación del refrigerante enfriado mediante el intercambiador de calor interno puede reducirse en el elemento de expansión con respecto a la temperatura de evaporación de un refrigerante no enfriado. De este modo, la capacidad de refrigeración transferida desde el lado de baja presión al lado de alta presión a través del intercambiador de calor interno se puede utilizar al menos parcialmente, preferiblemente de forma exclusiva, para reducir la temperatura de evaporación del refrigerante en el elemento de expansión. Además, solo es posible utilizar un refrigerante zeotrópico con deslizamiento de temperatura porque la posición de la temperatura de punto de rocío del refrigerante o el punto de rocío del refrigerante puede entonces desplazarse hacia el intercambiador de calor interno. Debido al deslizamiento de la temperatura del refrigerante zeotrópico, la temperatura de punto de rocío que alcanza el refrigerante puede ser comparativamente elevada e impedir así una mayor refrigeración del intercambiador de calor.

Por lo tanto, una parte del refrigerante puede evaporarse en el intercambiador de calor y la parte no utilizable de la proporción de vapor húmedo del refrigerante se puede transferir al intercambiador de calor interno. En general, esto permite utilizar refrigerantes con una proporción de masa de dióxido de carbono, que por un lado son respetuosos con el medioambiente, pero por otro tienen propiedades zeotrópicas, para la consecución de bajas temperaturas en un recinto de prueba. Si parte del deslizamiento de temperatura o parte del vapor húmedo del refrigerante se transfiere del intercambiador de calor del recinto de prueba al intercambiador de calor interno, también es posible conseguir una constancia de temperatura mejorada en comparación con el refrigerante zeotrópico. De este modo, la potencia frigorífica suministrada mediante el intercambiador de calor solo se puede generar dentro de una sección de deslizamiento de temperatura, de modo que el desplazamiento del punto de rocío del refrigerante en el circuito de refrigeración apenas puede influir en la constancia de la temperatura del intercambiador de calor. También se puede prever que aquí solo se utilice un único intercambiador de calor para refrigerar un medio, en este caso el aire del recinto de prueba.

El intercambiador de calor puede dimensionarse de tal manera que el refrigerante solo se pueda evaporar en el intercambiador de calor parcialmente. Esto tiene la ventaja de que el punto de rocío o la ubicación de la temperatura de este del refrigerante pueden desplazarse fuera del intercambiador de calor y dentro del intercambiador de calor interno. Debido a un deslizamiento de temperatura del refrigerante zeotrópico, se alcanza una temperatura más baja

en el intercambiador de calor durante la evaporación parcial del refrigerante en el intercambiador de calor que durante la evaporación posterior restante del refrigerante en el intercambiador de calor interno.

En una versión de la cámara de prueba, el intercambiador de calor puede estar situado dentro del recinto de prueba. Además, el intercambiador de calor se puede instalar en un espacio de tratamiento de aire del recinto de prueba para que el aire circulado por un ventilador pueda entrar en contacto con un intercambiador de calor. Esto permite enfriar un volumen de aire circulante del recinto de prueba directamente mediante el dispositivo de refrigeración a través del intercambiador de calor del recinto de prueba. La cámara de prueba puede entonces tener el circuito de refrigeración como único circuito de refrigeración. El circuito de refrigeración se conecta directamente al recinto de prueba.

En otra versión de la cámara de prueba, el condensador puede diseñarse como intercambiador de calor en cascada de otro circuito de refrigeración del dispositivo de refrigeración. De este modo, la cámara de prueba puede tener al menos dos circuitos de refrigeración, en los que un circuito de refrigeración puede formar una segunda etapa del dispositivo de refrigeración y otro circuito de refrigeración, que se encuentra aguas arriba del primero, puede formar una primera etapa del dispositivo de refrigeración. El condensador sirve entonces como intercambiador de calor en cascada o intercambiador de calor para el circuito de refrigeración. En esta versión de una cámara de prueba, es posible alcanzar temperaturas particularmente bajas en el recinto de prueba.

El dispositivo de control de la temperatura puede tener un dispositivo de calentamiento con un calentador y un intercambiador de calor de calentamiento en el recinto de prueba. El dispositivo de calentamiento puede ser, por ejemplo, un calentador de resistencia eléctrica que calienta el intercambiador de calor de calentamiento de tal forma que permite aumentar la temperatura en el recinto de prueba a través del intercambiador de calor de calentamiento. Si el intercambiador de calor y el intercambiador de calor de calentamiento se pueden controlar específicamente mediante un dispositivo de control para enfriar o calentar el aire que circula durante la prueba, se puede emplear el dispositivo de control de la temperatura para alcanzar una temperatura en el intervalo de temperaturas especificado anteriormente dentro del recinto de prueba. En este caso, independientemente del material de prueba o del estado operativo de este, se puede lograr una constancia de temperatura durante un intervalo de prueba de ± 1 K, preferiblemente $\pm 0,3$ K hasta $\pm 0,5$ K o menos de $\pm 0,3$ K en el recinto de prueba. Por «intervalo de prueba» se entiende el periodo de una prueba completa durante el cual el material de prueba se expone a una temperatura o condición climática sustancialmente constante. El intercambiador de calor de calentamiento se puede combinar con el intercambiador de calor del circuito de refrigeración para establecer un cuerpo intercambiador de calor común, a través del cual pueda fluir el refrigerante y que disponga de los elementos calefactores de un calentador de resistencia eléctrica. Se puede diseñar un condensador con refrigeración por aire o por agua u otro líquido refrigerante. En principio, el condensador puede enfriarse con cualquier fluido apto para esto. Es esencial que la carga térmica que se acumula en el condensador se disipe mediante refrigeración por aire o por agua, de forma que el refrigerante pueda condensarse hasta quedar completamente licuado.

