

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 976 332**

51 Int. Cl.:

F04D 25/06 (2006.01)

F04D 29/053 (2006.01)

F04D 29/058 (2006.01)

F04D 29/58 (2006.01)

H02K 1/32 (2006.01)

H02K 7/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.03.2017** **E 21197947 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **28.02.2024** **EP 3951187**

54 Título: **Compresor en donde el refrigerante del motor circula por ranuras axiales entre el eje y el rotor eléctrico**

30 Prioridad:

17.03.2016 US 201615072975

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
30.07.2024

73 Titular/es:

DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (100.0%)
Osaka Umeda Twin Towers South,1-13-1
Umeda, Kita-ku
Osaka-Shi, Osaka 530-0001, JP

72 Inventor/es:

KNOPP, JOSEPH LAYTON;
MORGAN, JEFFREY ALLEN y
FORMOSA, RONALD J.

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 976 332 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

Compresor en donde el refrigerante del motor circula por ranuras axiales entre el eje y el rotor eléctrico

ANTECEDENTES

5 Campo de la Invención

La presente invención hace referencia en general a un compresor centrífugo utilizado en un sistema de enfriamiento. Más concretamente, la presente invención hace referencia a un compresor centrífugo con refrigeración del motor.

10 Información general

Un sistema de enfriamiento es una máquina o aparato de refrigeración que elimina el calor de un medio. Por lo general, se utiliza un líquido como por ejemplo agua como medio y el sistema de enfriamiento funciona en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Este líquido puede entonces circular a través de un intercambiador de calor para enfriar el aire o el equipo según sea necesario. Como subproducto necesario, la refrigeración genera calor residual que se debe evacuar al ambiente o, para una mayor eficiencia, recuperarse para fines de calefacción. Un sistema de enfriamiento convencional suele utilizar un compresor centrífugo, que a menudo se denomina turbocompresor. Por lo tanto, dichos sistemas de enfriamiento se pueden denominar turboenfriadores. Como alternativa, se pueden utilizar otros tipos de compresores, por ejemplo, un compresor de tornillo.

En una enfriadora convencional (turbo), el refrigerante se comprime en el compresor centrífugo y se envía a un intercambiador de calor en el que se produce el intercambio de calor entre el refrigerante y un medio de intercambio de calor (líquido). Este intercambiador de calor se denomina condensador porque el refrigerante se condensa en él. Como resultado, el calor se transfiere al medio (líquido) de modo que el medio se calienta. El refrigerante que sale del condensador se expande mediante una válvula de expansión y se envía a otro intercambiador de calor en el que se produce el intercambio de calor entre el refrigerante y un medio de intercambio de calor (líquido). Este intercambiador de calor se denomina evaporador porque en él se calienta (evapora) el refrigerante. Como resultado, el calor se transfiere del medio (líquido) al refrigerante y el líquido se enfría. A continuación, el refrigerante del evaporador vuelve al compresor centrífugo y se repite el ciclo. El líquido utilizado suele ser agua.

Un compresor centrífugo convencional incluye básicamente una carcasa, un álabe guía de entrada, un rodete, un difusor, un motor, varios sensores y un controlador. El refrigerante fluye en orden a través del álabe guía de entrada, el rodete y el difusor. Por lo tanto, el álabe guía de entrada se acopla a un puerto de aspiración de gas del compresor centrífugo, mientras que el difusor se acopla a un puerto de salida de gas del rodete. El álabe guía de entrada controla el caudal de gas refrigerante que entra en el rodete. El rodete aumenta la velocidad del gas refrigerante. El difusor trabaja para transformar la velocidad del gas refrigerante (presión dinámica), dada por el rodete, en presión (estática). El motor hace girar el rodete. El controlador controla el motor, el álabe guía de entrada y la válvula de expansión. De esta manera, el refrigerante se comprime en un compresor centrífugo convencional. Un compresor centrífugo convencional puede tener una o dos etapas. Un motor acciona el uno o más rodetes.

Puede ser necesario refrigerar el motor del compresor centrífugo convencional. El método general de refrigeración del motor es mediante refrigerante usado del sistema de enfriamiento. Véase, por ejemplo, la patente estadounidense n.º 3.805.547, la patente estadounidense n.º 3.645.112 y la publicación japonesa n.º JPH01-138946.

45 El documento JP H04-244762 A describe algunas de las características definidas en la reivindicación 1 anexa.

Los documentos US 3.997.803 A y WO 2015/036876 A1 también se encuentran en el técnica anterior.

COMPENDIO

50 Un ejemplo de refrigerante relativamente común utilizado en un sistema de enfriamiento centrífugo es el R134a. Las técnicas convencionales de refrigeración de motores funcionan relativamente bien cuando se utiliza este refrigerante en un sistema de enfriamiento convencional. Véanse las Figuras 25-26. Sin embargo, se ha descubierto que cuando se utiliza refrigerante de baja presión (LPR), por ejemplo, R1233zd, en un sistema de enfriamiento centrífugo, las técnicas convencionales de refrigeración del motor pueden no ser suficientes. Véanse las Figuras 25 y 27.

55 Por consiguiente, un objetivo de la presente invención es proporcionar un compresor centrífugo para una enfriadora que refrigere adecuadamente el motor incluso cuando se utiliza LPR como por ejemplo R1233zd.

60 También se ha descubierto que la temperatura del rotor es superior a la del estator en un sistema convencional de enfriadora centrífuga que utiliza técnicas convencionales de refrigeración del motor cuando se utiliza un refrigerante de baja presión (LPR) como por ejemplo el R1233zd. Véase la Figura 27. La temperatura del rotor y/o del estator también puede llegar a ser superior a la deseada.

Por consiguiente, otro objetivo de la presente invención es proporcionar un compresor centrífugo para una enfriadora que refrigere adecuadamente el rotor y/o estator del motor incluso cuando se utiliza LPR como por ejemplo R1233zd.

5 Además, se ha descubierto que la cantidad de refrigeración del motor depende del caudal de refrigerante, y que un caudal de refrigerante demasiado elevado en el compresor centrífugo convencional puede provocar arrastre en el motor.

10 Por consiguiente, otro objetivo de la presente invención es proporcionar un compresor centrífugo para una enfriadora en el que se proporcione un caudal de refrigerante adecuado sin provocar arrastre en el motor.

15 Además, se ha descubierto que el caudal de refrigerante y, por tanto, una cantidad de refrigeración dependen de la diferencia de presión entre los lados de alta y de baja. La diferencia de presión del R134a es mayor que la del LPR como por ejemplo el R1233zd. Sin embargo, se ha descubierto además que el área de la sección transversal de la trayectoria de flujo también es un factor en el caudal de refrigerante.

20 Por consiguiente, otro objetivo de la presente invención es proporcionar un compresor centrífugo para una enfriadora en el que se proporcione un área de la sección transversal adecuada de una trayectoria de flujo y/o una diferencia de presión para facilitar un flujo de refrigerante y una refrigeración adecuadas incluso cuando se utiliza un refrigerante de baja presión (LPR) como por ejemplo el R1233zd.

25 Además, se ha descubierto que un refrigerante de bajo potencial de calentamiento global (GWP), como por ejemplo el R1234ze o el R1234yf, también puede presentar uno o más de los problemas anteriores.

30 Por consiguiente, otro objetivo de la presente invención es proporcionar un compresor centrífugo para una enfriadora en el que se pueda utilizar refrigerante de bajo potencial de calentamiento global (GWP), como por ejemplo R1234ze o R1234yf, para refrigerar adecuadamente el motor de acuerdo con uno o más de los objetivos anteriores.

La invención se define mediante la reivindicación 1.

35 Estos y otros objetivos, características, aspectos y ventajas de la presente invención resultarán evidentes para los expertos en la técnica a partir de la siguiente descripción detallada, la cual, tomada conjuntamente con los dibujos anexos, describe las formas de realización preferidas.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

Con referencia ahora a los dibujos adjuntos que forman parte de esta descripción original:

35 La Figura 1 es un diagrama esquemático que ilustra un sistema de enfriamiento de una sola etapa que tiene un compresor centrífugo de acuerdo con una forma de realización de la presente invención;

40 La Figura 2 es un diagrama esquemático que ilustra un sistema de enfriamiento de dos etapas (con un economizador) que tiene un compresor centrífugo de acuerdo con una forma de realización de la presente invención;

45 La Figura 3 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una primera opción de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicable a los sistemas de enfriamiento de las Figuras 1 y 2, con la segunda etapa mostrada en un círculo fantasma para ilustrar que la segunda etapa sólo está presente en la Figura 2;

La Figura 4 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una segunda opción de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicable al sistema de enfriamiento de la Figura 2;

50 La Figura 5 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una tercera opción de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicable a los sistemas de enfriamiento de las Figuras 1 y 2, con la segunda etapa mostrada en un círculo fantasma para ilustrar que la segunda etapa sólo está presente en la Figura 2;

La Figura 6 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una cuarta opción de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicable a los sistemas de enfriamiento de las Figuras 1 y 2, con la segunda etapa mostrada en un círculo fantasma para ilustrar que la segunda etapa sólo está presente en la Figura 2;

55 La Figura 7 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una quinta opción de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicable a los sistemas de enfriamiento de las Figuras 1 y 2, con la segunda etapa mostrada en un círculo fantasma para ilustrar que la segunda etapa sólo está presente en la Figura 2;

La Figura 8 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una combinación de la primera y tercera opciones de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicables a los sistemas de enfriamiento de las Figuras 1 y 2, con la segunda etapa mostrada en un círculo fantasma para ilustrar que la segunda etapa sólo está presente en la Figura 2;

60 La Figura 9 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una combinación de la primera y cuarta opciones de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicables a los sistemas de enfriamiento de las Figuras 1 y 2, con la segunda etapa mostrada en un círculo fantasma para ilustrar que la segunda etapa sólo está presente en la Figura 2;

La Figura 10 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una combinación de la primera y quinta opciones de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y del rotor aplicables a los sistemas de enfriamiento de

Figuras 1 y 2, con la segunda etapa mostrada en un círculo fantasma para ilustrar que la segunda etapa sólo está presente en la Figura 2;

La Figura 11 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una combinación de la segunda y tercera opciones de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicables al sistema de enfriamiento de la Figura 2;

La Figura 12 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una combinación de la segunda y cuarta opciones de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicables al sistema de enfriamiento de la Figura 2;

La Figura 13 es un diagrama esquemático parcial que ilustra una combinación de la segunda y quinta opciones de trayectorias de flujo de refrigeración del estator y el rotor aplicables al sistema de enfriamiento de la Figura 2;

La Figura 14 es una vista en perspectiva del compresor centrífugo del sistema de enfriamiento ilustrado en la Figura 2, con partes separadas y mostradas en sección transversal a efectos ilustrativos;

La Figura 15A es una vista en sección transversal longitudinal parcial simplificada del motor de los compresores ilustrados en las Figuras 1-14 que ilustra un primer flujo direccional paralelo de refrigeración del rotor;

La Figura 15B es una vista en sección transversal longitudinal parcial simplificada del motor de los compresores ilustrados en las Figuras 1-14 que ilustra un segundo flujo direccional paralelo de refrigeración del rotor;

La Figura 16A es una vista en sección transversal longitudinal parcial simplificada del motor de los compresores ilustrados en las Figuras 1-14 que ilustra un flujo direccional en primera serie de la refrigeración del rotor;

La Figura 16B es una vista en sección transversal longitudinal parcial simplificada del motor de los compresores ilustrados en las Figuras 1-14 que ilustra un flujo direccional en segunda serie de la refrigeración del rotor;

La Figura 17 es una vista esquemática en sección transversal longitudinal de los rodetes, el motor y los cojinetes magnéticos del compresor centrífugo ilustrado en las Figuras 1-16, con el flujo del medio refrigerante omitido en aras de la simplicidad;

La Figura 18 es una vista en perspectiva ampliada del eje motor del motor de los compresores ilustrados en las Figuras 1-17;

La Figura 19 es una vista en alzado longitudinal del eje motor ilustrado en la Figura 18;

La Figura 20 es una vista en alzado del extremo del eje del motor ilustrado en las Figuras 18-19;

La Figura 21 es una vista en sección transversal del eje motor ilustrado en las Figuras 18-20, según se observa a lo largo de la línea de sección 21-21 de la Figura 19;

La Figura 22 es una vista en sección transversal del eje motor ilustrado en las Figuras 18-20, según se observa a lo largo de la línea de sección 22-22 de la Figura 19;

La Figura 23 es una vista en sección transversal parcial del motor del compresor ilustrado en las Figuras 15A-15B, según se ve a lo largo de la línea de sección 23-23 de la Figura 15 A, que ilustra un ángulo negativo de las ranuras del eje con respecto a la dirección de rotación;

La Figura 24 es una vista en sección transversal parcial del motor del compresor ilustrado en las Figuras 15A-15B, según se ve a lo largo de la línea de sección 23-23 de la Figura 15 A, que ilustra un ángulo positivo de las ranuras del eje con respecto a la dirección de rotación;

La Figura 25 es una vista en sección transversal parcial del compresor centrífugo con un motor convencional;

La Figura 26 es un gráfico que ilustra las temperaturas del estator y del rotor en el compresor convencional de la Figura 25, cuando el refrigerante es R134a;

La Figura 27 es un gráfico que ilustra las temperaturas del estator y del rotor en el compresor convencional de la Figura 25, cuando el refrigerante es R1233zd; y

La Figura 28 es un gráfico que ilustra las temperaturas del estator y del rotor en el compresor convencional de la Figura 25, cuando el refrigerante es R134a.

DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA(S) FORMA(S) DE REALIZACIÓN

Las formas de realización seleccionadas se explicarán ahora con referencia a los dibujos. Será evidente para aquellos expertos en la técnica de esta descripción que las siguientes descripciones de las formas de realización se proporcionan sólo para ilustración y no con el propósito de limitar la invención, que se define mediante las reivindicaciones adjuntas y sólo por estas.

Con referencia inicialmente a las Figuras 1 y 2, se ilustran los sistemas de enfriamiento 10 y 10' que tienen compresores centrífugos 22 y 22' de acuerdo con una forma de realización de la presente invención. El compresor centrífugo 22 de la Figura 1 es un compresor de una sola etapa y, por lo tanto, el sistema de enfriamiento 10 de la Figura 1 es un sistema de enfriamiento de una sola etapa.

El compresor centrífugo 22' de la Figura 2 es un compresor de dos etapas y, por lo tanto, el sistema de enfriamiento 10' de la Figura 2 es un sistema de enfriamiento de dos etapas. El sistema de enfriamiento de dos etapas de la Figura 2 también incluye un economizador. Las Figuras 1 y 2 ilustran simplemente dos ejemplos de sistemas de enfriamiento en los que se pueden utilizar los compresores centrífugos 22 y 22' de acuerdo con la presente invención.

Con referencia ahora brevemente a las Figuras 3-13 se ilustran numerosas opciones para acoplar los compresores centrífugos 22 y 22' en los sistemas de enfriamiento 10 y 10' para proporcionar flujo de refrigeración del motor de acuerdo con la presente invención. Las Figuras 1 y 2 no ilustran los flujos de refrigeración del motor mostrados en las

Figuras 3-13 debido a las numerosas opciones mostradas en las Figuras 3-13, si se incluyeran en las Figuras 1-2, podrían hacer que las Figuras 1-2 fueran confusas. Sin embargo, será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta descripción que las opciones de las Figuras 3-13 se pueden incorporar en los sistemas de enfriamiento 10 y 10' ilustrados en las Figuras 1 y 2 según se ha indicado anteriormente en las breves descripciones de los dibujos. Además, será evidente para los expertos en la técnica a partir de la presente descripción que el economizador del sistema de enfriamiento 10' se puede eliminar cuando no se utilice para el flujo de refrigeración del motor en las Figuras 3-13.

