

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 721 149**

51 Int. Cl.:

**F04C 18/52** (2006.01)

**F04C 28/12** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **22.12.2010 PCT/JP2010/007447**

87 Fecha y número de publicación internacional: **30.06.2011 WO11077724**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **22.12.2010 E 10838962 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **23.01.2019 EP 2518322**

54 Título: **Compresor de tornillo simple**

30 Prioridad:

**22.12.2009 JP 2009291027**

**22.12.2009 JP 2009291153**

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

**29.07.2019**

73 Titular/es:

**DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (100.0%)  
Umeda Center Bldg. 4-12, Nakazaki-nishi 2-  
chome Kita-ku  
Osaka-shi, Osaka 530-8323, JP**

72 Inventor/es:

**HOSSAIN, MOHAMMOD ANWAR;  
MASUDA, MASANORI y  
UENO, HIROMICHI**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

ES 2 721 149 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 de tornillo simple

**Campo técnico**

5 La presente invención se refiere a compresores de tornillo simple, se refiere específicamente a la estructura de una válvula de corredera de un mecanismo de VI variable (es decir, un mecanismo de ajuste de la relación de volumen) para ajustar una relación entre un volumen de succión y un volumen de descarga (es decir, una relación de volumen: VI).

**Antecedentes de la técnica**

10 Se conocen compresores de tornillo simple (véase la Figura 9) que tienen un mecanismo de compresión que comprime un refrigerante mediante el movimiento de rotación de un rotor de tornillo. En este compresor (100) de tornillo simple (en lo sucesivo denominado "compresor de tornillo"), un rotor (150) de compuertas engrana con un rotor (140) de tornillo que gira en una pared (131) del cilindro de una carcasa (130), a través de una abertura en la pared (131) del cilindro, formando así una cámara (123) de compresión. Un extremo del rotor (140) de tornillo (es decir, el extremo izquierdo del dibujo) es un lado de succión, y el otro extremo (es decir, el extremo derecho del dibujo) es un lado de descarga. Cuando el lado de succión del rotor (140) de tornillo está cerrado por el rotor (150) de compuertas se forma una cámara (123) de compresión en la que se sella un gas a baja presión en una acanaladura helicoidal del rotor (140) de tornillo. A partir de ahí, el rotor (140) de tornillo se gira más, empujando la cámara (123) de compresión, hasta que la cámara (123) de compresión se mueve hacia el lado de descarga y se comunica con una abertura (125) de descarga. En este momento, el gas a alta presión se libera al lado de descarga de la carcasa (130).

15 En el compresor (100) de tornillo, se sugiere proveer una válvula (104) de corredera que se mueve a lo largo de la dirección axial del rotor (140) de tornillo, como un mecanismo (103) de VI variable (es decir, un mecanismo de ajuste de la relación de volumen) para ajustar una relación entre el volumen de succión y el volumen de descarga (es decir, una relación de volumen: VI) (véase, por ejemplo, el Documento de Patente 1 y el Documento de Patente 2). La válvula (104) de corredera se mueve a lo largo de la dirección axial del rotor (140) de tornillo para cambiar el volumen de descarga al cambiar la posición desde la que el gas a alta presión comienza a descargarse (es decir, la completación de la compresión), cambiando así la relación entre el volumen de descarga y el volumen de succión.

20 El compresor (100) de tornillo está configurado para cambiar la velocidad de rotación de un motor eléctrico (no mostrado) mediante el control de un inversor, controlando así la capacidad de operación. La capacidad de operación (es decir, la cantidad de refrigerante descargado por unidad de tiempo) se controla según una carga en el lado de utilización del circuito de refrigerante. Aquí, la válvula (104) de corredera del mecanismo (103) de VI variable se controla para obtener una relación de volumen (es decir, una relación de compresión) que pueda conducir a una eficiencia de compresión óptima, con respecto a la capacidad de operación controlada según la carga. Por lo tanto, la válvula (104) de corredera se mueve a lo largo de la dirección axial del rotor (140) de tornillo según la capacidad de operación, la cual varía dependiendo de si el estado de operación es un estado de carga nominal (100% de la carga) o un estado de carga parcial (véanse las Figuras 10(A) y 10(B)).

25 Una superficie (104a) del extremo del lado de descarga de la válvula (104) de corredera tiene preferiblemente la forma que se corresponde con una cresta (142) del tornillo (es decir, la superficie a lo largo de la parte elevada entre las acanaladuras helicoidales del rotor (140) de tornillo) a la que se enfrenta la superficie (104a) del extremo del lado de descarga para reducir la pérdida de presión del fluido descargado. Sin embargo, el ángulo y la anchura de la cresta (142) del tornillo no son uniformes desde el lado de succión hasta el lado de descarga. Por lo tanto, para reducir de manera eficiente la pérdida de presión del fluido descargado en el momento de una operación con carga nominal (es decir, la mayor capacidad de operación), a la superficie (104a) del extremo del lado de descarga de la válvula (104) de corredera se le ha dado una forma que se corresponde con la inclinación de la cresta (142) del tornillo que se enfrenta a la superficie (104a) del extremo del lado de descarga en el momento de la operación con carga nominal como se muestra en la Figura 10(A).

30 El documento GB 2 119 856 describe un compresor de tornillo cuya válvula de corredera tiene una cara frontal con una inclinación con respecto al eje de movimiento que se corresponde con la inclinación de la cresta del rotor de tornillo. Por lo tanto, este documento describe las características del preámbulo de la reivindicación 1.