Se puede establecer una primera derivación en el circuito de refrigeración, con al menos un segundo elemento de expansión controlable. En este caso, la primera derivación puede conectarse al circuito de refrigeración aguas arriba del intercambiador de calor interno y aguas abajo del condensador, y la primera derivación puede instalarse como refrigeración suplementaria interna controlable. De este modo, la primera derivación puede formar un dispositivo de reinyección de refrigerante. De este modo, se puede suministrar refrigerante desde el segundo elemento de expansión controlable en el intercambiador de calor interno en el lado de baja presión. Entonces, se conecta la primera derivación al lado de baja presión del circuito de refrigeración aguas arriba del intercambiador de calor interno y aguas abajo del intercambiador de calor. El refrigerante enfriado o con nivel de temperatura reducido por el segundo elemento de expansión puede entonces pasar a través del intercambiador de calor interno y aumentar el enfriamiento del refrigerante en el lado de alta presión del intercambiador de calor interno. De este modo, también se puede controlar con mayor precisión la capacidad de refrigeración del intercambiador de calor interno.

En el circuito de refrigeración se puede establecer una segunda derivación con al menos un tercer elemento de expansión. En este caso, la segunda derivación une el elemento de expansión aguas abajo del condensador y aguas arriba del intercambiador de calor interno, donde el refrigerante se puede dosificar a través del tercer elemento de expansión de tal manera que se pueda controlar la temperatura del gas de aspiración o la presión del gas de aspiración del refrigerante en el lado de baja presión del circuito de refrigeración aguas arriba del compactador. Entre otras cosas, esto puede evitar que el compactador, que puede ser un compresor, se sobrecaliente y se dañe. En consecuencia, el refrigerante gaseoso situado aguas arriba del compactador puede enfriarse con la segunda derivación accionando el tercer elemento de expansión dosificando el refrigerante todavía líquido. El tercer elemento de expansión se puede accionar mediante un dispositivo de control, que a su vez está acoplado a un sensor de presión o temperatura en un circuito de refrigeración aguas arriba del compactador. Es particularmente recomendable establecer una temperatura del gas de aspiración de ≤ 30 °C mediante la segunda derivación. También puede dosificarse el refrigerante también de forma que se pueda controlar el tiempo de funcionamiento del compactador. En principio, no es recomendable que el compactador o compresor se encienda y apague muchas veces. La vida útil de un compresor puede prolongarse si se le hace funcionar durante periodos de tiempo más largos. La segunda derivación permite impulsar un refrigerante más allá del elemento de expansión o del condensador, por ejemplo, para retrasar una parada automática del compresor y prolongar el tiempo de funcionamiento de este.

En el circuito de refrigeración se puede instalar una derivación adicional, con al menos un elemento de expansión

- adicional. Esta derivación adicional puentea el compactador aguas abajo del compactador y aguas arriba del condensador, para permitir controlar la temperatura del gas de aspiración o la presión del gas de aspiración del refrigerante en el lado de baja presión del circuito de refrigeración aguas arriba del compactador, o poder compensar una diferencia de presión entre el lado de alta presión y el lado de baja presión del circuito de refrigeración. Se puede equipar además la segunda derivación con una válvula regulable o controlable, por ejemplo una electroválvula. Al conectar los lados de alta y baja presión a través del elemento de expansión adicional, se puede garantizar que, en caso de parada del sistema, el refrigerante gaseoso comprimido fluya gradualmente desde el lado de alta presión al lado de baja presión del circuito de refrigeración. Así se garantiza una igualación gradual de la presión entre el lado de alta presión y el lado de baja presión, incluso cuando el elemento de expansión está cerrado. Se puede dimensionar la sección transversal del elemento de expansión adicional de tal manera que, en caso de desbordamiento del refrigerante del lado de alta presión al lado de baja presión, esto solo tenga un efecto insignificante en el funcionamiento normal del dispositivo de refrigeración. No obstante, se puede prever un enfriamiento del refrigerante gaseoso antes del compactador dosificando el refrigerante líquido a través de la derivación adicional.
- Se puede, además, diseñar el intercambiador de calor interno como una sección de subenfriamiento o un intercambiador térmico, en particular un intercambiador térmico de placas. La sección de subenfriamiento se puede construir con dos secciones de conductos contiguos al circuito de refrigeración.
- El elemento de expansión puede comprender un órgano regulador y una electroválvula, por lo que el refrigerante puede dosificarse a través de estos. El órgano regulador puede ser una válvula ajustable o un capilar a través del cual pasa el refrigerante por medio de la electroválvula. A su vez, la electroválvula se puede accionar mediante un dispositivo de control.
- El dispositivo de control de la temperatura también puede comprender un dispositivo regulador con al menos un sensor de presión o al menos un sensor de temperatura en el circuito de refrigeración, en el que se puede accionar una electroválvula mediante el dispositivo de control en función de una temperatura o presión medida. El dispositivo de control puede incluir medios de procesamiento de datos para procesar los conjuntos de datos procedentes de sensores y controlar las electroválvulas. El control de las funciones del dispositivo de refrigeración puede entonces adaptarse también al refrigerante utilizado, por ejemplo mediante un programa informático correspondiente. Además, el dispositivo de control puede indicar un fallo de funcionamiento y, si es necesario, provocar la parada de la cámara de prueba para proteger tanto a esta como al material de prueba de daños debidos a condiciones de funcionamiento críticas o indeseables de la cámara.
- En el uso según la invención de un refrigerante que consista en una mezcla refrigerante con una proporción de masa de dióxido de carbono del 30 % a 33 % y una proporción de masa de al menos un componente adicional, en el que el componente adicional es pentafluoroetano, en el que la proporción de masa de pentafluoroetano es del 67 % a 70 %, el refrigerante se utiliza para acondicionar el aire dentro del recinto de prueba de una cámara de prueba, que se puede cerrar de un entorno y está aislado térmicamente, para recibir material de prueba, en el que se establece una temperatura en un intervalo de temperaturas de -60 °C a $+180\text{ °C}$, preferiblemente de -70 °C a $+180\text{ °C}$, particularmente preferible de -80 °C a $+180\text{ °C}$, mediante un dispositivo de refrigeración de un dispositivo de control de la temperatura de la cámara de prueba, con un circuito de refrigeración con el refrigerante, un intercambiador de calor, un compactador, un condensador y un elemento de expansión.
- El refrigerante se puede enfriar mediante un intercambiador de calor interno en el circuito de refrigeración, conectado al lado de alta presión del circuito de refrigeración aguas arriba del elemento de expansión y aguas abajo del condensador, y al lado de baja presión del circuito de refrigeración aguas arriba del compactador y aguas abajo del intercambiador de calor, del lado de alta presión, en el que el enfriamiento del refrigerante del lado de alta presión mediante el intercambiador de calor interno puede utilizarse para reducir la temperatura de evaporación en el elemento de expansión. Durante la reducción de la temperatura de evaporación del refrigerante en el lado de alta presión, se puede mantener una presión de aspiración constante del refrigerante en el lado de baja presión. En este caso, no es absolutamente necesario realizar mayores esfuerzos en términos de tecnología del sistema, como por ejemplo instalar una regulación suplementaria de la presión de aspiración, así como la regulación del elemento de expansión en función de la presión de aspiración. En particular, el compactador también puede funcionar a una capacidad constante, independientemente de un estado de funcionamiento del circuito de refrigeración. Especialmente cuando se emplean bombas de pistón como compactadores, es esencial que estén en uso durante largos periodos de tiempo y a velocidad constante para conseguir una larga vida útil.
- El refrigerante del lado de alta presión se puede enfriar mediante el refrigerante del lado de baja presión a una presión de aspiración constante en el lado de baja presión por medio del intercambiador de calor interno. En consecuencia, el refrigerante se puede evaporar en una trayectoria de evaporación del circuito de refrigeración desde el elemento de expansión hasta el intercambiador de calor interno, inclusive, a una presión de aspiración constante. A una presión de aspiración constante o a una presión de evaporación del refrigerante, el refrigerante puede entonces evaporarse desde el elemento de expansión con una temperatura de evaporación baja hasta el intercambiador de calor interno con una temperatura de evaporación alta según el deslizamiento de temperatura del refrigerante. La temperatura del punto de rocío resultante del deslizamiento de la temperatura puede ser superior a la temperatura del medio a enfriar o del aire del recinto de prueba. Tan pronto como la temperatura de evaporación del refrigerante a la misma presión de aspiración