Los sistemas de enfriamiento 10 y 10' son convencionales, excepto por los compresores centrífugos 22 y 22' y la manera en la que los flujos de refrigeración se suministran a los compresores centrífugos 22 y 22'. Por consiguiente, los sistemas de enfriamiento 10 y 10' no se describirán y/o ilustrarán en detalle en la presente memoria, excepto en lo relacionado con los compresores centrífugos 22 y 22' y la manera en la que los flujos de refrigeración se suministran a los compresores centrífugos 22 y 22'. Sin embargo, será evidente para los expertos en la técnica que las partes convencionales de los sistemas de enfriamiento 10 y 10' se pueden construir de diversas maneras sin apartarse del alcance de la presente invención. En las formas de realización ilustradas, los sistemas de enfriamiento 10 y 10' son preferiblemente enfriadoras de agua que utilizan agua de refrigeración y agua de enfriamiento de una manera convencional.

Los compresores centrífugos 22 y 22' son idénticos entre sí, salvo que el compresor centrífugo 22' es un compresor de dos etapas. Por lo tanto, será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta descripción que el compresor de una sola etapa 22 es idéntico al compresor centrífugo 22', excepto por la eliminación de partes. Por consiguiente, el compresor de dos etapas 22' incluye todas las partes del compresor de una etapa 22, pero también incluye partes adicionales. Por consiguiente, será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta descripción que las descripciones e ilustraciones del compresor de dos etapas 22' también se aplican al compresor de una etapa 22, excepto por las partes relacionadas con la segunda etapa de compresión y las modificaciones relacionadas con la segunda etapa de compresión (por ejemplo, la forma de la carcasa, la forma del extremo del eje, etc.). Teniendo en cuenta estos puntos, y en aras de la brevedad, en la presente memoria sólo se explicará y/o ilustrará en detalle el compresor de dos etapas 22'. El compresor 22' se explicará con más detalle a continuación.

Con referencia de nuevo a las Figuras 1-2, se explicarán brevemente los componentes de los sistemas de enfriamiento 10 y 10'. El sistema de enfriamiento 10 incluye básicamente un controlador de enfriamiento 20, el compresor 22, un condensador 24, una válvula de expansión u orificio 27 y un evaporador 28 conectados en serie para formar un ciclo de refrigeración en bucle. El sistema de enfriamiento 10' incluye un controlador de enfriamiento 20, el compresor centrífugo 22', un condensador 24, una válvula de expansión u orificio 25, un economizador 26, una válvula de expansión u orificio 27 y un evaporador 28 conectados en serie para formar un ciclo de refrigeración en bucle. En cualquier caso, se disponen diversos sensores (no mostrados) a lo largo de los circuitos de los sistemas de enfriamiento 10 y 10' para controlar los sistemas de enfriamiento 10 y 10' de una manera convencional.

Con referencia ahora a las Figuras 1-17, principalmente las Figuras 14-17, se explicará ahora con más detalle el compresor 22'. El compresor 22' es un compresor centrífugo de dos etapas en la forma de realización ilustrada. Por lo tanto, el compresor 22' ilustrado en la presente memoria incluye dos rodetes. Sin embargo, el compresor 22' puede incluir tres o más rodetes (no mostrados) o puede ser un compresor de una sola etapa según se muestra en la Figura 1. El compresor centrífugo de dos etapas 22' de la forma de realización ilustrada es convencional excepto que el compresor 22' incluye trayectorias de enfriamiento del motor conectadas al compresor 22' según se muestra en una de las Figuras 3-13 y refrigerante de refrigeración suministrado dentro del compresor 22' según se muestra en las Figuras 15A-15B. Por supuesto, será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta descripción que las trayectorias de refrigeración de las Figuras 16A-16B también se podrían utilizar sin apartarse del alcance de la presente invención. La refrigeración del motor se explicará con más detalle a continuación.

Por lo tanto, el compresor centrífugo 22' incluye un rodete de primera etapa 34a y un rodete de segunda etapa 34b. El compresor centrífugo 22' incluye además un álabe guía de entrada de primera etapa 32a, un primer difusor/voluta 36a, un álabe guía de entrada de segunda etapa 32b, un segundo difusor/voluta 36b, un motor de compresor 38, y un conjunto de cojinetes magnéticos 40 así como diversos sensores convencionales (sólo mostrados algunos). Aunque en la presente memoria se describen los cojinetes magnéticos, será evidente para aquellos expertos en la técnica de esta descripción que otros tipos y formas de cojinetes de compresor se pueden utilizar con esta invención. Una carcasa 30 cubre las otras partes del compresor centrífugo 22'. La carcasa 30 incluye una parte de entrada 31a y una parte de salida 33a para la primera etapa del compresor 22'. La carcasa 30 también incluye una parte de entrada 31b y una parte de salida 33b para la segunda etapa del compresor 22'.

El controlador de enfriamiento 20 recibe señales de los diversos sensores y controla los álabes guía de entrada 32a y 32b, el motor del compresor 38 y el conjunto de cojinetes magnéticos 40 de una manera convencional, según se explica con más detalle a continuación. El refrigerante fluye en orden a través del álabe guía de entrada de la primera etapa 32a, el rodete de la primera etapa 34a, el álabe guía de entrada de la segunda etapa 32b y el rodete de la segunda etapa 34b. Los álabes guía de entrada 32a y 32b controlan el caudal de gas refrigerante en los rodetes 34a y 34b, respectivamente, de una manera convencional. Los rodetes 34a y 34b aumentan la velocidad del gas refrigerante, en general sin cambiar la presión. La velocidad del motor determina la cantidad de aumento de la

velocidad del gas refrigerante. Los difusores/volutas 36a y 36b aumentan la presión del refrigerante. Los difusores/canales 36a y 36b se fijan de forma inamovible con respecto a la carcasa 30. El motor 38 del compresor hace girar los rodetes 34a y 34b por medio de un eje 42. El conjunto de cojinetes magnéticos 40 soporta de forma magnética el eje 42. Como alternativa, el sistema de cojinetes puede incluir un elemento de rodillo, un cojinete hidrodinámico, un cojinete hidrostático y/o un cojinete magnético o cualquier combinación de los mismos. De esta manera, el refrigerante se comprime en el compresor centrífugo 22'.

Durante el funcionamiento del sistema de enfriamiento 10, el rodete de primera etapa 34a y el rodete de segunda etapa 34b del compresor 22' giran, y el refrigerante de baja presión del sistema de enfriamiento 10 es aspirado por el rodete de primera etapa 34a. El caudal del refrigerante se ajusta mediante el álabe guía de entrada 32a. El refrigerante aspirado por el rodete de primera etapa 34a se comprime a presión intermedia, la presión del refrigerante se incrementa mediante el primer difusor/voluta 36a, y el refrigerante se introduce a continuación en el rodete de segunda etapa 34b. El caudal del refrigerante se ajusta mediante el álabe guía de entrada 32b. El rodete de segunda etapa 34b comprime el refrigerante de presión intermedia a alta presión, y la presión del refrigerante es incrementada por el segundo difusor/voluta 36b. A continuación, el refrigerante gaseoso de alta presión se descarga en el sistema de enfriamiento 10.

Con referencia a las Figuras 14-17, el conjunto de cojinetes magnéticos 40 es convencional y, por lo tanto, no se describirá y/o ilustrará en detalle en la presente memoria, excepto en lo relacionado con la presente invención. Más bien, será evidente para aquellos expertos en la técnica que cualquier cojinete magnético adecuado se puede utilizar sin apartarse de la presente invención. El conjunto de cojinetes magnéticos 40 incluye preferiblemente un primer cojinete magnético radial 44, un segundo cojinete magnético radial 46 y un cojinete magnético axial (de empuje) 48. En cualquier caso, al menos un cojinete magnético radial 44 o 46 soporta con capacidad de rotación el eje 42. El cojinete magnético de empuje 48 soporta el eje 42 a lo largo de un eje de rotación X actuando sobre un disco de empuje 45.

El cojinete magnético de empuje 48 incluye el disco de empuje 45 que está unido al eje 42.

El disco de empuje 45 se extiende radialmente desde el eje 42 en dirección perpendicular al eje de rotación X, y está fijo con respecto al eje 42. La posición del eje 42 a lo largo del eje de rotación X (una posición axial) se controla mediante la posición axial del disco de empuje 45. Los cojinetes magnéticos radiales primero y segundo 44 y 46 se disponen en extremos axiales opuestos del motor compresor 38. Diversos sensores detectan las posiciones radiales y axiales del eje 42 en relación con los cojinetes magnéticos 44, 46 y 48, y envían señales al controlador de enfriamiento 20 de manera convencional. A continuación, el controlador de enfriamiento 20 controla la corriente eléctrica enviada a los cojinetes magnéticos 44, 46 y 48 de manera convencional para mantener el eje 42 en la posición correcta. Preferiblemente, el conjunto de cojinetes magnéticos 40 es una combinación de cojinetes magnéticos activos 44, 46 y 48, que utiliza sensores de separación 54, 56 y 58 para controlar la posición del eje y enviar señales indicativas de la posición del eje al controlador de enfriamiento 20. Por lo tanto, cada uno de los cojinetes magnéticos 44, 46 y 48 son preferiblemente cojinetes magnéticos activos.

Con referencia ahora a las Figuras 14-24, el motor 38 de acuerdo con la presente invención se explicará ahora con más detalle. El motor 38 incluye un estator 60 y un rotor 62. El estator 60 se fija a una superficie interior de la carcasa 30. Por otro lado, el rotor 62 se fija al eje 42. El estator 60 y el rotor 62 son convencionales. Por lo tanto, cuando se envía electricidad al estator 60, se provoca que el rotor 62 gire. Como el rotor está fijado al eje 42, el eje 42 también gira y, por lo tanto, también se provoca que los rodetes 34a y 34b giren. Se forma un espacio G entre el estator 60 y el rotor 62.

El espacio G se extiende circunferencialmente por completo alrededor del rotor 62 y axialmente a lo largo de las longitudes del estator 60 y el rotor 62. Se suministra fluido refrigerante al exterior del estator 60. Además, se suministra fluido refrigerante a un extremo axial del motor 38 para enfriar el rotor 62 pasando axialmente a través del espacio G. La refrigeración del estator 60 y del rotor 62 se explicará con más detalle a continuación.

Con referencia a las Figuras 18-24, el eje 42 se explicará ahora con más detalle.

Se debe tener en cuenta que la Figura 17 es una vista simplificada y, por lo tanto, no ilustra las partes del eje 42. Según se mencionó anteriormente, el rotor 62 se monta en el eje 42.

El eje 42 incluye una primera parte de cojinete magnético radial 64, una segunda parte de cojinete magnético radial 66, una tercera parte de soporte de cojinete magnético axial 68, una parte ensanchada 70 y una parte de soporte de rotor 72. Además, las partes de soporte del rodete 74a y 74b se disponen en extremos opuestos del eje 42 y tienen los rodetes 34a y 34b unidos de forma fija a las mismas.

La primera parte de cojinete magnético radial 64 se dispone axialmente entre la parte de soporte del rotor 72 y la parte de soporte del rodete 34a. La primera parte de cojinete magnético radial 64 se soporta radialmente de forma magnética por el primer cojinete magnético radial 44 de manera convencional. La tercera parte de soporte de cojinete magnético axial 68 se dispone axialmente entre la parte ampliada 70 y la segunda parte de cojinete magnético 66. La tercera

parte de soporte de cojinete magnético axial 68 tiene el disco de empuje 45 montado de forma fija en la misma de una manera convencional (no mostrado en las Figuras 18-24). El disco de empuje 45 se soporta axialmente soportado de forma magnética por el cojinete magnético axial 48 de una manera convencional. La segunda parte de cojinete magnético 66 se dispone axialmente entre la tercera parte de soporte de cojinete magnético axial 68 y la segunda parte de soporte del rodete 74b. La segunda parte de cojinete magnético radial 66 se soporta radialmente de forma magnética de manera radial mediante el segundo cojinete magnético radial 46 de manera convencional.

La parte de soporte del rotor 72 se dispone axialmente entre la primera parte de cojinete magnético 64 y la parte ampliada 70. La parte ampliada 70 se dispone axialmente entre la parte de soporte del rotor 72 y la tercera parte de soporte del cojinete magnético axial 68. Varias ranuras 80 se forman en la superficie exterior de partes de la parte ampliada 70 y de la parte de soporte del rotor 72. Debido a la presencia de las ranuras 80, el eje 42 tiene una forma externa diferente de una forma interna del rotor 62 para formar varias vías de paso axiales. Debido a que la parte ampliada 70 es mayor que la parte de soporte del rotor 72, el rotor 62 se puede deslizar sobre la parte de soporte del rotor 72 hasta que el rotor 62 entre en contacto con la parte ampliada 70. Véanse las Figuras 14-16. Sin embargo, las ranuras 80 tienen longitudes mayores que el rotor 62 y se extienden a lo largo de parte de la parte ampliada 70 y de la parte de soporte del rotor 72. Además, las ranuras 80 tienen profundidades mayores que la diferencia de altura radial entre la parte ampliada 70 y la parte de soporte del rotor 72, según se entiende mejor a partir de las Figuras 18 y 21. Por lo tanto, el fluido refrigerante puede pasar axialmente a través de las ranuras 80, según se explica con más detalle a continuación. El fluido refrigerante puede pasar en paralelo según se muestra en la Figura 15A de izquierda a derecha, o en paralelo según se muestra en la Figura 15B de derecha a izquierda. Como alternativa, el medio refrigerante puede pasar en serie (por ejemplo, un contraflujo) según se muestra en la Figura 16A hacia/desde la izquierda, o en serie según se muestra en la Figura 16B hacia/desde la derecha. Los flujos de las Figuras 16A y 16B pueden ser especialmente útiles cuando existe una gran diferencia de presión entre el lado de suministro y el lado de retorno.

Con referencia todavía a las Figuras 18-24, las ranuras 80 del eje 42 se explicarán ahora con más detalle. En la forma de realización ilustrada, el eje 42 tiene seis ranuras 80 igualmente separadas circunferencialmente entre sí. Por lo tanto, la forma externa del eje 42 incluye una sección anular (de cada una de la parte ampliada 70 y la parte de soporte del rotor 72) y varias ranuras 80 que se extienden radialmente hacia el interior desde las secciones anulares. Además, en la forma de realización ilustrada, las ranuras 80 son idénticas entre sí. Cada ranura 80 incluye una primera pared lateral 82, una segunda pared lateral 84 circunferencialmente separada de la primera pared lateral 82 y una pared de depresión 86 que conecta radialmente los extremos interiores de las paredes laterales primera y segunda 82 y 84. La primera pared lateral 82 de cada ranura 80 es paralela, en esencia, a la segunda pared lateral 84 de la ranura 80 según se observa en sección transversal axial. Además, cada ranura 80 tiene una línea central C igualmente separada de las paredes laterales primera y segunda 82 y 84 según se observa en la sección transversal axial, y la línea central C de cada ranura 80 está inclinada con respecto a una dirección radial del eje 42 según se entiende mejor a partir de las Figuras 23 y 24.