**Lista de citas**

Documento de patente

Documento de patente 1: Patente japonesa N°. 4147891

Documento de patente 2: WO 2008/103 147 A1

**Compendio de la invención**

Problema técnico

5 Sin embargo, si a la superficie (104a) del extremo del lado de descarga de la válvula (104) de corredera se le da una forma que se corresponda con la inclinación de la cresta (142) del tornillo que se enfrenta a la superficie (104a) del extremo del lado de descarga en el momento de operación con carga nominal, la superficie (104a) del extremo del lado de descarga de la válvula (104) de corredera puede, debido a que la inclinación anterior es pronunciada, cruzarse con la cresta (142) de tornillo que se enfrenta a la superficie (104a) del extremo del lado de descarga en el momento de la operación con carga parcial y que tiene una ligera inclinación, como se muestra en la Figura 10(B). Esto puede dar como resultado una comunicación entre las cámaras de compresión adyacentes a la cresta (142) del tornillo interpuesta entre las mismas en el momento de la operación con carga parcial, y un fallo en la obtención de una relación de compresión deseada. Como resultado, la eficiencia puede reducirse.

15 La presente invención se realizó en vista de los problemas anteriores, y es un objetivo de la invención prevenir una pérdida de presión de un fluido descargado y una reducción de la eficiencia tanto en un estado de operación con carga nominal como en un estado de operación con carga parcial en un compresor de tornillo simple de relación de volumen variable.

Solución al problema

La invención se define por un compresor de tornillo simple según la reivindicación 1. Realizaciones preferidas se pueden derivar de las reivindicaciones dependientes.

Ventajas de la invención

20 Según la presente invención, es posible evitar la comunicación entre cámaras de compresión adyacentes a la cresta (42) del rotor (40) de tornillo interpuesta entre las mismas, tanto en el estado de operación con carga nominal como en el estado de operación con carga parcial. Por lo tanto, es posible evitar la pérdida de presión de un fluido descargado y una reducción de la eficiencia en la operación con carga parcial y en la operación con carga nominal.

**Breve descripción de los dibujos**

25 La Figura 1 es una sección transversal vertical que muestra una estructura de una parte principal de un compresor de tornillo según la primera realización de la presente invención, en un estado de operación de alta VI correspondiente a una carga nominal.

La Figura 2 es una sección transversal vertical que muestra la estructura de la parte principal del compresor de tornillo en la Figura 1, en un estado de operación de baja VI correspondiente a una carga parcial.

30 la válvula (4) se enfrenta en la operación con carga parcial tiene un ángulo de inclinación menos pronunciado que el ángulo de inclinación de la cresta (42) a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga en la operación con carga nominal. Por lo tanto, si la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para que se corresponda con la inclinación de la cresta (42) a la cual la superficie (4a) del extremo del lado de descarga se enfrenta en la operación con carga parcial, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera no se cruza con la cresta (42) a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga en la operación con carga nominal, y las cámaras de compresión adyacentes (es decir, las acanaladuras (41) helicoidales) no se comunican entre sí. Esto significa que no solo en la operación con carga parcial, sino también en la operación con carga nominal, las cámaras de compresión adyacentes a la cresta (42) del rotor (40) de tornillo interpuesta entre ellas no se comunican entre sí.

40 El segundo aspecto de la presente invención es que, en el primer aspecto de la presente invención, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se extiende en una dirección que se corresponde con una dirección que se extiende desde la cresta (42) del rotor (40) de tornillo al que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga cuando la válvula (4) de corredera se mueve a una posición correspondiente a un estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos.

45 El tercer aspecto de la presente invención es que en el segundo aspecto de la presente invención, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se extiende en una dirección que se corresponde con un borde del lado de succión de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo al que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga cuando la válvula (4) de corredera se mueve a la posición correspondiente al estado de operación con los factores de carga del 50% o más y del 75% o menos.

50 El cuarto aspecto de la presente invención es que en el tercer aspecto de la presente invención, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera tiene una superficie curva que se corresponde con el borde del lado de succión de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo al que se enfrenta la superficie del extremo lateral de descarga (4a) cuando la válvula (4) de corredera se mueve a la posición correspondiente al estado de operación con los factores de carga del 50% o más y del 75% o menos.

Aquí, un factor de rendimiento anual se conoce como un coeficiente (COP) de rendimiento de un aparato de refrigeración. El factor de rendimiento anual es un COP anual que se obtiene al ponderar los COP en operaciones con diversas cargas porque hay períodos de operación con carga intensa, períodos de operación con carga ligera, períodos de operación con carga media, etc., dentro de un año. El factor de rendimiento anual incluye, por ejemplo, un valor (IPLV) de carga parcial integrada definido por el Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración. El IPLV se define mediante la siguiente fórmula

$$\text{IPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$$

donde A es un COP para una carga nominal (un factor de carga del 100%); B es un COP para un factor de carga del 75%; C es un COP para un factor de carga del 50%; y D es un COP para un factor de carga del 25%. Esto significa que si se promedian los IPLV de todos los enfriadores que son objeto, el 45% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 50%; el 42% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 75%; el 12% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 25%; y el 1% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 100%.

Los valores de ponderación pueden ser ligeramente diferentes entre los EE. UU. y Japón, pero la relación de magnitud de cada uno de los valores de ponderación puede ser generalmente la misma entre los dos países. Por lo tanto, aún es importante dar relevancia a los COP en las operaciones con carga parcial, y preferiblemente, darle relevancia particularmente al COP en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos cuya frecuencia de ocurrencia acumulada por año es elevada, al obtener el factor de rendimiento anual.