se iguala con la temperatura del aire a enfriar en el recinto de prueba, el aire no se puede enfriar más. Sin embargo, la temperatura de punto de rocío alcanzada en el intercambiador de calor adicional sigue siendo inferior a la temperatura líquida del refrigerante en el lado de alta presión del intercambiador de calor interno, de modo que la temperatura del líquido del refrigerante puede reducirse aún más. De este modo, se puede reducir la temperatura de evaporación después del elemento de expansión sin modificar la presión de aspiración, para obtener así una mayor refrigeración del aire del recinto de prueba.

Así, una primera cantidad parcial del refrigerante que pasa a través del elemento de expansión se puede evaporar en el intercambiador de calor y una segunda cantidad parcial del refrigerante se puede evaporar en el intercambiador de calor interno. La sección de evaporación del circuito de refrigeración dentro de la cual se evapora el refrigerante se puede ampliar desde el elemento de expansión hasta el intercambiador de calor interno. En este caso, la trayectoria de evaporación puede discurrir a través del intercambiador de calor interno, por lo que el punto de rocío del refrigerante se puede situar preferentemente en una salida del intercambiador de calor interno aguas arriba del compactador en la dirección del flujo. La relación entre la primera cantidad parcial y la segunda cantidad parcial puede cambiar durante el funcionamiento del circuito de refrigeración en función de una temperatura en el recinto de prueba o en el intercambiador de calor. Por ejemplo, una diferencia de temperatura comparativamente elevada entre la temperatura del intercambiador de calor y la temperatura en el recinto de prueba puede dar lugar a un calentamiento acelerado del refrigerante en el intercambiador de calor, lo que causa un desplazamiento del punto de rocío del refrigerante hasta una entrada del intercambiador de calor interno o una salida del intercambiador de calor en la dirección del flujo antes del compactador. Este desplazamiento del punto de rocío se puede tolerar siempre que no se establezca una temperatura comparativamente baja o una temperatura nominal en recinto de prueba. Si la temperatura del intercambiador de calor se acerca a la temperatura del recinto de prueba, se produce un desplazamiento del punto de rocío y, por tanto, un aumento de la segunda cantidad parcial respecto a la primera cantidad parcial del refrigerante.

La reducción de la temperatura de evaporación del refrigerante del lado de alta presión puede ser autorregulable. Según la temperatura en el intercambiador de calor, el refrigerante que ha dejado de evaporarse puede salir de este en la dirección del flujo, ya que en este caso la temperatura en el intercambiador de calor ya no es suficiente para generar un cambio de fase del refrigerante. De este modo, el vapor húmedo o el refrigerante líquido evapora de nuevo en el intercambiador de calor interno, ya que la diferencia de temperatura entre el lado de alta presión y el lado de baja presión siempre puede ser mayor que en el intercambiador de calor. Si, mediante el intercambiador de calor interno, se reduce la temperatura del refrigerante líquido aguas arriba del elemento de expansión mediante el intercambio de calor en el intercambiador de calor interno, aumenta la densidad de energía del refrigerante aguas arriba del elemento de expansión y la diferencia de temperatura que puede alcanzarse de este modo en el intercambiador de calor. En principio, no es necesario regular la interacción del elemento de expansión, el intercambiador de calor y el intercambiador de calor interno.

Es especialmente recomendable operar el dispositivo de refrigeración exclusivamente por debajo del punto crítico del refrigerante. Si el dispositivo de refrigeración funciona por debajo del punto triple del refrigerante, se puede descartar un estado supercrítico del refrigerante. En ese caso, tampoco es necesario diseñar el dispositivo de refrigeración para que funcione en estado supercrítico, lo que ahorra costes de diseño en el dispositivo de refrigeración.

Se puede mantener una presión de aspiración constante, incluso durante una reducción de la temperatura de evaporación del refrigerante del lado de alta presión por el intercambiador de calor interno. Por consiguiente, también se puede aprovechar el enfriamiento del refrigerante del lado de alta presión a través del intercambiador de calor interno, al menos parcial o exclusivamente, para reducir la temperatura de evaporación del refrigerante en el elemento de expansión.