En vista de la configuración anterior, la forma externa del eje 42 es diferente de la forma interna del rotor 62 para formar varias vías de paso axiales entre el eje 42 y el rotor 62 a lo largo de una longitud axial del eje 42 al menos tan larga como la longitud axial del rotor 62. En cualquier caso, el eje 42 tiene una forma externa diferente de una forma interna del rotor 62 para formar al menos una vía de paso axial entre el eje 42 y el rotor 62 a lo largo de una longitud axial del eje 42 al menos tan larga como una longitud axial del rotor 62. Cuando se describe en este caso la longitud axial del rotor 62 se pretende hacer referencia a una longitud axial de la parte del rotor 62 unida al eje 42.

El área total de la sección transversal de la al menos una vía de paso axial es mayor que el área total de la sección transversal del espacio G según se observa en sección transversal axial. Preferiblemente, el área total de la sección transversal de la al menos una vía de paso axial es aproximadamente el doble del área total de la sección transversal del espacio G según se observa en sección transversal axial.

El eje 42 gira en una dirección de rotación R durante el funcionamiento del compresor centrífugo 22 o 22', y cada línea central C puede estar inclinada de modo que un extremo radialmente interior se disponga circunferencialmente más lejos en la dirección de rotación positiva que un extremo radialmente exterior de la línea central C, según se muestra en la Figura 23. Esto ilustra el ángulo negativo de las ranuras 80. Como alternativa, el eje 42 gira en una dirección de rotación R durante el funcionamiento del compresor centrífugo 22 o 22', y cada línea central C se puede inclinar de modo que un extremo radialmente exterior se disponga circunferencialmente más lejos en la dirección de rotación positiva que un extremo radialmente interior de la línea central C, según se muestra en la Figura 24. Esto ilustra un ángulo positivo de las ranuras.

Las configuraciones de ranura de la forma de realización ilustrada son meros ejemplos. Sin embargo, para los expertos en la técnica será evidente a partir de esta descripción que la configuración exacta de la ranura se puede calcular en función de la simulación de fluidos, las características de la ranura. Sin embargo, es preferible que exista un ángulo con respecto a la dirección de rotación. La dirección de un ángulo de este tipo se puede determinar de la siguiente manera. Cuando se diseña con énfasis en la refrigeración, puede ser más útil un "ángulo negativo" con respecto a la dirección de rotación, según se muestra en la Figura 23, mientras que cuando se diseña con énfasis en la pérdida de fricción, puede ser más útil un "ángulo positivo" con respecto a la dirección de rotación, ya que la resistencia a la

rotación (pérdida de fricción) del eje aumenta en el caso del "ángulo positivo" con respecto a la dirección de rotación, según se muestra en la Figura 24.

5 En cualquier caso, es preferible que el área total de las ranuras del eje 80 sea aproximadamente el doble del área de paso del entrehierro G. Por lo tanto, un área total de la sección transversal de las varias ranuras 80 es mayor que un área total de la sección transversal del entrehierro G según se observa en sección transversal axial. Preferiblemente, el área total de la sección transversal de las varias ranuras 80 es aproximadamente el doble del área total de la sección transversal del espacio G según se observa en sección transversal axial. En la forma de realización ilustrada, la relación entre el área de las ranuras 80 y el área del espacio G es de 0,63 a 0,37. Sin embargo, el área óptima de la ranura, así como el ángulo de la ranura se determinan preferiblemente de acuerdo con si se diseña con un énfasis en la refrigeración o en la disminución de la pérdida por fricción. Al hablar de las áreas de la sección transversal en la presente memoria, se debe tener en cuenta que el espacio G normalmente es muy pequeño, de modo que su tamaño se amplía a efectos ilustrativos.

15 Con referencia de nuevo a las Figuras 3-13, se explicarán con más detalle las opciones de suministro de medio refrigerante al motor 38. En todas las Figuras 3-13 se proporciona un suministro de estator SS, un retorno de estator SR, al menos un suministro de rotor SR y un retorno de rotor RR. Aunque sólo se ilustran como líneas en estas figuras, estas líneas representan conductos/tuberías convencionales como mejor se entiende de las Figuras 15A-15B y 16A-16B. Las líneas RR y SR de las Figuras 15A-15B pueden combinarse sólo en las líneas continuas. En otras palabras, en las Figuras 15A-15B se puede proporcionar una única línea de suministro del rotor SR y una única línea de retorno del rotor RR, o se pueden proporcionar dos líneas paralelas. En cualquier caso, las Figuras 15A-15B ilustran el flujo paralelo a través del espacio G y las ranuras 80. En las Figuras 16A-16B, el flujo en serie a través de las ranuras 80 y el espacio G se ilustra hacia/desde extremos opuestos del motor 38. Por lo tanto, sólo se utiliza una única línea de suministro del rotor SR y una única línea de retorno del rotor RR. Será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta descripción que al menos cualquiera de los flujos de las Figuras 15 A, 15B, 16A, 16B se puede utilizar con los flujos de las Figuras 3-13 sin apartarse del alcance de la presente invención.

30 En las Figuras 3-13, las líneas de suministro del estator SS y las líneas de retorno del estator SR son iguales para todas las Figuras 3-13. Cada línea de suministro del estator SS incluye dos válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro secador DF entre las mismas. Cada línea de retorno del estator SR incluye una válvula solenoide SOV. Además, la línea de retorno del rotor RR de cada una de las Figuras 3-13 también es la misma. Sin embargo, las líneas de suministro del rotor SR de las Figuras 3-13 son diferentes. En las Figuras 3-13, algunas de las disposiciones de suministro del medio refrigerante se aplican al sistemas de enfriamiento primero y/o segundo 10 o 10', en cuyo caso la segunda etapa del compresor 22' se rodea de líneas ocultas, para indicar que es opcional. En estos casos, la línea de suministro del rotor SR no se ve afectada por la presencia o ausencia de la segunda etapa del compresor 22'.

40 En la Figura 3, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el evaporador 28 al motor 38. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

En la Figura 4, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el economizador 26 al motor 38. Por lo tanto, este suministro se aplica al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

45 En la Figura 5, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 hasta el motor 38. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con una válvula de expansión EXV aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

50 En la Figura 6, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 hasta el motor 38. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con un orificio O aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

55 En la Figura 7, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 hasta el motor 38. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con una válvula de expansión EXV montada en paralelo y un orificio O aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

60 En la Figura 8, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 y desde el evaporador 28 al motor 38 por medio de un punto de bifurcación. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR desde el condensador incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con una válvula de expansión EXV aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

65 En la Figura 9, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 y desde el evaporador 28 al motor 38 por medio de un punto de bifurcación. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR

desde el condensador incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con un orificio O aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

5 En la Figura 10, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 y desde el evaporador 28 al motor 38 por medio de un punto de bifurcación. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR desde el condensador incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con una válvula de expansión EXV montada en paralelo y un orificio O aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

10 En la Figura 11, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 y desde el economizador 26 al motor 38 por medio de un punto de bifurcación. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR desde el condensador incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con una válvula de expansión EXV aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica a la enfriadora de una sola etapa 10 o al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

15 En la Figura 12, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 y desde el economizador 26 al motor 38 por medio de un punto de bifurcación. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR desde el condensador incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con un orificio O aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

20 En la Figura 13, la línea de suministro del rotor SR suministra fluido refrigerante desde el condensador 24 y desde el economizador 26 al motor 38 por medio de un punto de bifurcación. En esta opción, la línea de suministro del rotor SR desde el condensador incluye válvulas de solenoide SOV que intercalan un filtro ST entre las mismas, y con una válvula de expansión EXV montada en paralelo y un orificio O aguas abajo. Por lo tanto, este suministro se aplica al sistema de enfriamiento de dos etapas 10'.

25 El controlador 20 puede controlar las válvulas y/o el tamaño del orificio se puede ajustar para suministrar la cantidad correcta de refrigerante. El suministro del estator SS, el retorno del estator SR, al menos uno del suministro del rotor SR y el retorno del rotor RR, así como las partes dispuestas en los mismos, forman parte de una estructura de suministro de medio refrigerante de acuerdo con la presente invención. La estructura de suministro de medio refrigerante incluye además un conducto de entrada IC situado para suministrar el medio refrigerante a un primer extremo axial del motor 38 y un conducto de salida OC situado para descargar el medio refrigerante desde un segundo extremo axial del motor 38, según se entiende mejor a partir de las Figuras 3-16. El conducto de entrada IC se sitúa para suministrar el medio refrigerante desde el primer extremo axial del motor 38 a través del espacio G y la al menos una vía de paso axial (por ejemplo, formada por las ranuras 80) al segundo extremo axial del motor 38 para refrigerar el rotor 62, y el conducto de salida OC se sitúa para descargar el medio refrigerante suministrado al segundo extremo axial del motor 38 desde el espacio G y la al menos una vía de paso axial (por ejemplo, formada por las ranuras 80). Por supuesto, los extremos axiales primero y segundo se pueden invertir según se muestra en las Figuras 15A-15B y 16A-16B. Los conductos IC y OC pueden suministrar/descargar medio refrigerante hacia/desde tanto el espacio G como las ranuras 80, o se pueden proporcionar conductos convencionales adicionales (por ejemplo, como los utilizados anteriormente para suministrar fluido a un espacio) para el espacio G.

30 En la forma de realización ilustrada, la estructura de suministro del medio refrigerante no incluye una bomba. Además, en la forma de realización ilustrada, al menos una parte del conducto de entrada (IC) se dispone axialmente más cerca de uno de los elementos de cojinete magnético primero o tercero 44 o 48 que el primer extremo axial del motor 38, dependiendo de la dirección en que fluya el medio refrigerante. Al menos una parte del conducto de salida OC se dispone axialmente más cerca de uno de los elementos de cojinete magnético segundo o tercero 46 o 48 que el segundo extremo axial del motor 38, dependiendo de la dirección en que fluya el medio refrigerante. En la forma de realización ilustrada, el tercer elemento de cojinete de empuje axial 48 se dispone axialmente entre uno de los elementos de cojinete magnético radial primero y segundo 44 y 46 y uno de los extremos axiales primero y segundo del motor 38, respectivamente.

35 Con referencia a las Figuras 1 y 2, el controlador de enfriamiento 20 puede incluir numerosas secciones de control programadas para controlar las partes convencionales de una manera convencional. Por ejemplo, una sección de control de cojinete magnético convencional, un variador de frecuencia convencional del compresor, una sección de control de motor convencional del compresor, una sección de control de álabe guía de entrada convencional y una sección de control de válvula de expansión convencional.

40 Estas secciones pueden ser independientes o combinadas.

45 En la forma de realización ilustrada, las secciones de control son secciones del controlador de enfriamiento 20 programadas para ejecutar el control de las partes descritas en la presente memoria. Sin embargo, será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta descripción que el número preciso, la ubicación y/o la estructura de las secciones de control, partes y/o controlador de enfriamiento 20 se pueden cambiar sin apartarse de la presente

invención, siempre y cuando el uno o más controladores estén programados para ejecutar el control de las partes del sistema de enfriamiento 10 según se explica en la presente memoria.

5 El controlador de enfriamiento 20 es convencional y, por lo tanto, incluye al menos un microprocesador o CPU, una interfaz de entrada/salida (E/S), una memoria de acceso aleatorio (RAM), una memoria de sólo lectura (ROM), un dispositivo de almacenamiento (temporal o permanente) que forma un medio legible por ordenador programado para ejecutar uno o más programas de control para controlar el sistema de enfriamiento 10. El controlador de enfriamiento 20 puede incluir opcionalmente una interfaz de entrada como por ejemplo un teclado para recibir entradas de un usuario y un dispositivo de visualización utilizado para mostrar diversos parámetros a un usuario. Las partes y la programación son convencionales y, por lo tanto, no se describirán en detalle en la presente memoria, excepto cuando sea necesario para comprender la(s) forma(s) de realización.

15 En cuanto a la protección del medio ambiente, se está considerando el uso de nuevos refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global (GWP), como el R1233zd y el R1234ze, para los sistemas de enfriamiento. Un ejemplo de refrigerante de bajo potencial de calentamiento global es el refrigerante de baja presión en el que la presión de evaporación es igual o inferior a la presión atmosférica. Por ejemplo, el refrigerante de baja presión R1233zd es un candidato para aplicaciones de enfriadoras centrífugas porque no es inflamable, no es tóxico, es de bajo coste y tiene un COP elevado en comparación con otros candidatos como el R1234ze, que son las principales alternativas actuales al refrigerante R134a. En la forma de realización ilustrada, el medio refrigerante es el refrigerante utilizado en el sistema de enfriamiento 10 o 10'. Preferiblemente, el refrigerante es al menos uno de un refrigerante de baja presión (LPR) y un refrigerante de bajo potencial de calentamiento global (GWP). Más concretamente, el refrigerante de baja presión (LPR) puede ser R1233zd y/o el refrigerante de bajo potencial de calentamiento global (GWP) puede ser R1234ze o R1234yf.

25 Con referencia ahora a las Figuras 26-28, en la Figura 26 se ilustra un motor convencional que utiliza R134a, en la Figura 27 se ilustra un motor convencional que utiliza R1233zd y en la Figura 28 se ilustra un motor de acuerdo con la presente invención que utiliza R1233zd. Según se muestra en la figura, cuando la refrigeración se lleva a cabo de la misma forma, se lleva a cabo una refrigeración suficiente, por ejemplo, con respecto al límite de temperatura de 60 °C en R134a según se muestra en la Figura 26; sin embargo, el límite de temperatura se excede en R1233zd según se muestra en la Figura 27. Esto se debe a que el R134a es capaz de suministrar la cantidad de suministro de refrigerante de, por ejemplo, 0,48 kg/s, mientras que el R1233zd sólo es capaz de suministrar 0,18 kg/s (aproximadamente un tercio). La diferencia de presión (alta presión - baja presión) se utiliza para suministrar el refrigerante; por lo tanto, la cantidad absoluta de suministro disminuye en el R1233zd. Además, cuando falta una ranura, la parte de transferencia de calor de refrigeración del rotor será sólo la superficie exterior del rotor. Esta falta de área de transferencia de calor influye en el aumento de temperatura del R1233zd. Según se muestra en la Figura 28, cuando se proporciona una ranura en el eje, la temperatura interna del motor 38 estará suficientemente refrigerada. Al proporcionar una ranura en el eje, aumenta el área de paso en el interior del refrigerante y aumenta la cantidad de suministro de refrigerante. Al proporcionar una ranura en el eje, el rotor se refrigera desde el exterior y desde el interior del rotor.

40 En cuanto a la distancia del cojinete magnético, normalmente los cojinetes magnéticos se disponen en tres posiciones en total, es decir, los cojinetes magnéticos radiales 1, 2 y el cojinete magnético de empuje 3. Para la refrigeración del cojinete magnético, se prefiere la siguiente disposición, según se muestra en las Figuras 15A-15B y 16A-16B. Disponer el puerto de suministro de refrigerante (por ejemplo, el conducto de entrada IC) y el puerto de escape (por ejemplo, el conducto de salida OC) lo más cerca posible del cojinete magnético. Disponer la ranura del eje 80 y el cojinete magnético de tal forma que la distancia entre ellos sea también lo más pequeña posible. Según se muestra en los ejemplos de las Figuras 15A-15B y 16A-16B, las posiciones de los puertos de suministro/escape de refrigerante se pueden conmutar de acuerdo con la carga del rotor o la carga de cada cojinete magnético, y dicha conmutación se puede llevar a cabo durante el funcionamiento.