Por lo tanto, en los aspectos segundo a cuarto de la presente invención, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para extenderse en una dirección que se corresponde con la cresta (42) del rotor (40) de tornillo al que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. Por lo tanto, se evitan la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. Como resultado, se mejora el factor de rendimiento anual.

En particular, en el tercer aspecto de la presente invención, a la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para que tenga una forma que se corresponda con un borde del lado de succión de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo a la que se enfrenta la válvula (4) de corredera en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. En el cuarto aspecto de la presente invención, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para tener una superficie curva que se corresponda con el borde del lado de succión de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo a la cual la válvula (4) de corredera se enfrenta en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. Al conformar la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera para tener las formas anteriores, se evitan de manera más fiable la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos, y los COP con los factores de carga anteriores se mejoran aún más.

El quinto aspecto de la presente invención es que en el primer aspecto de la presente invención, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se extiende en una dirección que se corresponde con una dirección en que se extiende una parte (42a) estrecha de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo en la cual la cresta (42) tiene la menor anchura.

En el quinto aspecto de la presente invención, la parte (42a) estrecha de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo cuya anchura y ángulo no son uniformes tiene una anchura menor y un ángulo de inclinación menos pronunciado que la otra parte de la cresta (42). Por lo tanto, si la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para extenderse en una dirección que se corresponda con la dirección que se extiende desde la parte estrecha (42a) de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera no se cruza con la cresta (42) sea cual sea la parte de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo a la que se enfrente la superficie (4a) del extremo del lado de descarga. Por consiguiente, las cámaras de compresión adyacentes (es decir, acanaladuras (41) helicoidales) no se comunican entre sí.

#### Ventajas de la invención

Según la presente invención, es posible evitar la comunicación entre cámaras de compresión adyacentes a la cresta (42) del rotor (40) de tornillo interpuesta entre las mismas, tanto en el estado de operación con carga nominal como en el estado de operación con carga parcial. Por lo tanto, es posible evitar la pérdida de presión de un fluido descargado y una reducción de la eficiencia en la operación con carga parcial y en la operación con carga nominal.

Además, según los aspectos segundo a cuarto de la presente invención, es posible evitar de manera fiable la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia, particularmente en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos cuya frecuencia de ocurrencia acumulada por año es elevada. Como resultado, el factor de rendimiento anual puede mejorarse y el consumo de energía anual puede reducirse significativamente.

Según el quinto aspecto de la presente invención, la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia pueden evitarse en todo el rango de movimiento de la válvula (4) de corredera. Por lo tanto, es posible evitar la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia en la operación con carga parcial y con la operación en carga nominal.

**5 Breve descripción de los dibujos**

La Figura 1 es una sección transversal vertical que muestra una estructura de una parte principal de un compresor de tornillo según la primera realización de la presente invención, en un estado de operación de alta VI correspondiente a una carga nominal.

10 La Figura 2 es una sección transversal vertical que muestra la estructura de la parte principal del compresor de tornillo en la Figura 1, en un estado de operación de baja VI correspondiente a una carga parcial.

La Figura 3 es una sección transversal lateral tomada a lo largo de la línea III-III de la Figura 1.

La Figura 4 es una vista oblicua que se centra en la parte principal del compresor de tornillo.

La Figura 5 es una vista oblicua que muestra el rotor de tornillo del compresor de tornillo.

La Figura 6 muestra vistas desarrolladas que ilustran el estado de funcionamiento de la válvula de corredera.

15 La Figura 6(A) muestra un estado de operación con una carga nominal.

La Figura 6(B) muestra un estado de operación con un factor de carga del 75%.

La Figura 6(C) muestra un estado de operación con un factor de carga del 50%.

La Figura 6(D) muestra un estado de operación con un factor de carga del 25%.

20 La Figura 7 muestra vistas en planta que ilustran los mecanismos de trabajo de un mecanismo de compresión del compresor de tornillo.

La Figura 7(A) muestra una fase de succión.

La Figura 7(B) muestra una fase de compresión.

La Figura 7(C) muestra una fase de descarga.

25 La Figura 8 es una vista desarrollada que muestra una relación entre una válvula de corredera y un rotor de tornillo según la segunda realización.

La Figura 9 es una sección vertical de un compresor de tornillo convencional.

La Figura 10 muestra vistas desarrolladas para ilustrar el estado de trabajo de una válvula de corredera del compresor de tornillo convencional.

La Figura 10(A) muestra un estado de operación con una carga nominal.

30 La Figura 10(B) muestra un estado de operación con una carga parcial.

La Figura 11 es una sección transversal vertical que muestra una estructura de una parte principal de un compresor de tornillo según la tercera realización de la presente invención, en un estado de operación de alta VI correspondiente a una carga nominal.

35 La Figura 12 es una sección transversal vertical que muestra la estructura de la parte principal del compresor de tornillo en la Figura 11, en un estado de operación baja VI correspondiente a una carga parcial.

La Figura 13 es una sección lateral tomada a lo largo de la línea XIII-XIII de la Figura 11.

La Figura 14 es una vista oblicua que se centra en la parte principal del compresor de tornillo.

La Figura 15 es una vista oblicua que muestra el rotor de tornillo del compresor de tornillo.

La Figura 16 muestra vistas desarrolladas que ilustran el estado de trabajo de la válvula de corredera.