La temperatura de punto de rocío del refrigerante puede ser superior a la temperatura mínima del intervalo de temperaturas. En las cámaras de prueba descritas con la técnica anterior, no es posible establecer la temperatura mínima del intervalo de temperaturas en el recinto de prueba con dicho refrigerante, sino una temperatura mínima comparativamente más alta, que se corresponde esencialmente con la temperatura del punto de rocío del refrigerante. Según la invención, sin embargo, en la cámara de prueba se puede utilizar un refrigerante cuya temperatura de punto de rocío sea superior a la temperatura mínima alcanzable del intervalo de temperaturas, ya que el refrigerante licuado puede enfriarse en el lado de alta presión mediante el intercambiador de calor interno, de modo que una temperatura de evaporación del refrigerante en el elemento de expansión puede ser comparativamente inferior.

El refrigerante puede alcanzar una evaporación absoluta a una presión de aspiración o de evaporación en un rango de presión de 0,3 a 5 bar. Usar el refrigerante dentro de este intervalo de presión permite un diseño rentable del circuito de refrigeración, ya que entonces no se requieren equipos ni componentes especiales y estables a la presión para construir el lado de baja presión del circuito de refrigeración.

Además, el refrigerante puede condensarse absolutamente a una presión de condensación en un intervalo de presión de 5 a 35 bar. También en este caso, el lado de alta presión puede diseñarse con equipos y componentes que no tengan que adaptarse a presiones comparativamente más altas.

Otras realizaciones de su uso resultan de las descripciones de características de las subreivindicaciones que remiten a la Reivindicación 1 del dispositivo.

5 A continuación, se explican en más detalle las realizaciones preferentes de la invención haciendo referencia a los dibujos adjuntos.

Se muestra:

- Fig. 1 diagrama presión-entalpía para un refrigerante;
- 10 Fig. 2 representación esquemática de una primera realización de un dispositivo de refrigeración;
- Fig. 3 representación esquemática de una segunda realización de un dispositivo de refrigeración;
- Fig. 4 representación esquemática de una tercera realización de un dispositivo de refrigeración;
- 15 Fig. 5 representación esquemática de una cuarta realización de un dispositivo de refrigeración;
- Fig. 6 representación esquemática de una quinta realización de un dispositivo de refrigeración.

20 La Fig. 2 ilustra una primera realización de un dispositivo de refrigeración 10 de una cámara de prueba que no se muestra aquí con más detalle. El dispositivo de refrigeración 10 comprende un circuito de refrigeración 11 con un refrigerante, un intercambiador de calor 12, un compactador 13 y un condensador 14, así como un elemento de expansión 15. En este caso, el condensador 14 se enfría mediante otro circuito de refrigeración 16. El intercambiador de calor 12 está dispuesto en un recinto de prueba de la cámara de prueba que no se muestra aquí. Además, el circuito de refrigeración 11 tiene un lado de alta presión 17 y un lado de baja presión 18 a los que está conectado un intercambiador de calor interno 19.

30 La Fig. 1 muestra un diagrama de presión-entalpía (diagrama log p/h) para el refrigerante que circula por el circuito de refrigeración 11, que es un refrigerante zeotrópico. A partir de la posición A, según una vista conjunta de las Figs. 1 y 2, el refrigerante es aspirado y comprimido aguas arriba del compactador 13, para alcanzar así una presión correspondiente a la posición B aguas abajo del compactador 13. El refrigerante se comprime mediante el compactador 13 y posteriormente se licua en el condensador 14 según la posición C. El refrigerante pasa a través del intercambiador de calor interno 19 en el lado de alta presión 17 y se continúa enfriando de modo que se alcanza la posición C' aguas arriba del elemento de expansión 15. Con la ayuda del intercambiador de calor interno 19, la parte del área de vapor húmedo (posiciones E a E') que no se puede utilizar en el intercambiador de calor 12 se puede emplear para reducir aún más la temperatura del refrigerante (posiciones C' a C). El refrigerante se expande en el elemento de expansión 15 (posiciones C' a D') y se condensa parcialmente en el intercambiador de calor 12 (posiciones D' a E). A continuación, el vapor húmedo del refrigerante entra en el intercambiador de calor interno 19 por el lado de baja presión 18, donde el refrigerante se vuelve a evaporar hasta la temperatura del punto de rocío o el punto de rocío del refrigerante en la posición E'. Así una primera sección 20 de una sección de evaporación 22 del refrigerante atraviesa el intercambiador de calor 12, mientras que una segunda sección 21 de la sección de evaporación 22 atraviesa el intercambiador de calor interno 19. Para esto, es esencial que la presión de aspiración del compactador 13 en el lado de baja presión 18 se mantenga constante en la sección de evaporación 22, incluso si cambia la temperatura de evaporación en el elemento de expansión 15.

45 El refrigerante se trata de una mezcla refrigerante que comprende una proporción de masa de dióxido de carbono del 30 % al 33 % y una proporción de masa de al menos un componente adicional, donde el componente adicional es pentafluoroetano en un 67 % a 70 %. En principio, es posible utilizar el refrigerante 1 indicado en la tabla anterior en el circuito de refrigeración 11 y en los circuitos de refrigeración descritos a continuación.

50 La Fig. 3 muestra una representación esquemática de una realización más sencilla de un dispositivo de refrigeración 23, en la que el dispositivo de refrigeración 23 está diseñado para autorregularse. El dispositivo de refrigeración comprende un circuito de refrigeración 24 con un intercambiador de calor 25, un compactador 26, un condensador 27, un elemento de expansión 28 y un intercambiador de calor interno 29. Dependiendo de la temperatura en el intercambiador de calor 25, el refrigerante evaporado incompletamente escapa del intercambiador de calor 25 porque la temperatura en el intercambiador de calor 25 o en un recinto de prueba no mostrado aquí ya no es suficiente para generar un cambio de fase. En este caso, el refrigerante líquido se sigue evaporando en el intercambiador de calor interno 29, ya que en este caso la diferencia de temperatura debe ser siempre mayor que en el intercambiador de calor 25. Tan pronto como la temperatura del refrigerante líquido aguas arriba del elemento de expansión 28 se ha reducido por el intercambio de calor en el intercambiador de calor interno 29, aumenta la densidad de energía y, por tanto, la diferencia de temperatura alcanzable en el intercambiador de calor 25. El dispositivo de refrigeración 23 no requiere un control complejo con sensores, etc.