50 Aunque sólo se han elegido algunas formas de realización para ilustrar la presente invención, a partir de la presente descripción será evidente para los expertos en la técnica que en la presente memoria se pueden introducir diversos cambios y modificaciones sin apartarse del alcance de la invención, según se define en las reivindicaciones adjuntas.

55 Por lo tanto, las descripciones anteriores de las formas de realización de acuerdo con la presente invención se proporcionan únicamente a título ilustrativo, y no con el fin de limitar la invención según se define en las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

1. Un compresor centrífugo que comprende:

5 un mecanismo de compresión que comprime el refrigerante al girar; un eje (43) con capacidad de giro alrededor de un eje de rotación y unido al mecanismo de compresión para hacer girar una parte del mecanismo de compresión, teniendo el eje una primera parte (70) y una segunda parte (72) con un diámetro menor que la primera parte (70);

10 un motor dispuesto para hacer girar el eje, que incluye un rotor (62) montado en el eje (43) y un estator (60) dispuesto radialmente hacia el exterior del rotor (62) para formar un espacio (G) entre el rotor (62) y el estator (60); el rotor (62) se desliza sobre la segunda parte (72) con el fin de entrar en contacto con la primera parte (70), y

15 una estructura de suministro del medio refrigerante que incluye un conducto de entrada (IC) situado para suministrar un medio refrigerante al motor y un conducto de salida (OC) situado para descargar el medio refrigerante del motor, teniendo el eje (43) una forma externa diferente de la forma interna del rotor (62) para formar al menos una vía de paso axial (80) entre el eje (43) y el rotor (62) a lo largo de una longitud axial del eje (43) al menos igual a la longitud axial del rotor (62), situándose el conducto de entrada (IC) para suministrar el medio refrigerante a través del espacio (G) y la al menos una vía de paso axial (80) para refrigerar el rotor (62), y el conducto de salida (OC) está situado para descargar el medio refrigerante de la abertura (G) y situándose el conducto de salida (OC) para descargar el medio de enfriamiento desde el espacio (G) y la al menos una vía de paso axial (80),

20 extendiéndose la al menos una vía de paso axial (80) a lo largo de las partes primera y segunda (70, 72) del eje (43), y estando dispuesta la primera parte (70) axialmente adyacente a la segunda parte (72) de modo que la al menos una vía de paso axial (80) se extiende en serie a lo largo de la primera parte (70) y la segunda parte (72) del eje (43).

2. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 1, en donde

30 la forma externa del eje (43) es diferente de la forma interna del rotor (62) para formar varias vías de paso axiales (80) entre el eje (43) y el rotor (62) a lo largo de la longitud axial del eje (43) al menos tan larga como la longitud axial del rotor (62).

3. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 2, en donde

35 la forma externa del eje (43) es una forma anular y varias ranuras (80) se extienden radialmente hacia el interior desde la forma anular.

4. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 3, en donde

40 las ranuras (80) están separadas entre sí, en esencia, por igual a lo largo de una dirección circunferencial alrededor de la forma anular.

5. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 3, en donde

45 cada una de las ranuras (80) incluye una primera pared lateral (82), una segunda pared lateral (84) separada circunferencialmente de la primera pared lateral (82) y una pared de depresión (86) que conecta radialmente los extremos interiores de las paredes laterales primera y segunda (82, 84), preferiblemente en donde la primera pared lateral (82) de cada ranura (80) es paralela, en esencia, a la segunda pared lateral (84) de la ranura (80) según se observa en sección transversal axial.

6. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 5, en donde

50 cada ranura (80) tiene una línea central igualmente separada de la primera y las segundas paredes laterales (82, 84) según se observan en sección transversal axial, y la línea central de cada ranura (80) está inclinada con respecto a la dirección radial del eje (43).

7. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 6, en donde

55 el eje (43) gira en una dirección de rotación positiva durante el funcionamiento, y

60 cada línea central está inclinada de modo que un extremo radialmente exterior se dispone circunferencialmente más lejos en la dirección de rotación positiva que un extremo radialmente interior de la línea central o, en donde el eje (43) gira en una dirección de rotación positiva durante el funcionamiento, y cada línea central está inclinada de modo que un extremo radialmente interior se dispone circunferencialmente más lejos en la dirección de rotación positiva que un extremo radialmente exterior de la línea central.

65

- 5 8. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 5, en donde el eje (43) gira en una dirección de rotación positiva durante el funcionamiento, y al menos una de la primera pared lateral (82) y la segunda pared lateral (84) de cada ranura (80) está inclinada de modo que un extremo radialmente exterior se dispone circunferencialmente más lejos en la dirección de rotación positiva que un extremo radialmente interior.
- 10 9. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 5, en donde el eje (43) gira en una dirección de rotación positiva durante el funcionamiento, y al menos una de la primera pared lateral (82) y la segunda pared lateral (84) de cada ranura (80) está inclinada de modo que un extremo radialmente interior se dispone circunferencialmente más lejos en una dirección de rotación positiva que un extremo radialmente exterior.
- 15 10. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 3, en donde
un área total de la sección transversal de las varias ranuras (80) es mayor que un área total de la sección transversal del espacio (G) según se observa en sección transversal axial, en donde
el área total de la sección transversal de las varias ranuras (80) es preferible y aproximadamente el doble del área total de la sección transversal del espacio (G) según se observa en sección transversal axial.
- 20 11. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 1, en donde
un área transversal total de la al menos una vía de paso axial es mayor que un área transversal total del espacio según se observa en sección transversal axial, en donde
el área total de la sección transversal de la al menos una vía de paso axial es preferible y aproximadamente el doble del área total de la sección transversal del espacio (G) según se observa en sección transversal axial.
- 25 12. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 1, en donde
el medio refrigerante es el refrigerante utilizado en el compresor, en donde
el refrigerante es preferiblemente un refrigerante de baja presión (LPR), en donde el refrigerante de baja presión (LPR) es más preferiblemente R1233zd o, en donde el refrigerante es preferiblemente un refrigerante de bajo potencial de calentamiento global (GWP), en donde
30 el refrigerante de bajo potencial de calentamiento global (GWP) es más preferiblemente R1234ze o R1234yf.
- 35 13. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 12, en donde la estructura de suministro del medio refrigerante no incluye una bomba.
- 40 14. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 12 que comprende además
un cojinete magnético (40) que soporta con capacidad de rotación el eje, en donde
el cojinete magnético incluye preferiblemente
un primer elemento de cojinete magnético radial (44) dispuesto en un primer extremo axial del motor,
un segundo elemento de cojinete magnético radial (46) dispuesto en un segundo extremo axial del motor, y
un tercer elemento de cojinete de empuje axial (48) dispuesto en uno de los extremos axiales primero y segundo del motor.
- 45 15. El compresor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 14, en donde
al menos una parte del conducto de entrada (IC) se dispone axialmente más cerca de uno de los elementos de cojinete magnético primero o tercero (44, 48) que el primer extremo axial del motor.
50 al menos una parte del conducto de salida (OC) se dispone axialmente más cerca de uno de los elementos de cojinete magnético segundo o tercero (46, 48) que el segundo extremo axial del motor.