40 La Figura 16(A) muestra un estado de operación con una carga nominal.

La Figura 16(B) muestra un estado de operación con el 75% de carga.

La Figura 16(C) muestra un estado de operación con el 50% de carga.

La Figura 16(D) muestra un estado de operación con el 25% de carga.

La Figura 17 muestra vistas en planta que ilustran los mecanismos de trabajo de un mecanismo de compresión del compresor de tornillo.

La Figura 17(A) muestra una fase de succión.

5 La Figura 17(B) muestra una fase de compresión.

La Figura 17(C) muestra una fase de descarga.

La Figura 18 es una sección transversal vertical de un compresor de tornillo convencional.

La Figura 19(A) es una vista desarrollada que muestra la forma de una abertura de descarga del compresor de tornillo convencional.

10 La Figura 19(B) es una vista desarrollada que muestra una variación de la forma de la abertura de descarga del compresor de tornillo convencional.

### Descripción de las realizaciones

Las realizaciones de la presente invención se describirán en detalle a continuación en función de los dibujos.

«La primera realización de la invención»

15 Un compresor de tornillo simple (1) (en lo sucesivo denominado simplemente "compresor de tornillo") de la presente primera realización se provee en un circuito de refrigerante que realiza un ciclo de refrigeración para comprimir un refrigerante.

20 El compresor (1) de tornillo incluye un mecanismo (20) de compresión y un mecanismo (3) de VI variable (es decir, un mecanismo de ajuste de la relación de volumen) para ajustar una relación entre el volumen de succión y el volumen de descarga (es decir, una relación de volumen: VI) del mecanismo (20) de compresión.

<Mecanismo de compresión>

El mecanismo (20) de compresión incluye una pared (31) del cilindro conformada en una carcasa (30) del compresor (1) de tornillo, un rotor (40) de tornillo provisto de manera giratoria en la pared (31) del cilindro y dos rotores (50) de compuertas que engranan con el rotor (40) de tornillo como se muestra en las Figuras 1-3.

25 Un espacio (S1) de succión que se enfrenta a una abertura (24) de succión del mecanismo (20) de compresión, y un espacio (S2) de descarga que se enfrenta a una abertura (25) de descarga del mecanismo (20) de compresión están conformados en la carcasa (30). La pared (31) del cilindro está provista de dos partes (32) que se comunican a lo largo de una dirección circunferencial de la pared (31) del cilindro, que sobresalen hacia afuera de la dirección circunferencial de la pared (31) del cilindro para comunicar el espacio (S1) de succión y el espacio (S2) de descarga.

30 Cada una de las partes (32) comunicantes incluye una acanaladura (33) de deslizamiento que se extiende a lo largo de la dirección axial de la pared (31) del cilindro. Una válvula (4) de corredera, descrita más adelante, se monta en la acanaladura (33) de deslizamiento para que pueda moverse en la dirección axial. La acanaladura (33) de deslizamiento y la válvula (4) de corredera forman el mecanismo (3) de VI variable. La abertura (25) de descarga incluye una abertura (27) de descarga del lado de la válvula conformada en la válvula (4) de corredera, y una  
35 abertura (28) de descarga del lado del cilindro conformada en la pared (31) del cilindro.

Un eje (21) de transmisión que se extiende desde un motor eléctrico (no mostrado) se inserta en el rotor (40) de tornillo. El rotor (40) de tornillo y el eje (21) de transmisión están acoplados con una chaveta (22), de modo que el rotor (40) de tornillo es accionado por un mecanismo (26) de accionamiento que incluye el motor eléctrico y el eje (21) de transmisión. El eje (21) de transmisión está dispuesto coaxialmente con el rotor (40) de tornillo. Una punta  
40 del extremo del eje (21) de transmisión se apoya de manera giratoria en un soporte (60) de cojinete provisto en un lado de descarga del mecanismo (20) de compresión (en el lado derecho del mecanismo de compresión, siempre y cuando la dirección axial del eje (21) de transmisión en la Figura 1 sea una dirección de derecha a izquierda). El soporte (60) de cojinete sustenta el eje (21) de transmisión por medio de cojinetes (61) de bolas. El rotor (40) de  
45 tornillo se monta de manera giratoria en la pared (31) del cilindro, y la superficie circunferencial exterior del rotor (40) de tornillo se desliza sobre la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro con una película de aceite interpuesta entre las mismas.

La velocidad de rotación del motor eléctrico se puede ajustar mediante el control de un inversor. Por lo tanto, la capacidad de operación del compresor (1) de tornillo se puede cambiar ajustando la velocidad de rotación del motor eléctrico. La capacidad de operación del compresor (1) de tornillo (es decir, la cantidad de refrigerante descargado por unidad de tiempo) se controla según una carga en el lado de utilización del circuito de refrigerante. La válvula (4) de corredera del mecanismo (3) de VI variable se controla para obtener una relación de volumen (es decir, la  
50 relación de compresión) que pueda conducir a una eficiencia de compresión óptima, con respecto a la capacidad de

operación controlada según la carga. Específicamente, la válvula (4) de corredera se mueve en la dirección axial del rotor (40) del tornillo según la capacidad de operación que varía dependiendo de si el estado de operación es un estado de carga nominal (es decir, el estado en el que el factor de carga es del 100%) o un estado de carga parcial (es decir, el estado en el que el factor de carga es menor del 100%). En el compresor (1) de tornillo, si se comparan el estado de operación con carga nominal (el estado que se muestra en la Figura 1) y el estado de operación con carga parcial (el estado que se muestra en la Figura 2), la posición de la válvula (4) de corredera está más a la izquierda en la Figura 1 (es decir, hacia el lado de succión) en el estado de operación con una carga más ligera, para aumentar el área de la abertura (28) de descarga del lado del cilindro.