65 La Fig. 4 ilustra un dispositivo de refrigeración 30 que, a diferencia del dispositivo de refrigeración de la Fig. 3, está diseñado con una primera derivación 31 y una segunda derivación 32. Un segundo elemento de expansión 33

controlable está dispuesto en la primera derivación 31, por lo que la primera derivación 31 está diseñada como refrigeración suplementaria interna 34. La primera derivación 31 está conectada al circuito de refrigeración 24 inmediatamente aguas abajo del condensador 27 y aguas arriba del intercambiador de calor interno 29, así como aguas abajo del intercambiador de calor 25 y aguas arriba del intercambiador de calor interno 29. De este modo, la primera derivación 31 une el elemento de expansión 28 con el intercambiador de calor 25, lo que permite suministrar refrigerante evaporado al intercambiador de calor interno 29 a través del segundo elemento de expansión 33. Un flujo másico de gas de aspiración que se dirige al intercambiador de calor interno 29 puede enfriarse adicionalmente con ayuda de la primera derivación 31 en caso de que el gas de aspiración presente temperaturas elevadas, que pueden surgir a través del intercambiador de calor 25. Esto garantiza que no se produzca evaporación de refrigerante antes del elemento de expansión. La primera derivación 31 permite reaccionar a casos de carga cambiantes del dispositivo de refrigeración 30. La segunda derivación 32 dispone de un tercer elemento de expansión 35 y está conectada al circuito de refrigeración 24 aguas abajo del condensador 27 y aguas arriba del intercambiador de calor interno 29 y aguas abajo del intercambiador de calor interno 29 y aguas arriba del compactador 26. Esto permite reducir el flujo másico de gas de aspiración antes del compactador 26 a través de la segunda derivación 32 para evitar temperaturas finales de compresión inadmisiblemente altas.

La **Fig. 5** muestra un dispositivo de refrigeración 36 que, a diferencia del dispositivo de refrigeración de la **Fig. 4**, dispone de otro circuito de refrigeración 37. El circuito de refrigeración adicional 37 se emplea para refrigerar un condensador 38 de un circuito de refrigeración 39. El condensador 38 está diseñado aquí como un intercambiador de calor en cascada 40. El circuito de refrigeración 39 también tiene otra derivación 41 con otro elemento de expansión 42. La derivación adicional 41 está conectada al circuito de refrigeración 39 después del compactador 26 y antes del condensador 38 y después del intercambiador de calor interno 29 y antes del compactador 26 en la dirección de flujo del circuito de refrigeración 39. A través de la derivación adicional 41, el refrigerante que aún no se ha licuado, pero que se ha comprimido, puede fluir hacia atrás, antes del compactador 26, lo que permite controlar la temperatura del gas de aspiración o la presión del gas de aspiración del refrigerante.

La **Fig. 6** muestra un dispositivo de refrigeración 30 con un circuito de refrigeración 44 y otro circuito de refrigeración 45 y, en particular, un intercambiador de calor interno 46 en el circuito de refrigeración 44. Aquí, un intercambiador de calor 47 está dispuesto en un recinto de prueba aislado térmicamente de una cámara de prueba, que no se muestra.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Cámara de prueba para acondicionar aire, que comprende un recinto de prueba que puede cerrarse de a un entorno y está aislado térmicamente para recibir material de prueba, y un dispositivo de control de la temperatura para controlar la temperatura del recinto de prueba. El dispositivo de control de la temperatura permite establecer una temperatura en un intervalo de temperaturas de $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+180\text{ }^{\circ}\text{C}$ dentro del recinto de prueba, teniendo el dispositivo de control de la temperatura un dispositivo de refrigeración (10, 23, 30, 36, 43) con un circuito de refrigeración (11, 24, 39, 44) con un refrigerante, al menos un intercambiador de calor (12, 25, 47) un compactador (13, 26), un condensador (14, 27, 38) y un elemento de expansión (15, 28), en el que el refrigerante experimenta un cambio de fase en el intercambiador de calor,
- 10 **caracterizado**
porque el refrigerante es una mezcla refrigerante que comprende una proporción de masa de dióxido de carbono (CO_2) y una proporción de masa de al menos un componente adicional, en la que el componente adicional es pentafluoroetano (C_2HF_5), con la proporción de masa de dióxido de carbono en la mezcla refrigerante del 30 % al 33 %, y la proporción de masa de pentafluoroetano del 67 % al 70 %.
- 15 2. Cámara de prueba según la Reivindicación 1,
caracterizada
por una proporción de masa de dióxido de carbono del 31 % y una proporción de masa de pentafluoroetano del 69 %.
- 20 3. Cámara de prueba según la Reivindicación 1 o 2,
caracterizada
porque la mezcla refrigerante está diseñada como una mezcla binaria.
- 25 4. Cámara de prueba según la Reivindicación 1,
caracterizada
porque la mezcla refrigerante comprende trifluoroetileno, 1,1-difluoroetano ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_2$) o fluoroetano ($\text{C}_2\text{H}_3\text{F}$) como componente adicional.
- 30 5. Cámara de prueba según una de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada
porque el refrigerante es un refrigerante zeotrópico y tiene un deslizamiento de temperatura de $\geq 10\text{ K}$, preferentemente $\geq 15\text{ K}$, particularmente preferentemente $\geq 18\text{ K}$.
- 35 6. Cámara de prueba según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada
porque el refrigerante tiene un equivalente relativo de CO_2 , basado en 20 años, de < 2500 , preferentemente < 1500 , particularmente preferentemente < 500 .
- 40 7. Cámara de prueba según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada
porque el refrigerante no es inflamable.
- 45 8. Cámara de prueba según una de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada
porque el circuito de refrigeración (11, 24, 39, 44) dispone de un intercambiador de calor interno (19, 29, 46) dispuesto en un lado de alta presión (17) del circuito de refrigeración aguas arriba del elemento de expansión (15, 28) y posteriormente el condensador (14, 27, 38), y en un lado de baja presión (18) del circuito de refrigeración aguas arriba del compactador (13, 26) y posteriormente el intercambiador de calor (12, 25, 47).
- 50 9. Cámara de prueba según una de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada
porque el intercambiador de calor (12, 25, 47) está dimensionado de tal manera que el refrigerante solo puede evaporarse parcialmente en el intercambiador de calor.
- 55 10. Cámara de prueba según una de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada
porque el condensador (14, 27, 38) está diseñado como intercambiador de calor en cascada (40) de otro circuito de refrigeración (36, 43) del dispositivo de refrigeración.
- 60 11. Cámara de prueba según una de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada
porque el dispositivo de control de la temperatura comprende un dispositivo de calentamiento con un calentador y un intercambiador de calor de calentamiento en el recinto de prueba.