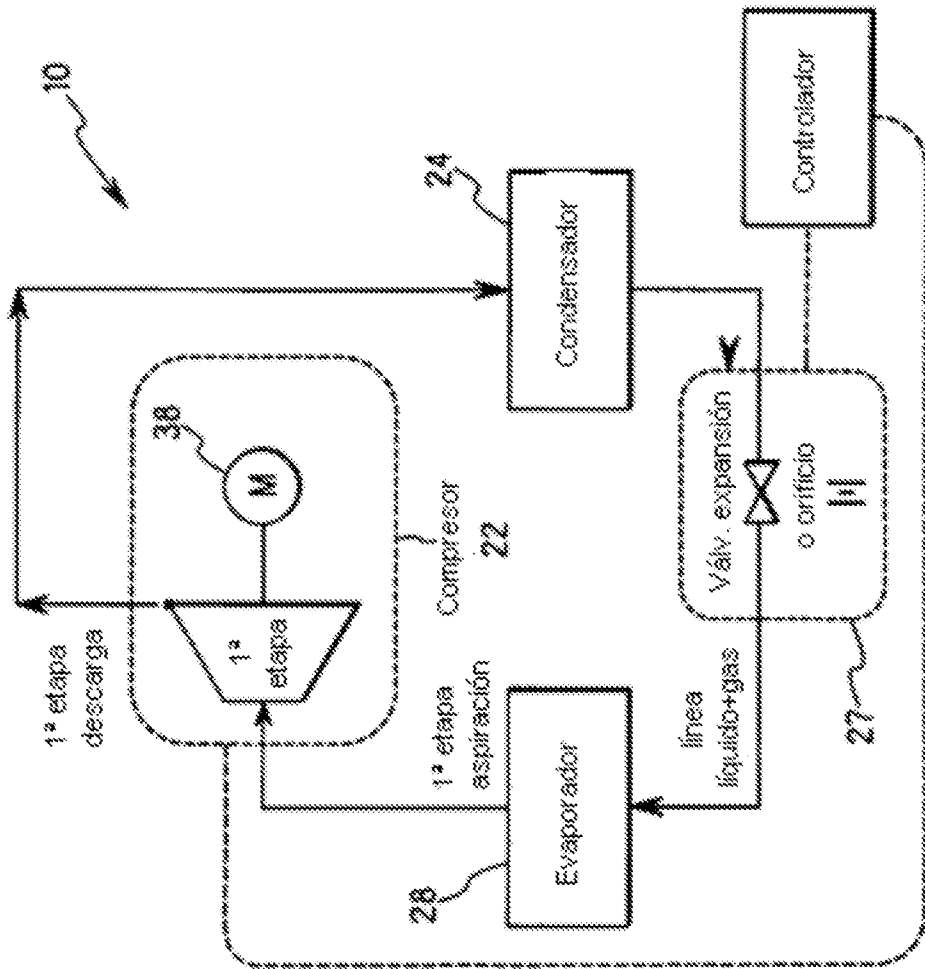


FIG. 1

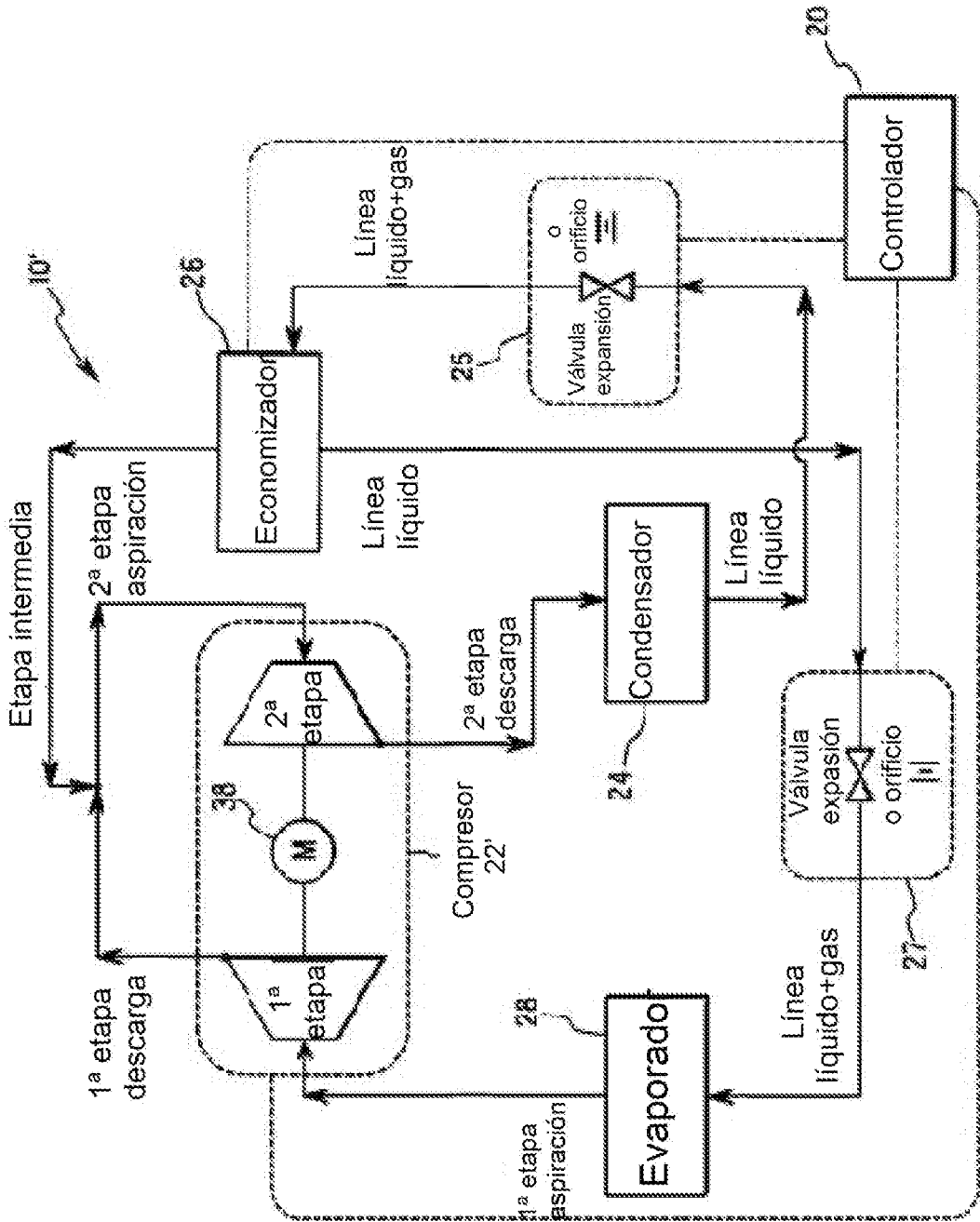


FIG. 2

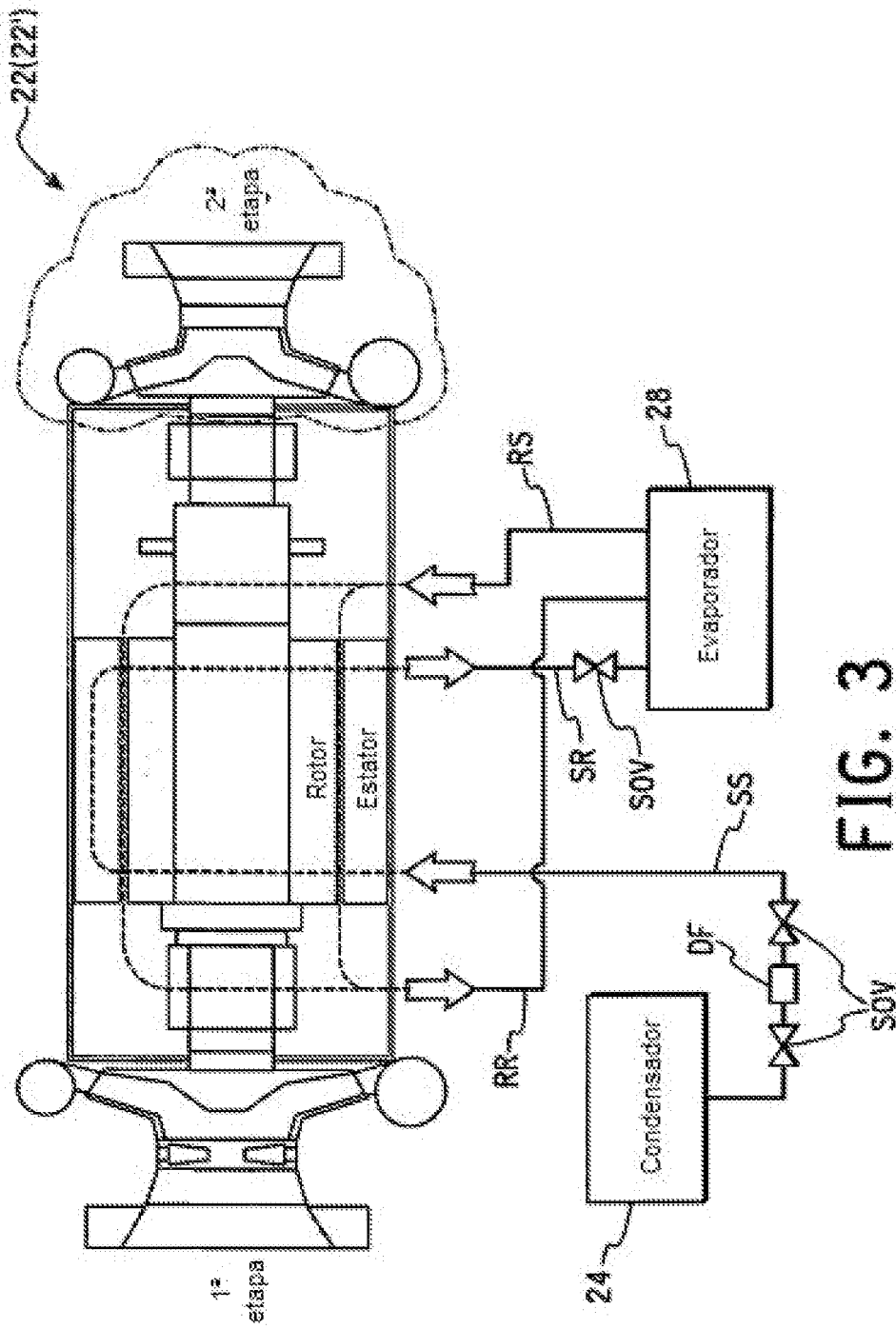


FIG. 3

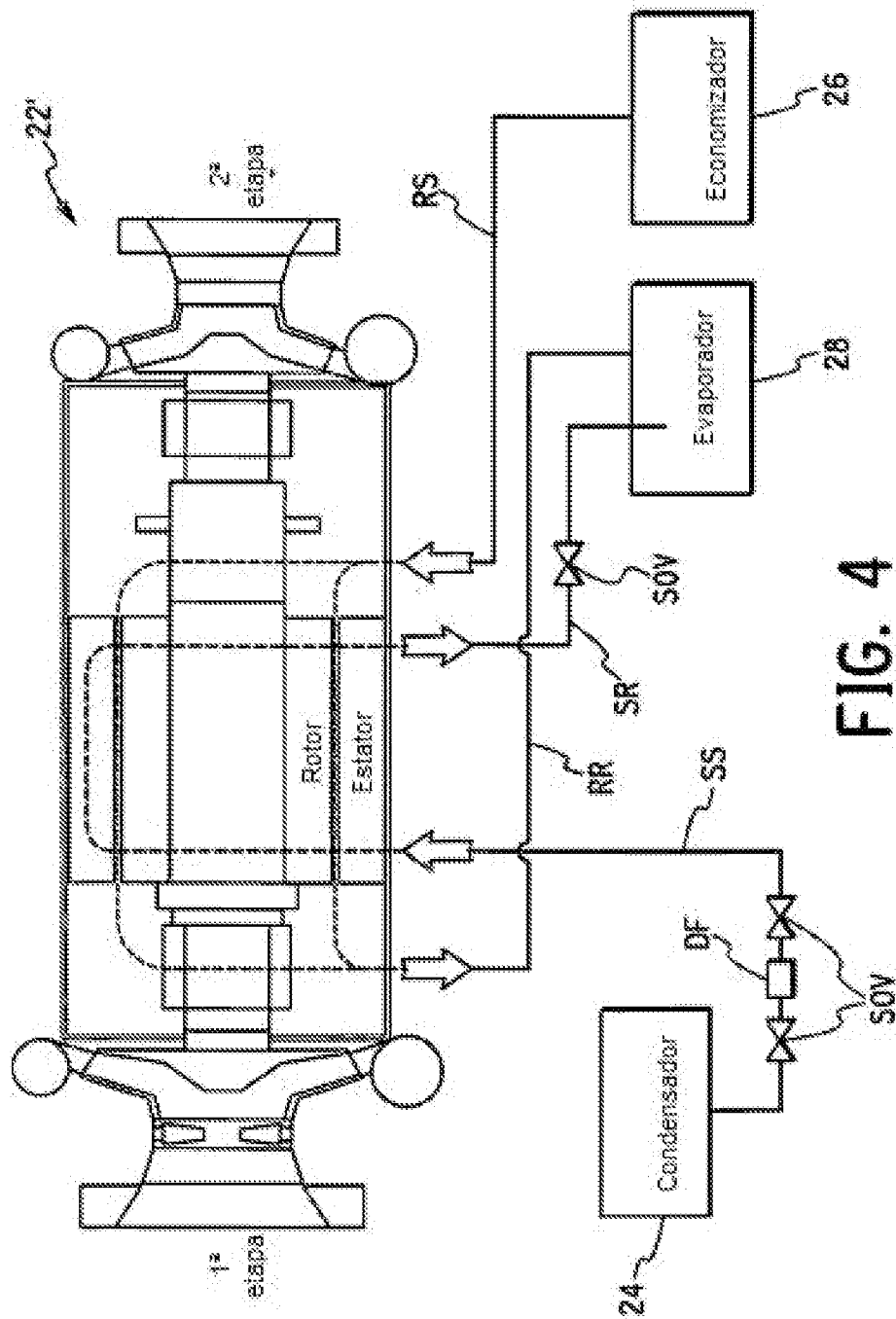


FIG. 4

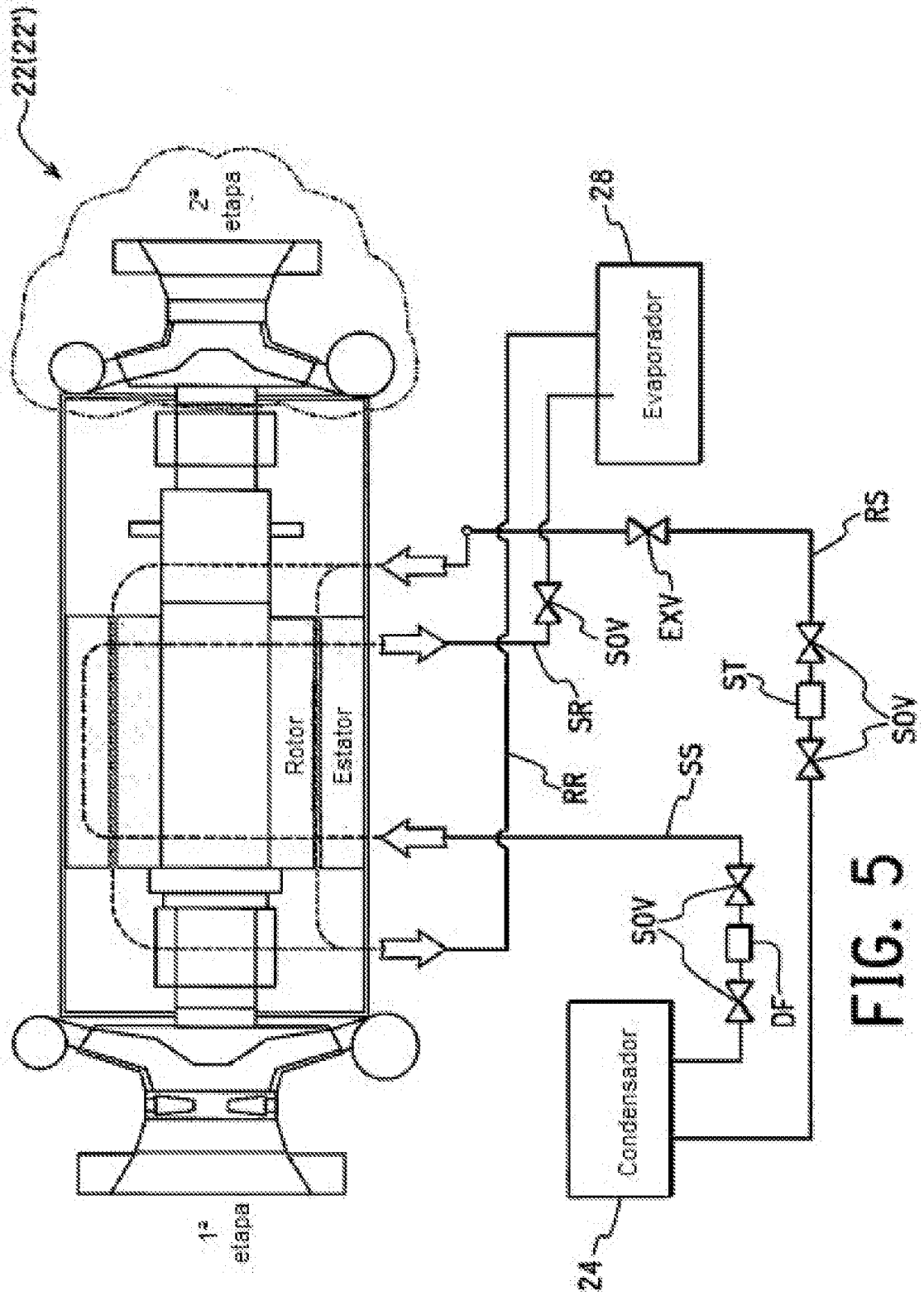


FIG. 5

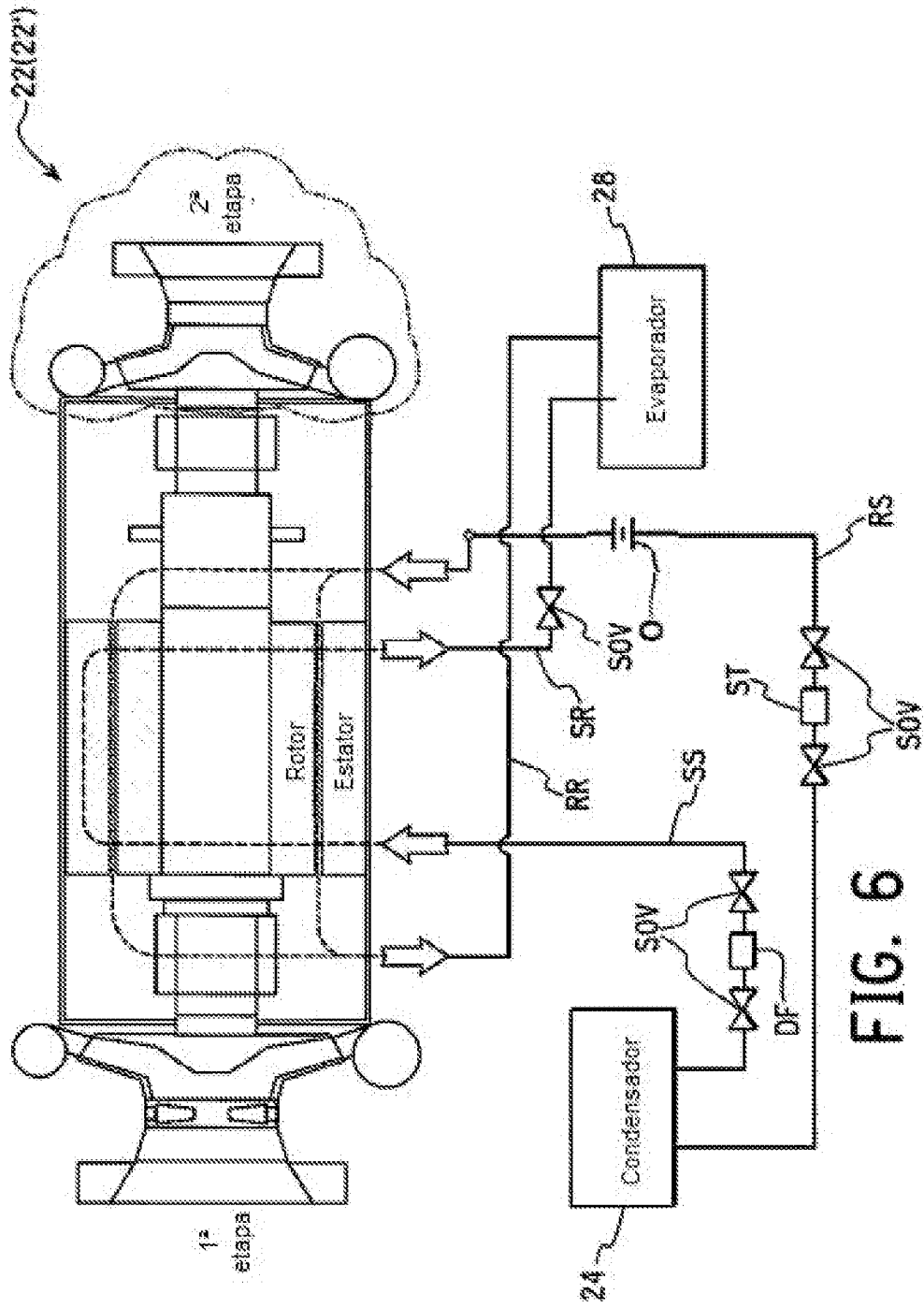
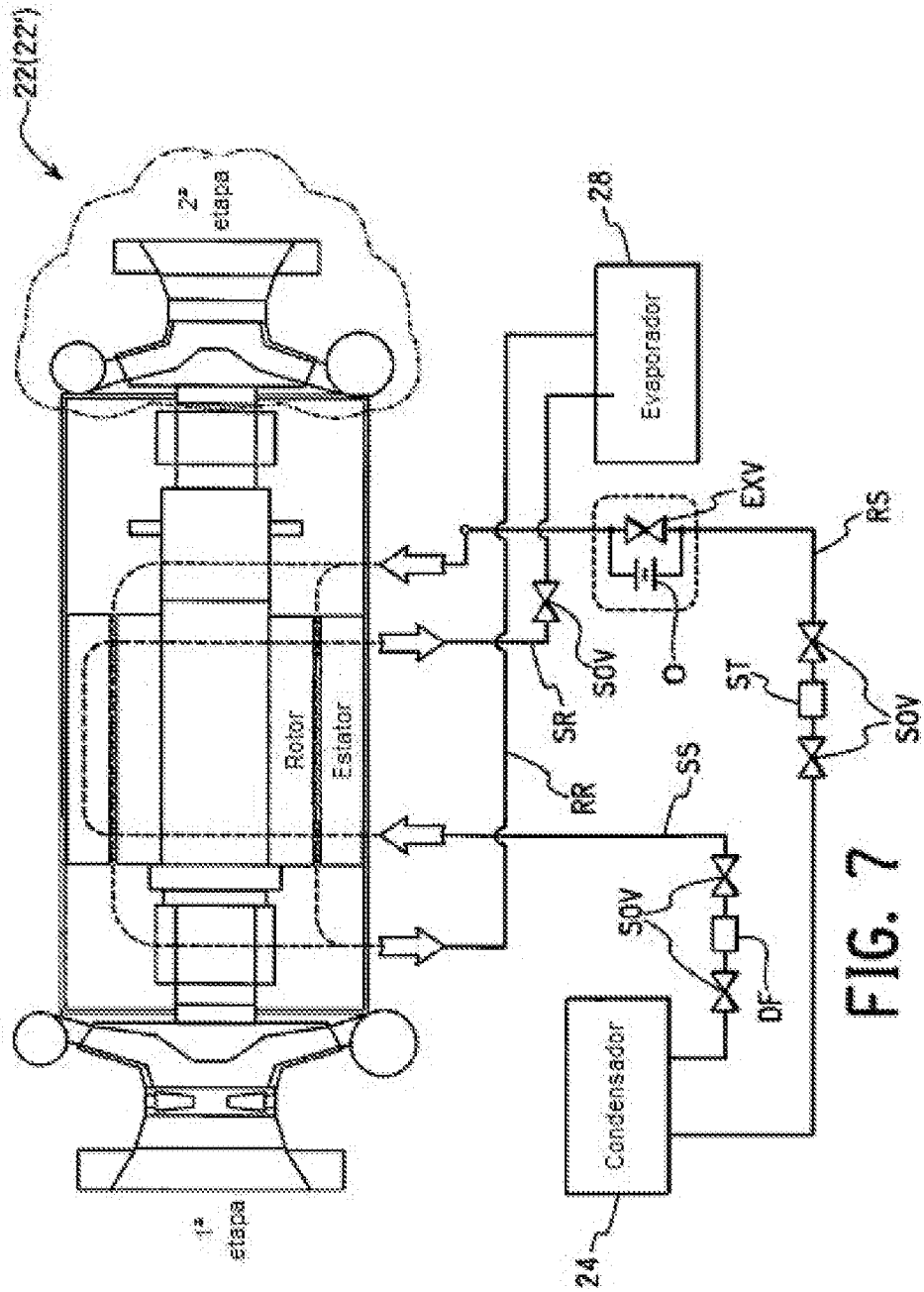