El rotor (40) de tornillo mostrado en la Figura 4 y en la Figura 5 es un elemento de metal que tiene una forma sustancialmente de columna. El rotor (40) de tornillo incluye, en su superficie circunferencial exterior, una pluralidad de acanaladuras (41) helicoidales (seis acanaladuras helicoidales en la primera realización) que se extienden helicoidalmente desde un extremo (la parte final en el lado de succión del fluido (refrigerante)) al otro extremo (la parte final en el lado de descarga) del rotor (40) de tornillo.

En cada una de las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo, el extremo izquierdo en la Figura 5 (la parte final del lado de succión) es un extremo de partida, y el extremo derecho en la Figura 5 es un extremo terminal (el lado desde el cual se descarga un fluido). La parte del extremo izquierdo del rotor (40) de tornillo es troncocónica como se muestra en la Figura 5. En el rotor (40) de tornillo mostrado en la Figura 5, los extremos de partida de las acanaladuras (41) helicoidales están abiertos en la superficie del extremo izquierdo troncocónico, pero los extremos terminales de las acanaladuras (41) helicoidales no están abiertos en la superficie del extremo derecho del rotor (40) de tornillo.

Cada uno de los rotores (50) de compuertas es un elemento hecho de resina. El rotor (50) de compuertas tiene una pluralidad de compuertas (51) con forma de placas rectangulares dispuestas radialmente (11 compuertas en la primera realización). Los rotores (50) de compuertas están dispuestos fuera de la pared (31) del cilindro para ser axialmente simétricos con el eje de rotación del rotor (40) de tornillo. Es decir, en el compresor (1) de tornillo de la presente primera realización, los dos rotores (50) de compuertas están dispuestos a intervalos angulares iguales alrededor del eje de rotación del rotor (40) de tornillo (a intervalos de 180° en la presente primera realización). Un centro del eje de cada rotor (50) de compuertas es perpendicular a un centro del eje del rotor (40) de tornillo. Cada rotor (50) de compuertas está dispuesto de modo que las compuertas (51) penetren parte (no mostrada) de la pared (31) del cilindro para engranar con las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo.

Los rotores (50) de compuertas están unidos a los soportes (55) de metal del rotor, respectivamente (véase la Figura 4). Cada uno de los soportes (55) del rotor incluye una base (56), brazos (57) y un eje (58). La base (56) tiene la forma de un disco ligeramente grueso. El número de los brazos (57) es el mismo que el número de las compuertas (51) del rotor (50) de compuertas, y los brazos (57) se extienden radialmente hacia afuera desde una superficie circunferencial exterior de la base (56). El eje (58) tiene la forma de una varilla y se coloca de pie sobre la base (56). Un eje central del eje (58) coincide con un eje central de la base (56). El rotor (50) de compuertas está unido a la base (56) y a los brazos (57) en el lado opuesto al eje (58). Los brazos (57) están en contacto con las superficies posteriores de las compuertas (51), respectivamente.

Cada uno de los soportes (55) del rotor al que está unido el rotor (50) de compuertas se coloca en una cámara (90) del rotor de compuertas provista adyacente a la pared (31) del cilindro en la carcasa (30) (véase la Figura 3). El soporte (55) del rotor a la derecha del rotor (40) de tornillo en la Figura 3 está dispuesto con el rotor (50) de compuertas mirando hacia abajo. El soporte (55) del rotor a la izquierda del rotor (40) de tornillo en la Figura 3 está dispuesto con el rotor (50) de compuertas mirando hacia arriba. El eje (58) de cada uno de los soportes (55) del rotor se apoya de manera giratoria en un alojamiento (91) de cojinete en la cámara (90) del rotor de compuertas a través de los rodamientos (92, 93) de bolas. Cada una de las cámaras (90) del rotor de compuertas se comunica con el espacio (S1) de succión.

En el mecanismo (20) de compresión, el espacio rodeado por la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro, las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo y las compuertas (51) de los rotores (50) de compuertas conforman la cámara (23) de compresión. La cámara (23) de compresión incluye una primera cámara (23a) de compresión situada sobre la línea central horizontal en la Figura 3, y una segunda cámara (23b) de compresión debajo de la línea central (véase la Figura 5). Los bordes laterales de succión de las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo están abiertos hacia el espacio (S1) de succión, y esta área abierta es la abertura (24) de succión del mecanismo (20) de compresión.

<Mecanismo de VI variable (mecanismo de ajuste de la relación de volumen)>

El mecanismo (3) de VI variable incluye un cilindro (5) hidráulico que se fija al lado de descarga del soporte (60) de cojinete y se sitúa en el espacio (S2) de descarga, además de la acanaladura (33) de deslizamiento de la parte (32) comunicante provista en la pared (31) del cilindro, y la válvula (4) de corredera montada de manera deslizante en la acanaladura (33) de deslizamiento (véanse las Figuras 1 y 2).

La válvula (4) de corredera se provee en cada una de las cámaras (23a, 23b) de compresión primera y segunda.