12. Cámara de prueba según una de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada

5 **porque** en el circuito de refrigeración (24, 39, 44) se forma una primera derivación (31) con al menos un segundo elemento de expansión (33) controlable, con la primera derivación conectada al circuito de refrigeración en dirección aguas arriba del intercambiador de calor interno (29, 46) y aguas abajo del condensador (27, 38), con la primera derivación diseñada como refrigeración suplementaria interna controlable (34).

10 13. Uso de un refrigerante que consista en una mezcla refrigerante de una proporción de masa de dióxido de carbono (CO₂) del 30 % al 33 % y una proporción de masa de al menos un componente adicional, en el que el componente adicional es pentafluoroetano, en el que la proporción de masa de pentafluoroetano (C₂HF₅) es del 67 % al 70 %, para acondicionar el aire dentro de un recinto de prueba de una cámara de prueba, que puede cerrarse a un entorno y está aislado térmicamente, para recibir material de prueba, en el que mediante un dispositivo de refrigeración (10, 23, 30, 36, 43) de un dispositivo de control de la temperatura de la cámara de prueba, con un circuito de refrigeración (11, 24, 39, 44) con el refrigerante, un intercambiador de calor (12, 25, 47), un compactador (13, 26), un condensador (14, 27, 38) y un elemento de expansión (15, 25, 28), se establece dentro del recinto de prueba una temperatura en un intervalo de temperaturas de -60 °C a +180 °C, preferentemente de -70 °C a +180 °C, particularmente preferentemente de -80 °C a +180 °C.

14. Uso según la Reivindicación 13,

20 **caracterizado**

porque mediante un intercambiador de calor interno (19, 29, 46) del circuito de refrigeración (11, 24, 39, 44), conectado a un lado de alta presión (17) del circuito de refrigeración aguas arriba del elemento de expansión (15, 25, 28) y aguas abajo del condensador (14, 27, 38), y en un lado de baja presión (18) del circuito de refrigeración aguas arriba del compactador (13, 26) y aguas abajo del intercambiador de calor (12, 25, 47), el refrigerante del lado de alta presión se enfría y el enfriamiento del refrigerante del lado de alta presión se utiliza mediante el intercambiador de calor interno para bajar una temperatura de evaporación en el elemento de expansión.

15. Uso según la Reivindicación 13 o 14,

30 **caracterizado**

porque el refrigerante del lado de alta presión (17) es enfriado por el refrigerante del lado de baja presión (18) a una presión de aspiración constante en el lado de baja presión mediante el intercambiador de calor interno (19, 29, 46).