FIG. 6



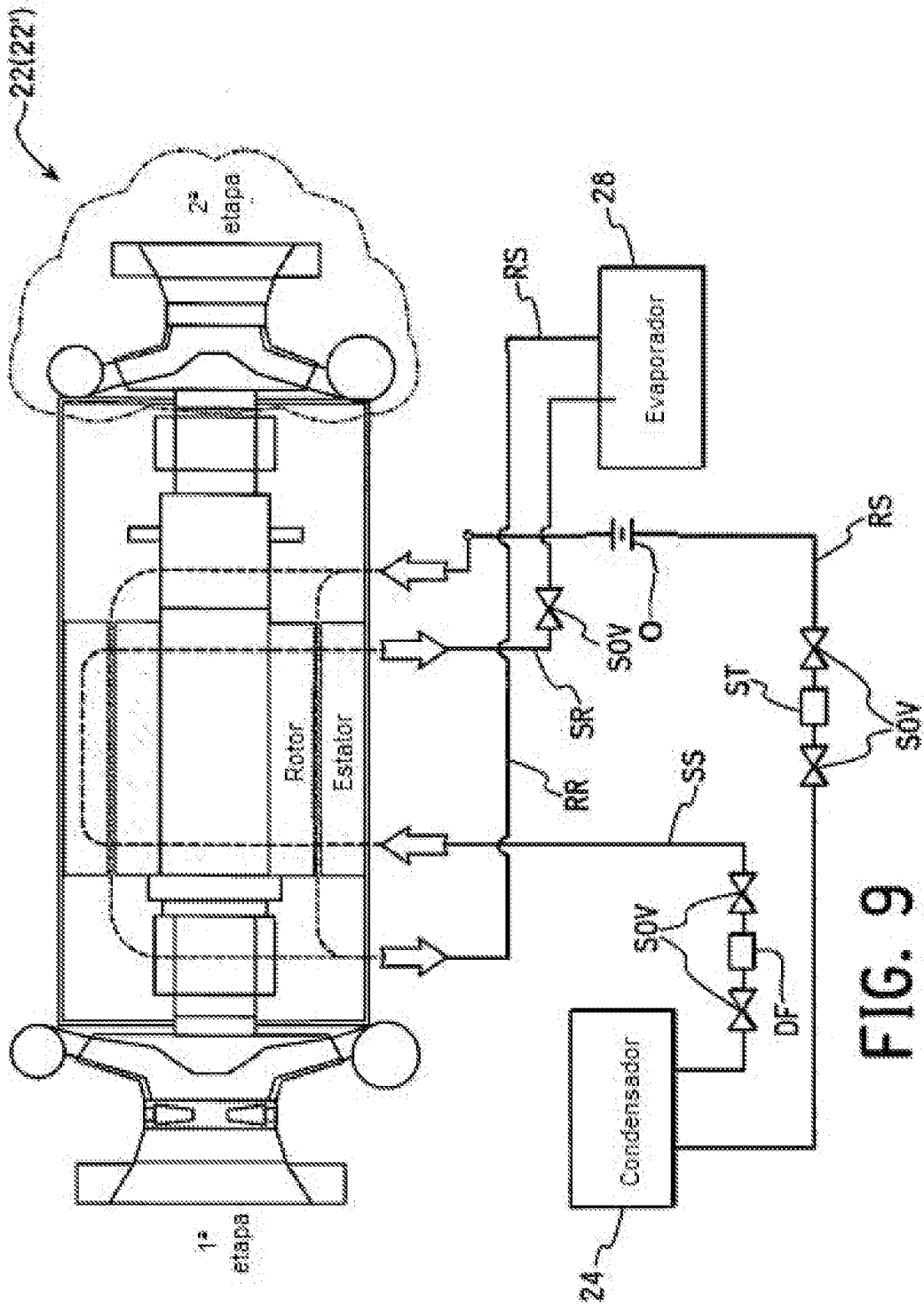


FIG. 9

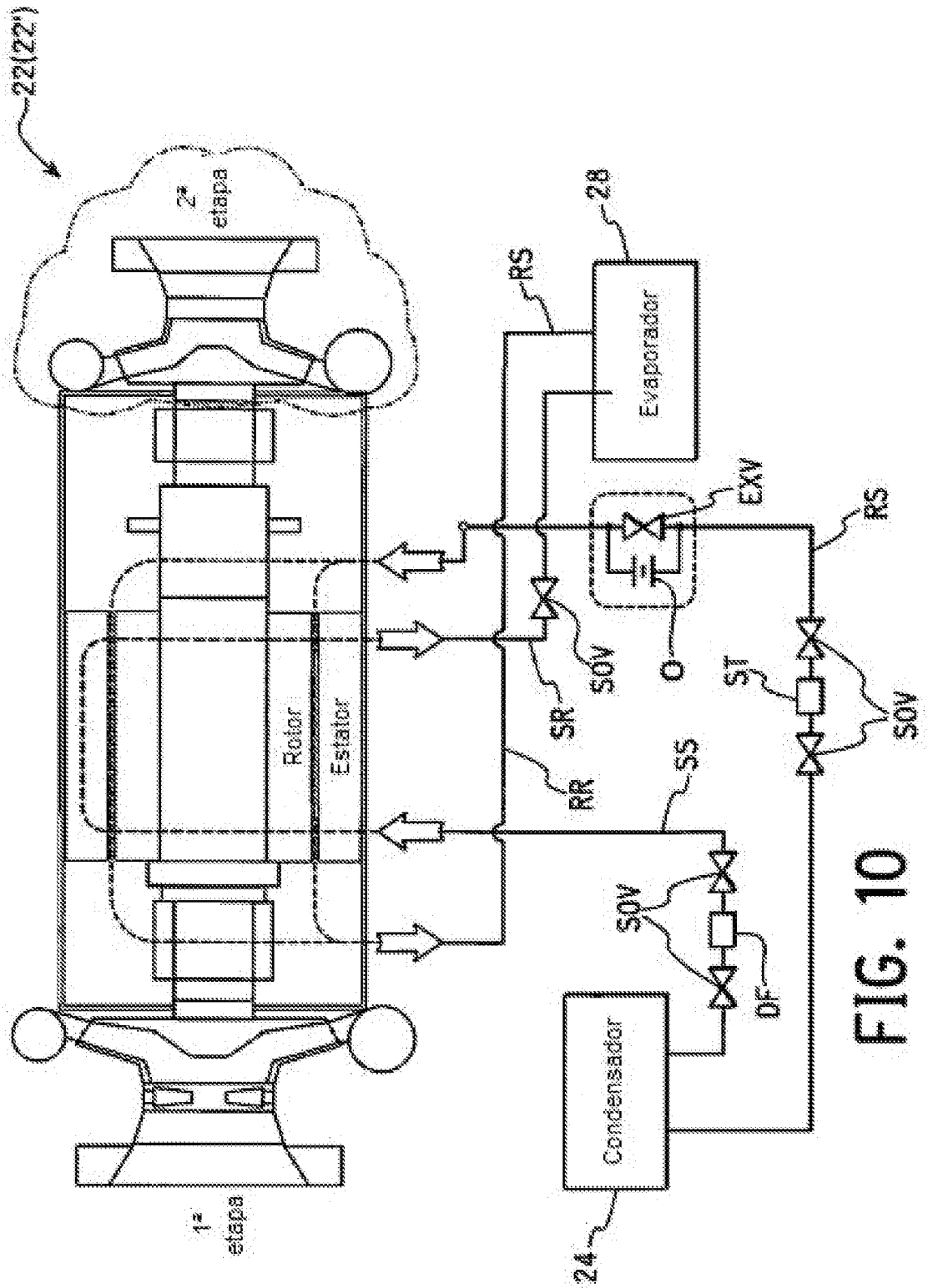


FIG. 10

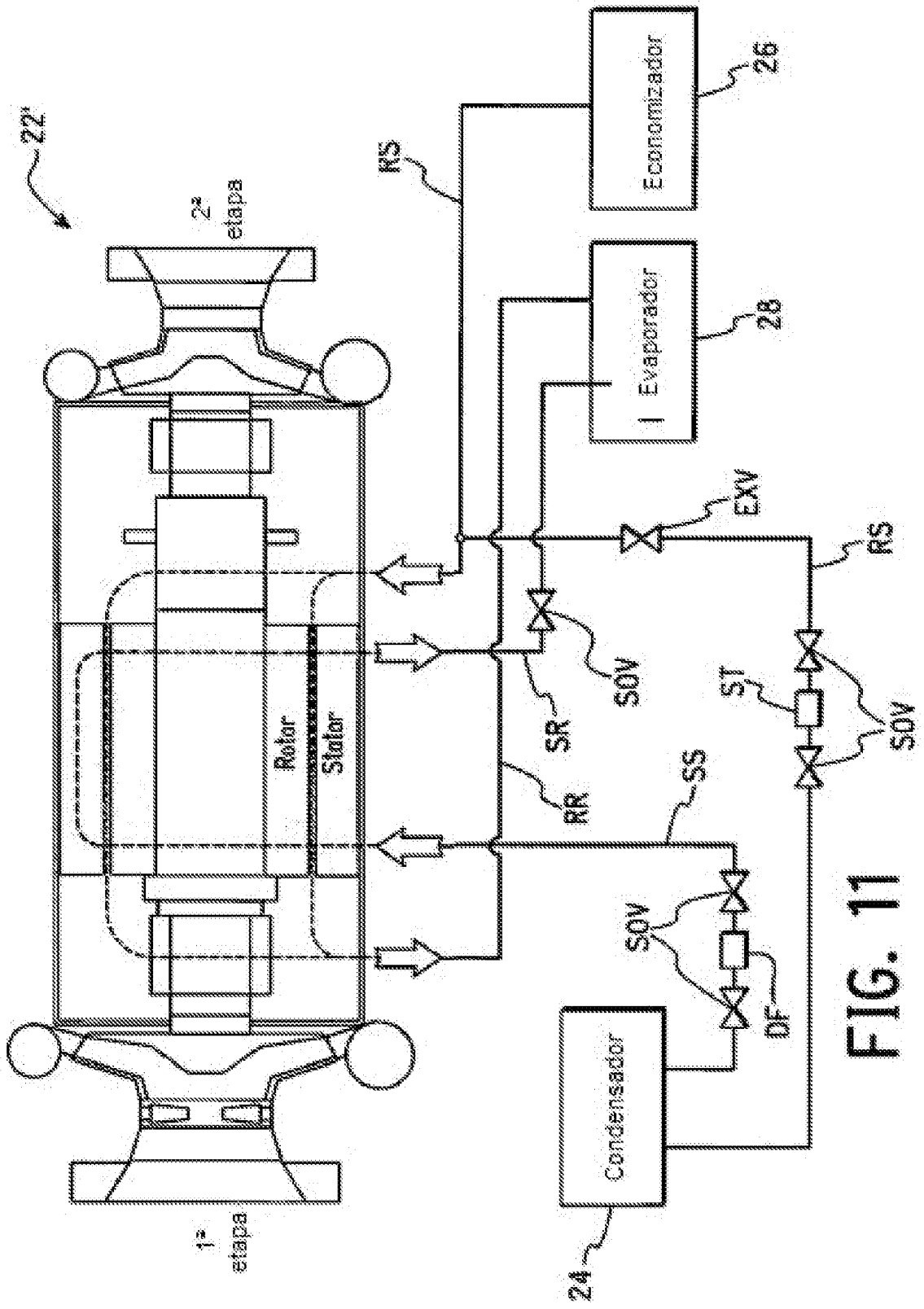


FIG. 11

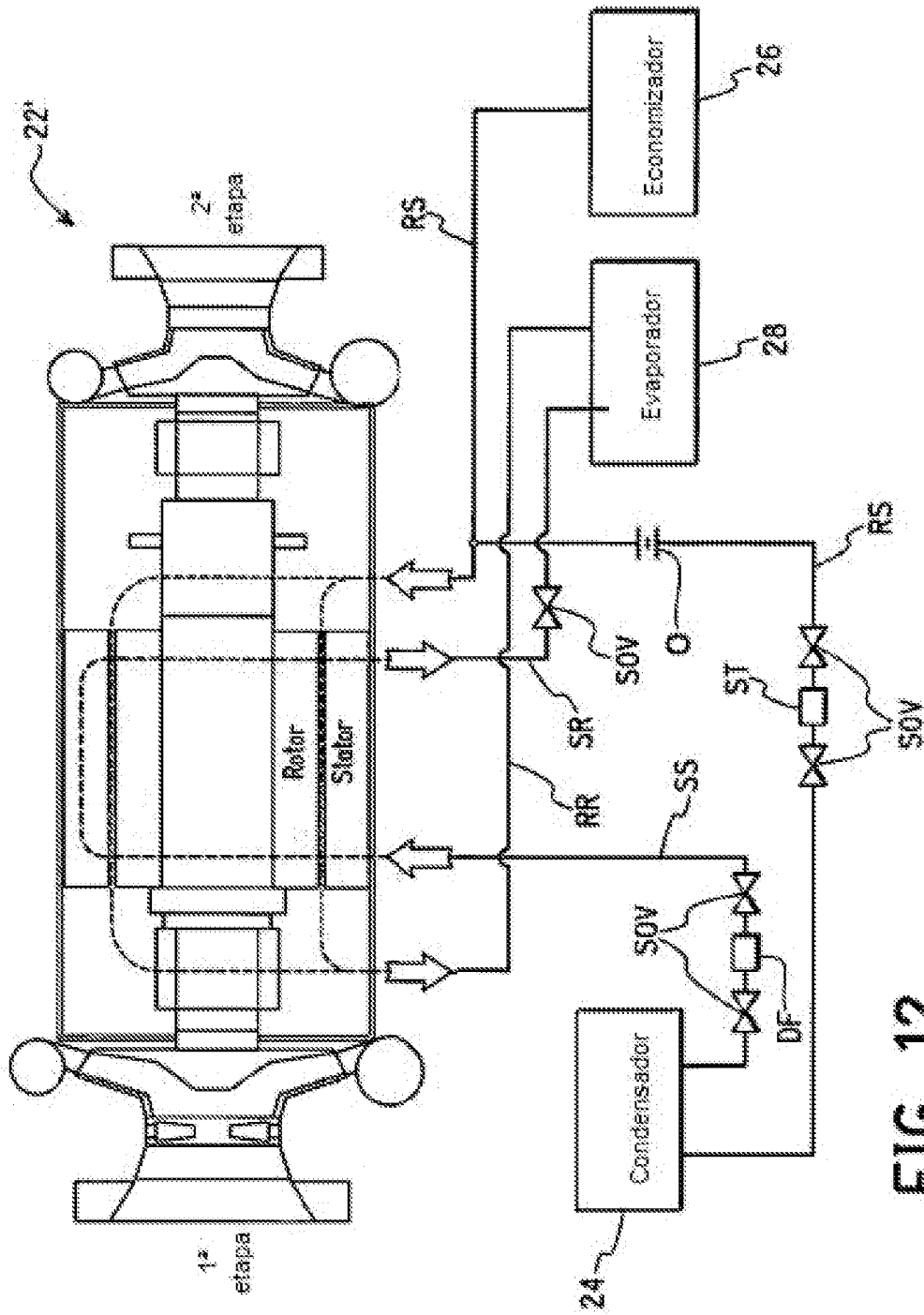


FIG. 12

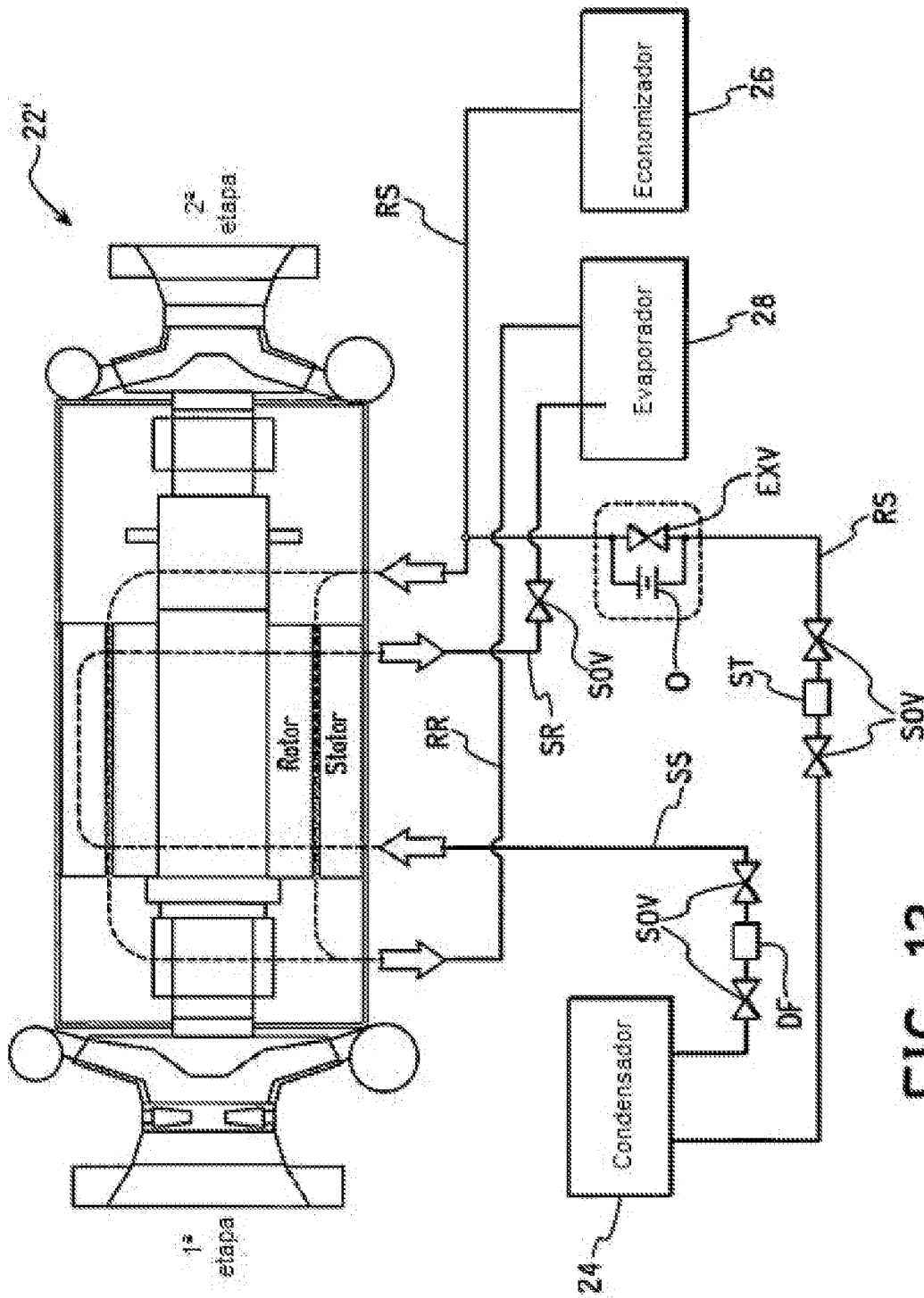


FIG. 13

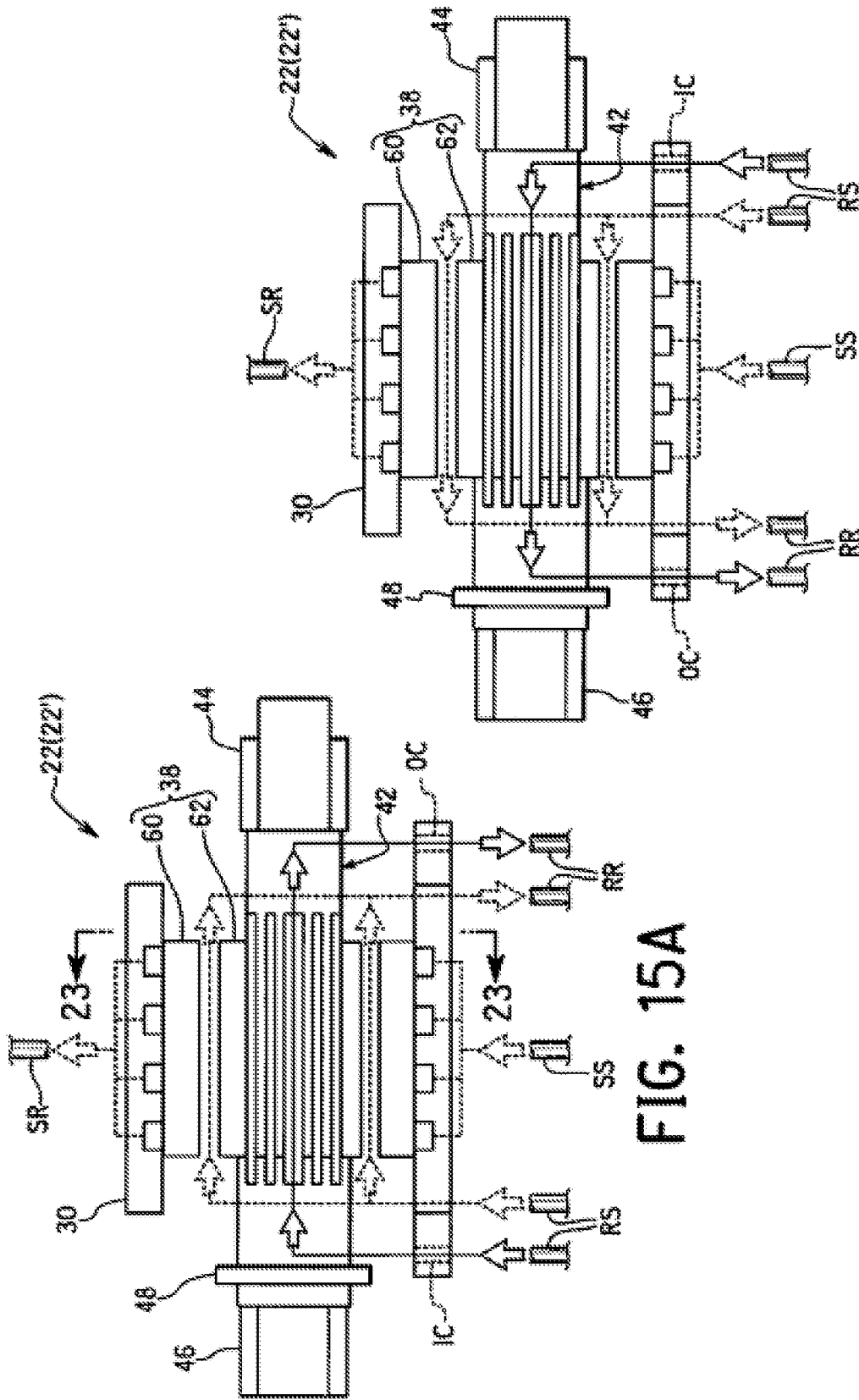