Como se describió anteriormente, la válvula (4) de corredera y la pared (31) del cilindro están provistas de la abertura (27) de descarga del lado de la válvula y de la abertura (28) de descarga del lado del cilindro, respectivamente, que conforman la abertura (25) de descarga del mecanismo (20) de compresión. La cámara (23) de compresión y el espacio (S2) de descarga se comunican entre sí a través de la abertura (25) de descarga. La superficie interior de la válvula (4) de corredera forma parte de la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro, y la válvula (4) de corredera está configurada para ser deslizable en la dirección del centro del eje de la pared (31) del cilindro. Un extremo de la válvula (4) de corredera se enfrenta al espacio (S2) de descarga, y el otro extremo de la válvula (4) de corredera se enfrenta al espacio (S1) de succión.

El cilindro (5) hidráulico incluye un tubo (6) cilíndrico, un pistón (7) insertado en el tubo (6) cilíndrico, un brazo (9) acoplado a un vástago (8) de pistón del pistón (7), una varilla (10a) de acoplamiento que une el brazo (9) y la válvula (4) de corredera, y un resorte (10b) que desvía el brazo (9) hacia la derecha en la Figura 1 (en la dirección en la que el brazo (9) se separa de la carcasa (30)). En ambos lados del pistón (7) en el tubo (6) cilíndrico se forman un primer espacio (11) cilíndrico (en el lado izquierdo del pistón (7) en la Figura 1) y un segundo espacio (12) cilíndrico (en el lado derecho del pistón (7) en la Figura 1). El cilindro (5) hidráulico se configura para ajustar la posición de la válvula (4) de corredera al ajustar las presiones de los espacios (11, 12) del cilindro en los lados derecho e izquierdo del pistón (7).

Cuando la válvula (4) de corredera se desliza, se cambia el tamaño de la abertura (25) de descarga y se cambia la posición terminal de una fase de compresión (o una posición de inicio de una fase de descarga). Por ejemplo, la Figura 1 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la derecha. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta sustancialmente en el extremo terminal de las acanaladuras (41) helicoidales. Este estado corresponde al estado de operación con carga nominal (un estado de operación de alta VI). Cuando el compresor (1) de tornillo está en este estado, la descarga se realiza en la última sincronización, y la relación de compresión es la mayor.

La Figura 2 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la izquierda. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta en una posición cerca de la mitad de la acanaladura (41) helicoidal. Este estado corresponde al estado de operación con carga parcial (un estado de operación de baja VI). En este estado, la descarga se realiza antes que la descarga realizada en el estado de operación de alta VI (véase la Figura 1), y la relación de compresión es más pequeña que la relación de compresión en el estado de operación de alta VI.

En la presente primera realización, se selecciona un valor de VI óptimo para maximizar la eficiencia del compresor (1) de tornillo según el estado de operación del circuito de refrigerante y, de este modo, se ajusta la posición de la válvula (4) de corredera. Aquí, un mecanismo de control (no mostrado) controla la capacidad al controlar la frecuencia de rotación del motor eléctrico mediante un inversor, según el estado de operación (una carga en el lado de utilización).

La válvula (4) de corredera está provista de un bloque de rotación (no mostrado) para que la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera se deslice sobre la superficie circunferencial exterior de una guía (15) de válvula dondequiera que se encuentre la posición de la válvula (4) de corredera durante la operación. Por lo tanto, la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera se mantiene en una posición donde la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera y la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro de la carcasa (30) forman la misma superficie cilíndrica. En consecuencia, en la presente primera realización, la válvula (4) de corredera no gira, y la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera no interfiere con la superficie circunferencial exterior del rotor (40) de tornillo.

Por otro lado, la abertura (28) de descarga del lado del cilindro incluida la abertura (25) de descarga, incluye un puerto (28a) de descarga principal y puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar como se muestra en las Figura 6(A)-Figura 6(D). La forma de la abertura del puerto (28a) de descarga principal se determina según la posición de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y, como se muestra en las Figura 6(A)-Figura 6(D), el puerto (28a) de descarga principal está abierto tanto en el estado de operación con carga nominal como en el estado de operación con carga parcial, sin que lo cierre la válvula (4) de corredera, y permite que se descargue un fluido. Las formas de las aberturas de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se determinan según la posición de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial. Los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, y se abren desde la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial para permitir que se descargue un fluido.

En la presente primera realización, se provee una pluralidad de puertos que se corresponden con una pluralidad de estados de operación con carga parcial, como los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar. Específicamente, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar son tres puertos que corresponden a los estados de operación con un factor de carga del 75%, con un factor de carga del 50% y con un factor de carga del 25%. El puerto (28a) de descarga principal y los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están separados entre sí.

Las Figura 6(A)-Figura 6(D) muestran las relaciones de posición entre la válvula (4) de corredera y la abertura (28) de descarga del lado del cilindro, con el rotor (40) de tornillo desarrollado. El puerto (28b) de descarga auxiliar

(denominado primer puerto (28b) de descarga auxiliar) que corresponde al estado de operación con un factor de carga del 75% se provee en una ubicación en la que el puerto (28b) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal como se muestra en la Figura 6(A), y está abierto en los estados de operación con un factor de carga del 75%, con un factor de carga del 50% y con un factor de carga del 25% como se muestra en la Figura 6(B)-Figura 6(D). El puerto (28c) de descarga auxiliar (denominado segundo puerto (28c) de descarga auxiliar) que corresponde al estado de operación con un factor de carga del 50% se provee en una ubicación en la cual el puerto (28c) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y en el estado de operación con un factor de carga del 75% como se muestra en la Figura 6(A) y en la Figura 6(B), y está abierto en los estados de operación con un factor de carga del 50% y con un factor de carga del 25% como se muestra en la Figura 6(C) y en la Figura 6(D). Además, el puerto (28d) de descarga auxiliar (denominado un tercer puerto (28d) de descarga auxiliar) que corresponde al estado de operación con un factor de carga del 25% se provee en una ubicación en la que el puerto (28d) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y en los estados de operación con un factor de carga del 75% y con un factor de carga del 50% como se muestra en las Figura 6(A)-Figura 6(C), y está abierto en el estado de operación con un factor de carga del 25% como se muestra en la Figura 6(D).

La superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se configura para extenderse en una dirección que se corresponda con la dirección de extensión de la cresta (42) del tornillo (es decir, la superficie a lo largo de la parte elevada entre las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo a la que se enfrenta la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial. Específicamente, en la presente primera realización, la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se decide en función de la inclinación de la cresta (42) del tornillo que se enfrenta a la válvula (4) de corredera en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos como se muestra en la Figura 6(B) y en la Figura 6(C) (esta inclinación de la cresta (42) del tornillo corresponde a un segmento P'Q' de línea entre los puntos P' y Q' que son la proyección de dos puntos P y Q situados en los vértices de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga mostrado en la Figura 6(B) y en la Figura 6(C), en el borde del lado de succión de la cresta (42) del tornillo en una dirección perpendicular al eje). Por lo tanto, cuando se gira el rotor (40) de tornillo y el segmento P'Q' de línea en el borde del lado de succión de la cresta (42) del tornillo llega a la posición de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera, el segmento P'Q' de línea coincide con el segmento PQ de línea. Además, las superficies laterales de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están inclinados para alinearse con la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera.

La anchura de cada uno de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar es menor que la anchura de la parte de la cresta (42) del tornillo (la parte correspondiente al segmento P'Q' de línea) según la cual se decide la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera. Además, las anchuras de la pluralidad de puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reducen secuencialmente desde el lado de descarga hasta el lado de succión. Las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reducen desde el lado de descarga hasta el lado de succión según la anchura de la cresta (42) del tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera, reduciéndose la anchura de la cresta (42) del tornillo desde el lado de descarga hasta el lado de succión dentro del rango de movimiento de la válvula (4) de corredera como se muestra en la Figura 6(A)-Figura 6(D).

La razón por la que la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se inclina para coincidir con la inclinación del borde del lado de succión de la cresta (42) del tornillo al que la superficie (4a) del extremo del lado de descarga se enfrenta en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos según se expuso anteriormente se describirá a continuación.

Primero, un factor de rendimiento anual se conoce como un coeficiente (COP) de rendimiento de un aparato de refrigeración. El factor de rendimiento anual es un COP anual que se obtiene al ponderar los COP en operaciones con diversas cargas porque hay períodos de operación con carga intensa, períodos de operación con carga ligera, períodos de operación con carga media, etc., dentro de un año. El factor de rendimiento anual incluye, por ejemplo, un valor (IPLV) de carga parcial integrada definido por el Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración. El IPLV se define mediante la siguiente fórmula

$$\text{IPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$$

donde A es un COP para una carga nominal (un factor de carga del 100%); B es un COP para un factor de carga del 75%; C es un COP para un factor de carga del 50%; y D es un COP para un factor de carga del 25%. Esto significa que si se promedian los IPLV de todos los enfriadores que son objeto, el 45% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 50%; el 42% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 75%; el 12% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 25%; y el 1% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 100%.

Los valores de ponderación pueden ser ligeramente diferentes entre los EE. UU. y Japón, pero la relación de magnitud de cada uno de los valores de ponderación puede ser generalmente la misma entre los dos países. Por lo

tanto, aún es importante dar relevancia a los COP en las operaciones con carga parcial, y preferiblemente, darle relevancia particularmente al COP en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos cuya frecuencia de ocurrencia acumulada por año es elevada, al obtener el factor de rendimiento anual.

5 De este modo, en la presente primera realización, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está configurada para tener una forma que se corresponda con el borde del lado de succión del rotor (40) de tornillo en el que la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se enfrenta en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. Como resultado, es posible evitar que la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se cruce con la cresta (42) del tornillo que se enfrenta a la superficie (4a) del extremo del lado de descarga, y evitar con fiabilidad que las cámaras (23) de compresión adyacentes, con la cresta (42) del tornillo interpuesta entre las mismas, se comuniquen entre sí. Como resultado, se reduce la resistencia de descarga y es posible evitar una pérdida de presión del refrigerante descargado y una reducción de la eficiencia. En la presente primera realización, los COP en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos se mejoran para aumentar el factor de rendimiento anual.

15 -Mecanismo de funcionamiento-

Se describirán los mecanismos de funcionamiento del mecanismo (20) de compresión y del mecanismo (3) de VI variable del compresor (1) de tornillo.

<Mecanismo de compresión>

20 Cuando se activa el motor eléctrico, el eje (21) de transmisión se gira para hacer girar el rotor (40) de tornillo. Cuando se gira el rotor (40) de tornillo, los rotores (50) de compuertas también se giran, y se repiten una fase de succión, una fase de compresión y una fase de descarga del mecanismo (20) de compresión. En la siguiente exposición, se describirá la cámara (23) de compresión que está sombreada en la Figura 7.