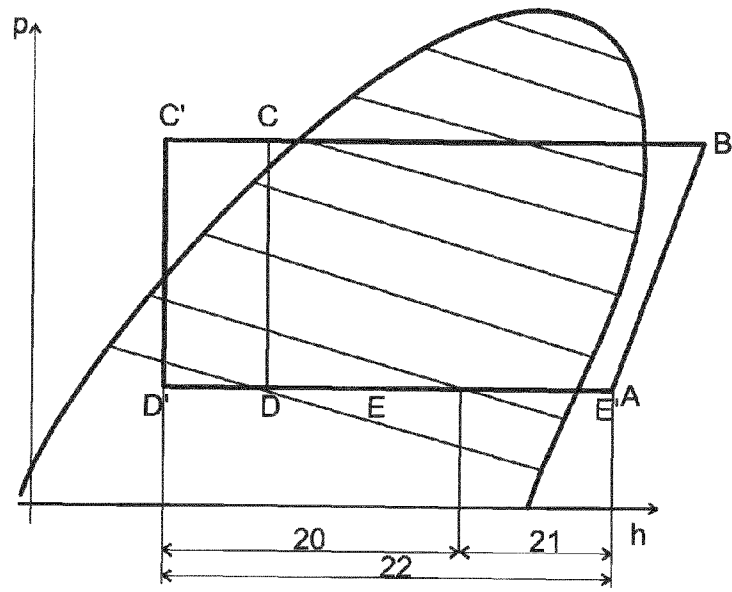


Fig. 1

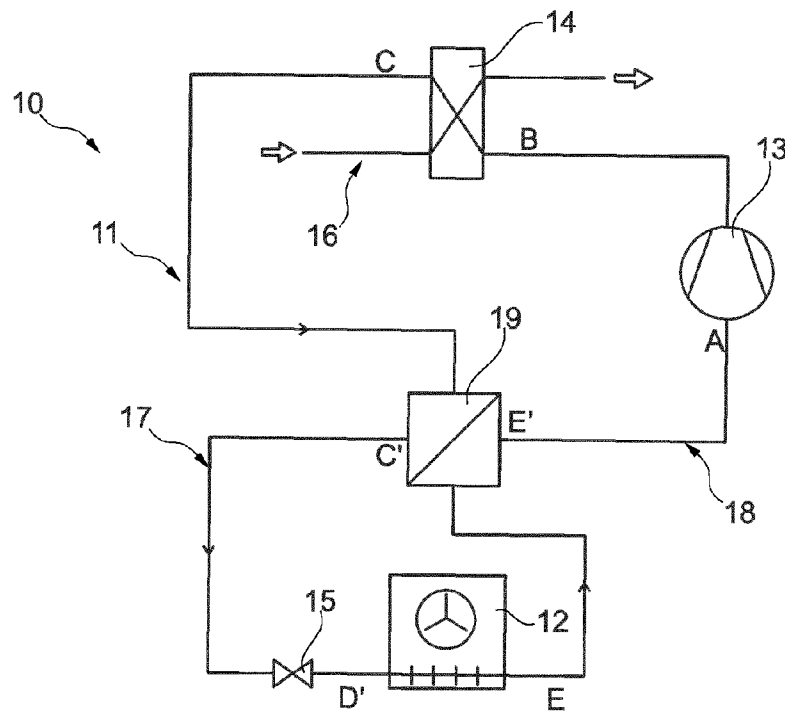


Fig. 2

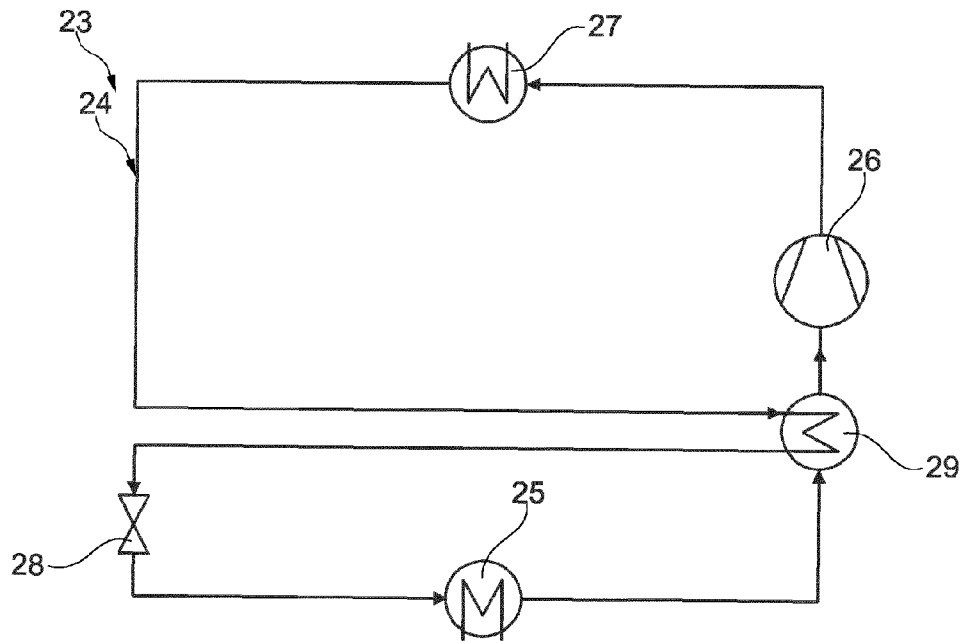


Fig. 3