FIG. 15A

FIG. 15B

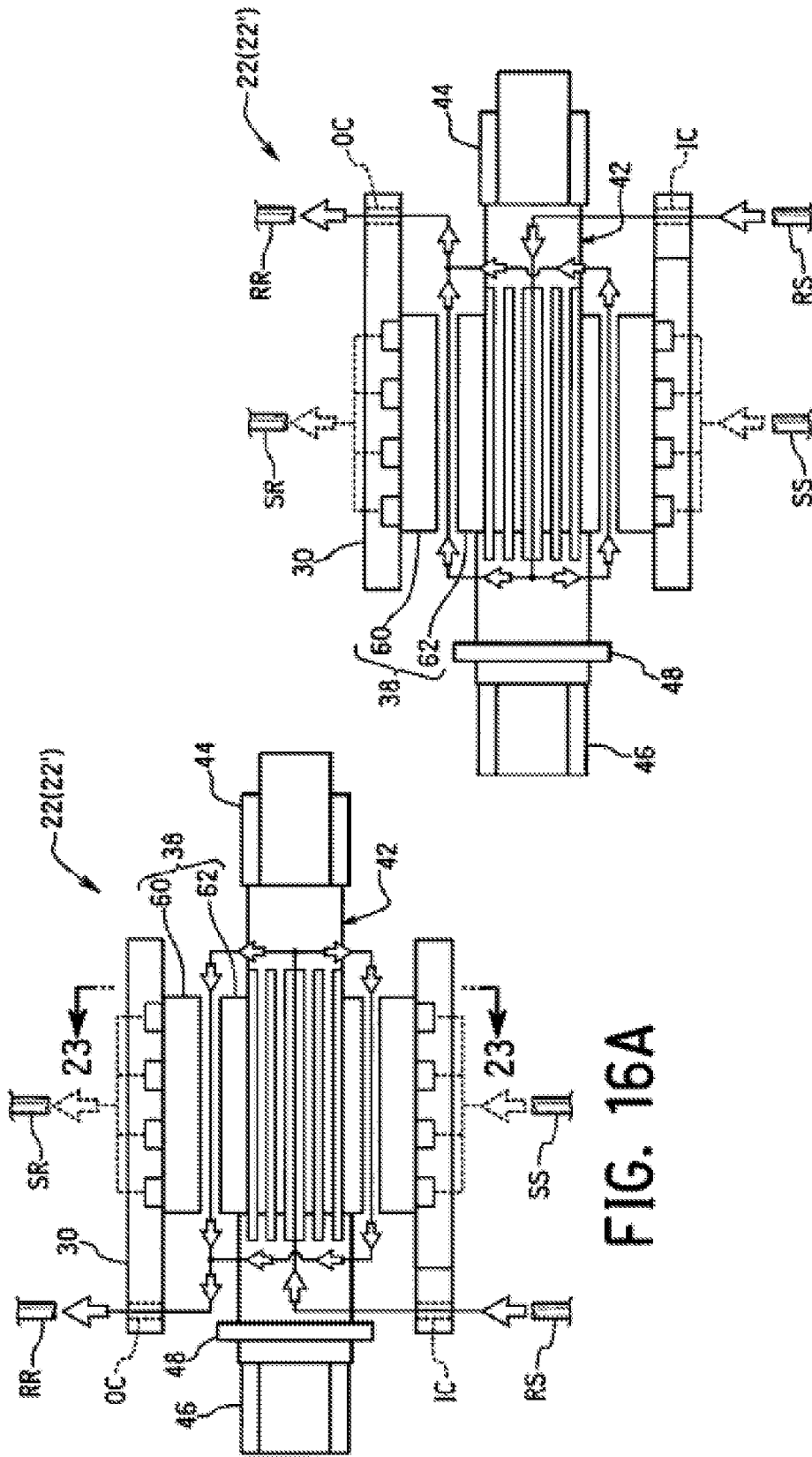


FIG. 16B

FIG. 16A

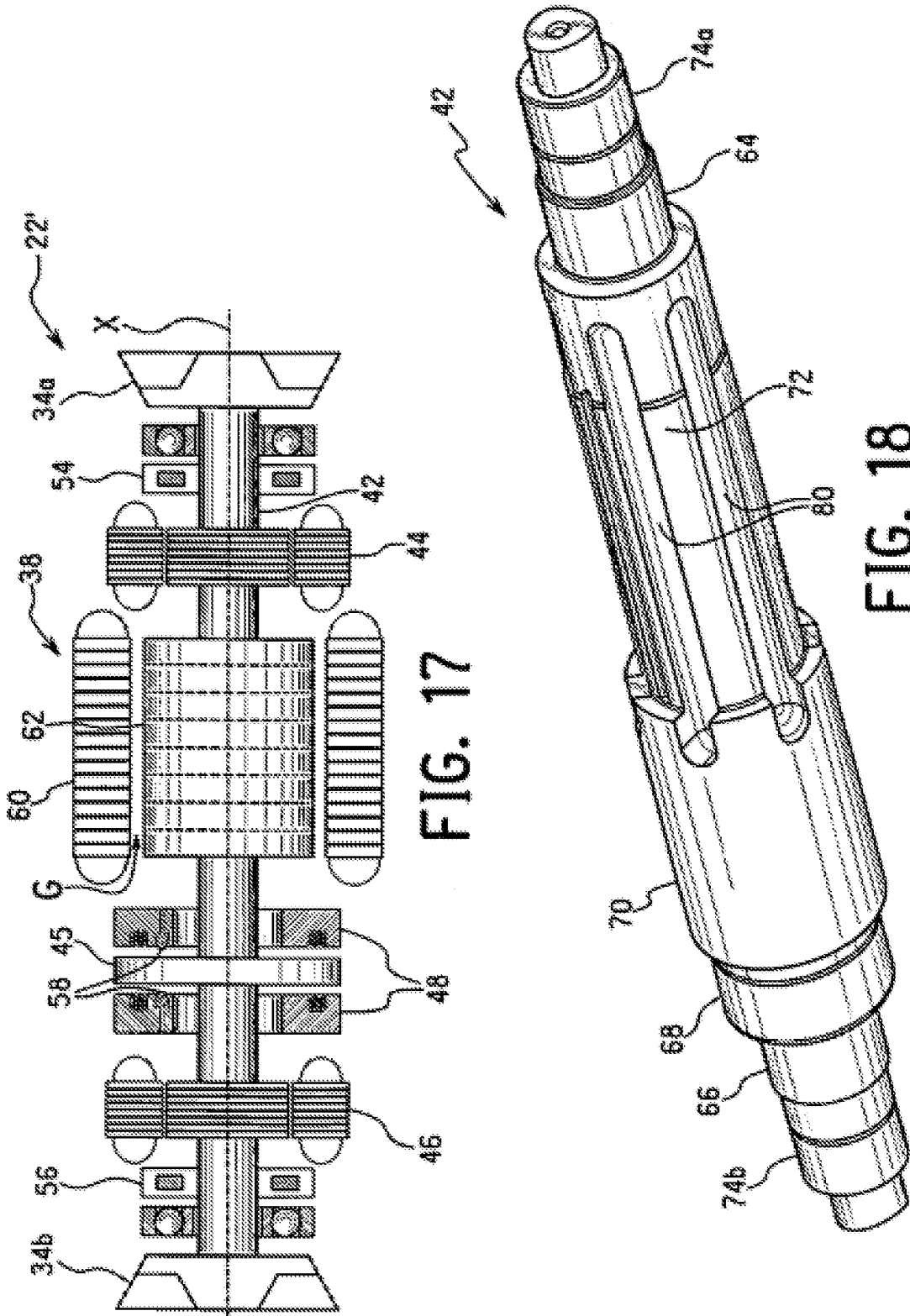


FIG. 17

FIG. 18

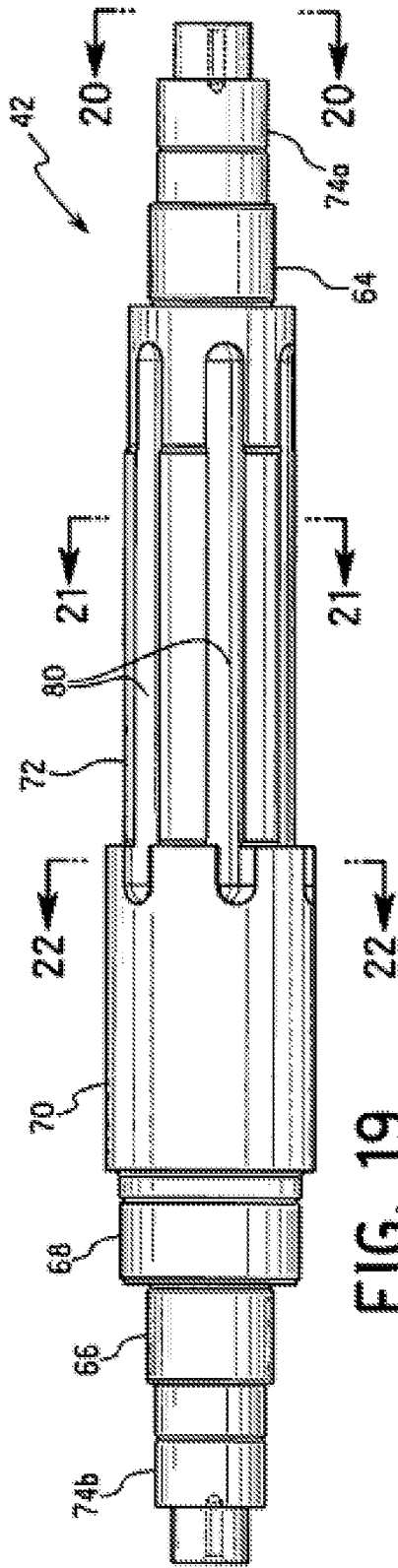


FIG. 19

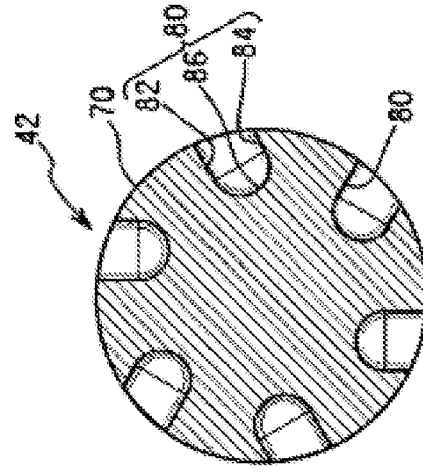


FIG. 22

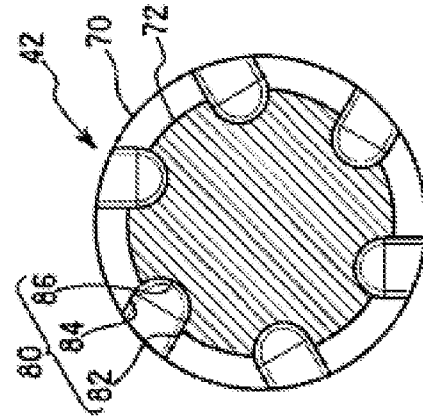


FIG. 21

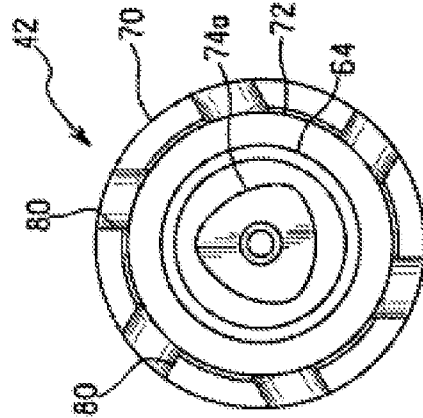


FIG. 20

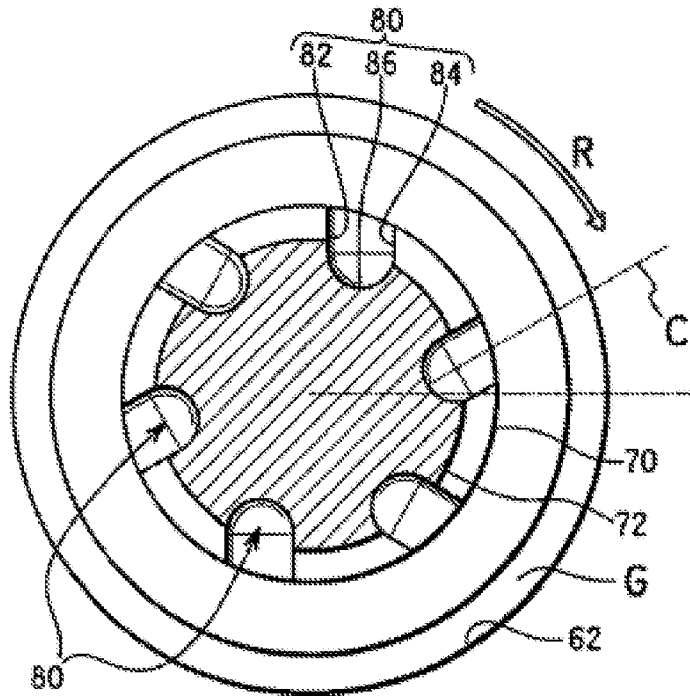


FIG. 23

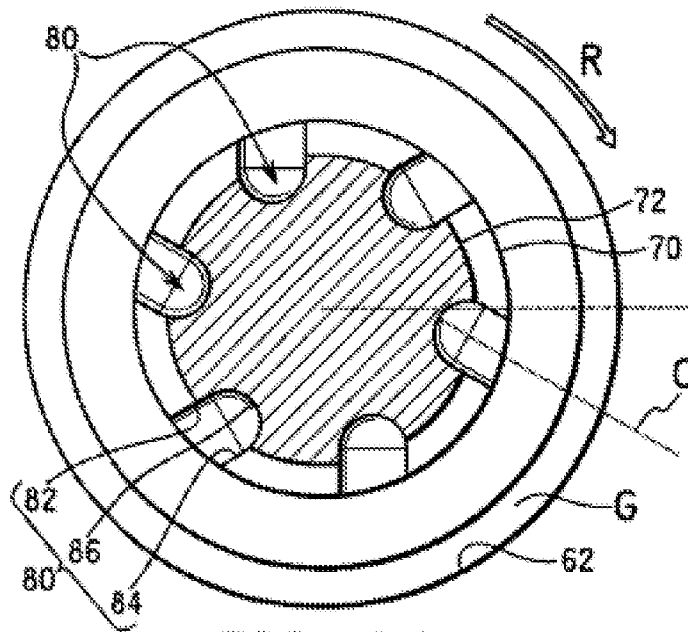


FIG. 24

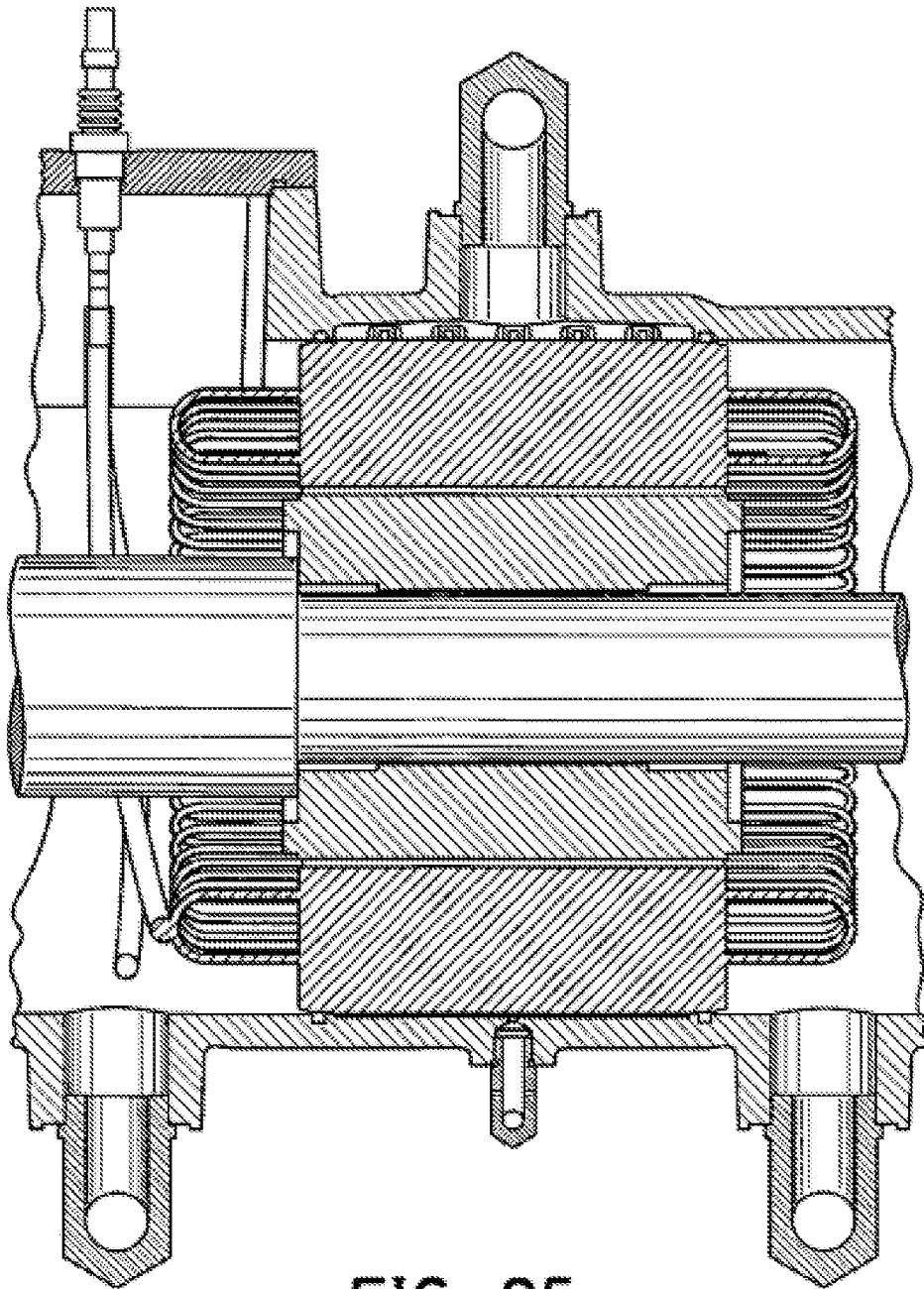


FIG. 25

FIG. 26

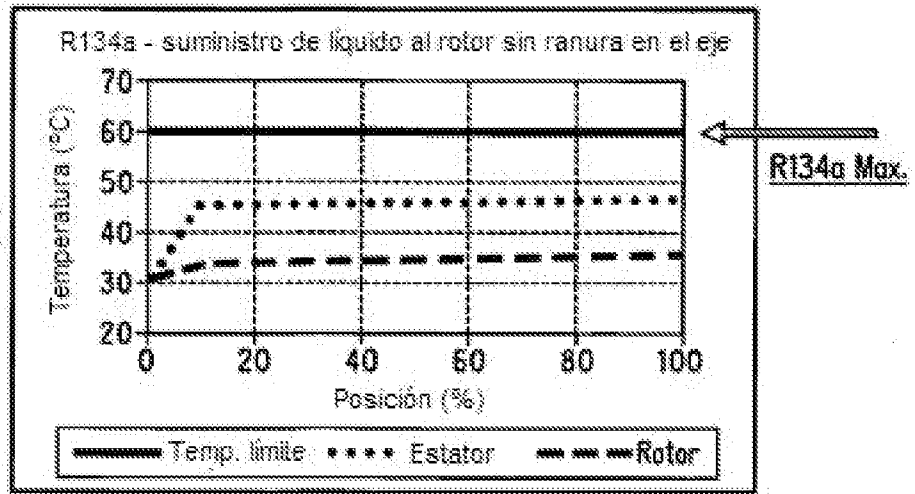


FIG. 27

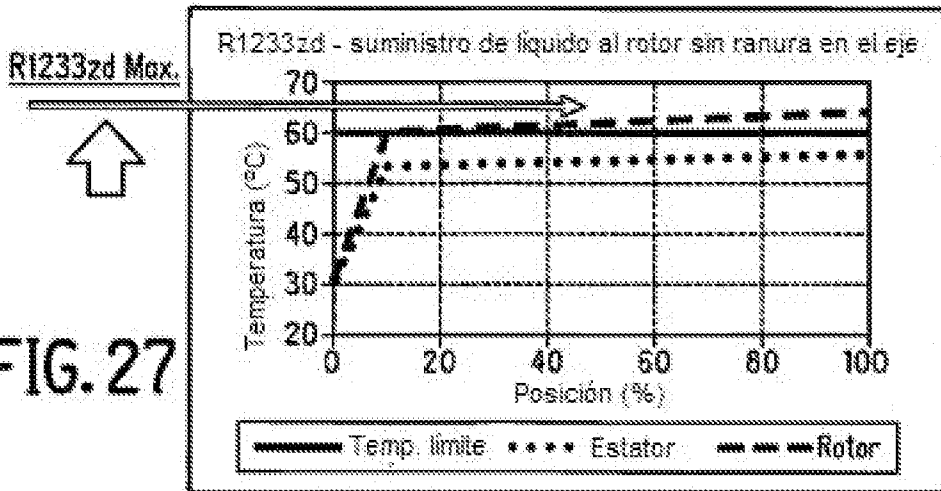


FIG. 28