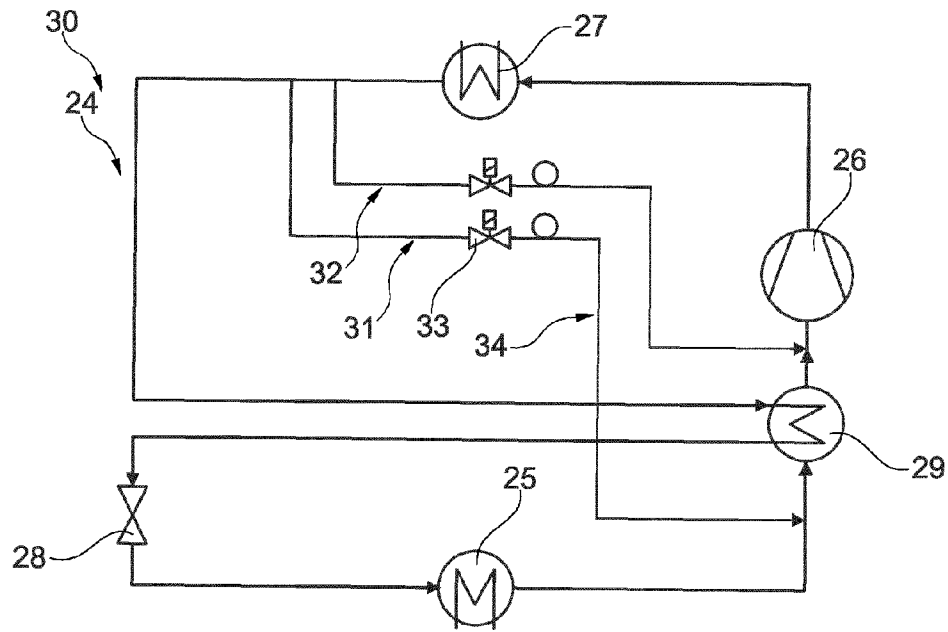


Fig. 4

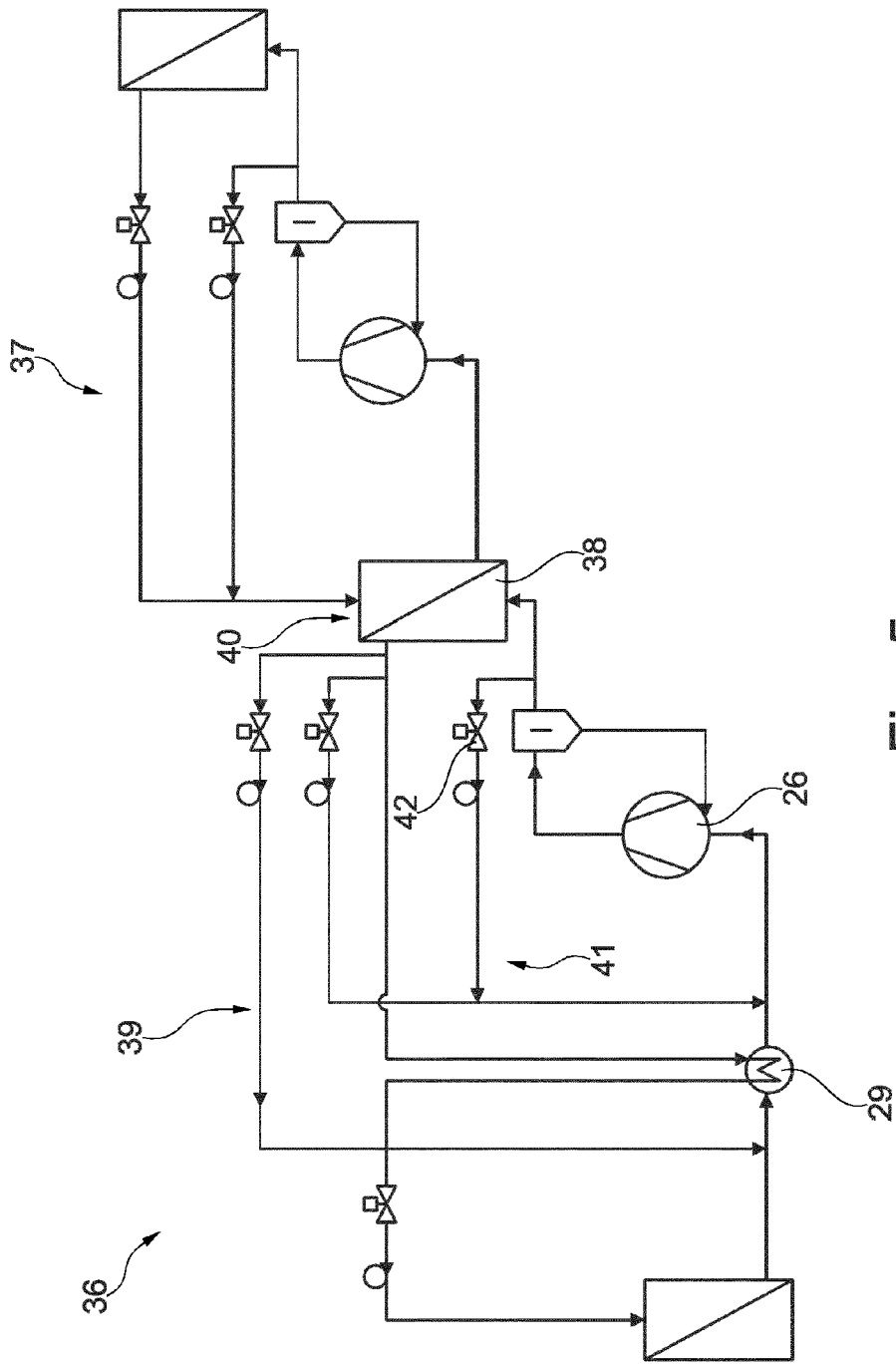


Fig. 5

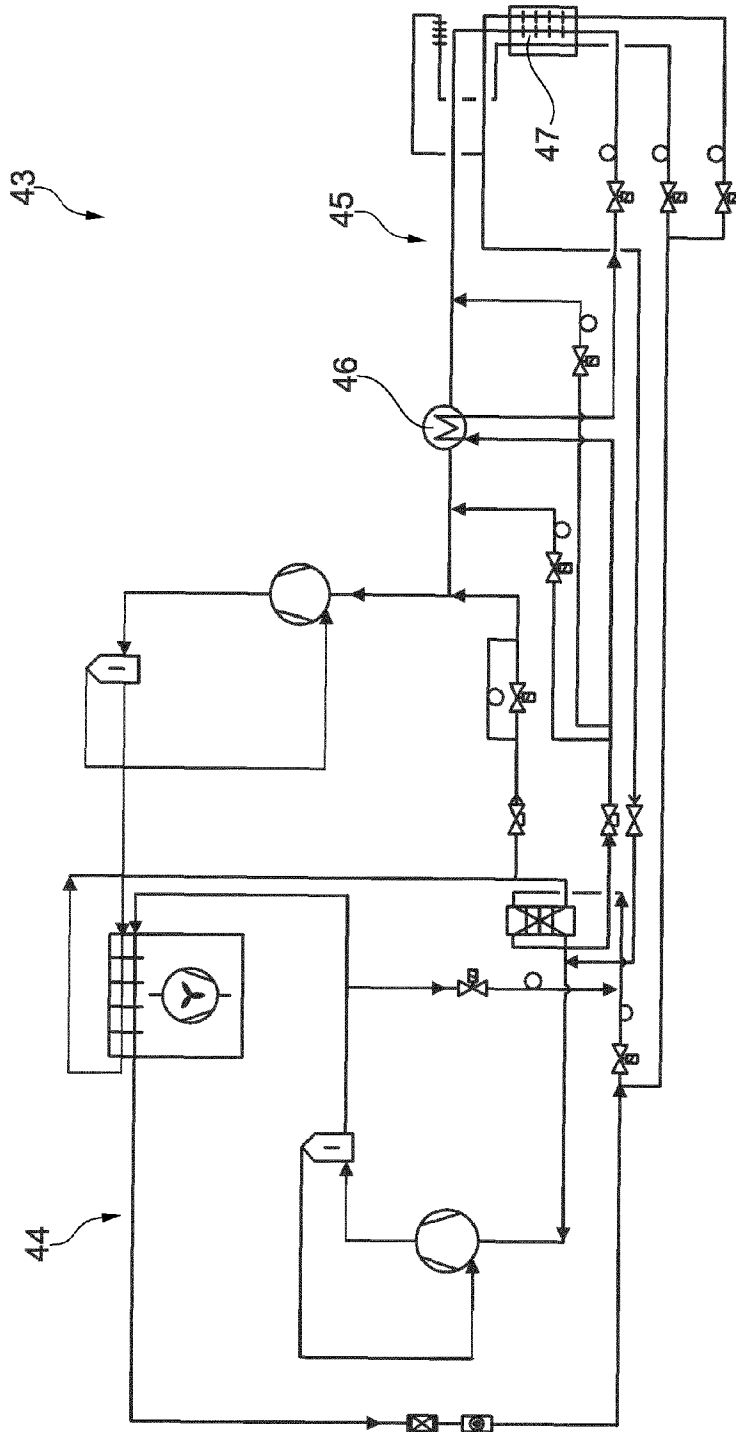


Fig. 6