25 En la Figura 7(A), la cámara de compresión (23) sombreada se comunica con el espacio (S1) de succión. La acanaladura (41) helicoidal que constituye la cámara (23) de compresión se engrana con las compuertas (51) del rotor (50) de compuertas inferior mostrado en la Figura 7(A). Cuando se gira el rotor (40) de tornillo, la compuerta (51) se mueve relativamente hacia el extremo terminal de la acanaladura (41) helicoidal, aumentando así el volumen de la cámara (23) de compresión. Por lo tanto, el refrigerante de gas a baja presión en el espacio (S1) de succión es aspirado hacia adentro de la cámara (23) de compresión a través de la abertura (24) de succión.

30 Cuando el rotor (40) de tornillo se gira más, la cámara (23) de compresión está en el estado mostrado en la Figura 7(B). Como se muestra en la Figura 7(B), la cámara (23) de compresión sombreada está completamente cerrada. Por lo tanto, la acanaladura (41) helicoidal que constituye la cámara (23) de compresión se engrana con la compuerta (51) del rotor (50) de compuertas superior mostrado en la Figura 7(B), y está separada del espacio (S1) de succión por la compuerta (51). Cuando la compuerta (51) se mueve hacia el extremo terminal de las acanaladuras (41) helicoidales a medida que el rotor (40) de tornillo se gira, el volumen de la cámara (23) de compresión disminuye gradualmente. Por lo tanto, el refrigerante gaseoso en la cámara (23) de compresión se comprime.

40 Cuando el rotor (40) de tornillo se gira más, la cámara (23) de compresión está en el estado mostrado en la Figura 7(C). En la Figura 7(C), la cámara (23) de compresión sombreada se comunica con el espacio (S2) de descarga a través de la abertura (25) de descarga. Cuando la compuerta (51) se mueve hacia el extremo terminal de la acanaladura (41) helicoidal a medida que se gira el rotor (40) de tornillo, el gas refrigerante comprimido es empujado fuera de la cámara (23) de compresión al espacio (S2) de descarga.

<Mecanismo de VI variable (ajuste de la relación de volumen)>

A continuación, se describirá una operación del mecanismo (3) de VI variable.

45 Como se describió anteriormente, cuando la válvula (4) de corredera se desliza para ajustar la capacidad de operación del compresor (1) de tornillo, se cambia la posición de inicio de descarga en la abertura (25) de descarga. Como resultado, se cambia el tamaño de la abertura (25) de descarga, y se cambia la posición terminal de una fase de compresión (o una posición de inicio de una fase de descarga).

50 La Figura 1 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la derecha. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta en una posición cerca del extremo terminal de la acanaladura (41) helicoidal. Este estado es un estado de operación de alta VI que corresponde a la operación con carga nominal del aparato de refrigeración. Este estado del compresor (1) de tornillo es un estado en el que la descarga se realiza en la última sincronización, y la relación de compresión es la mayor.

55 La Figura 2 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la izquierda. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta en una posición cerca de la mitad de la acanaladura (41) helicoidal. Este estado es un estado de operación de baja VI que corresponde a la operación con carga parcial del aparato de

refrigeración. En este estado, la descarga se realiza antes que la descarga realizada en el estado de operación de alta VI (véase la Figura 1), y la relación de compresión es menor que la relación de compresión en el estado de operación de alta VI.

5 Aquí, en el estado mostrado en la Figura 6(A) en el que la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con carga nominal, los tres puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera, y el puerto (28a) de descarga principal está abierto sin que lo cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye fuera hacia el espacio (S2) de descarga a través del puerto (28a) de descarga principal.

10 En el estado mostrado en la Figura 6(B) en el cual la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con un factor de carga del 75%, el segundo puerto (28c) de descarga auxiliar y el tercer puerto (28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera, y el puerto (28a) de descarga principal y el primer puerto (28b) de descarga auxiliar están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye hacia el espacio (S2) de descarga a través del puerto (28a) de descarga principal y el primer puerto (28b) de descarga auxiliar.

15 En el estado mostrado en la Figura 6(C) en la cual la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con un factor de carga del 50%, el tercer puerto (28d) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera y el puerto (28a) de descarga principal, el primer puerto (28b) de descarga auxiliar y el segundo puerto (28c) de descarga auxiliar están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye fuera fuera hacia el espacio (S2) de  
20 descarga a través del puerto (28a) de descarga principal, del primer puerto (28b) de descarga auxiliar y del segundo puerto (28c) de descarga auxiliar.

En el estado mostrado en la Figura 6(D) en el cual la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con un factor de carga del 25%, todos los puertos: el puerto (28a) de  
25 descarga principal, primer puerto (28b) de descarga auxiliar, segundo puerto (28c) de descarga auxiliar y tercer puerto (28d) de descarga auxiliar, están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye fuera hacia el espacio (S2) de descarga a través del puerto (28a) de descarga principal, del primer puerto (28b) de descarga auxiliar, del segundo puerto (28c) de descarga auxiliar y del tercer puerto (28d) de descarga auxiliar.

30 En la presente primera realización, el refrigerante se descarga no solo desde el puerto (28a) de descarga principal, sino también desde los correspondientes puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar en toda la pluralidad de estados de operación con carga parcial. De este modo, se reduce la resistencia de descarga y, como resultado, se reduce la pérdida de presión.

La anchura de la cresta (42) del tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la  
35 válvula (4) de corredera se incrementa desde el lado de succión hacia el lado de descarga, y el ángulo de inclinación de la cresta (42) del tornillo se vuelve más pronunciado desde el lado de succión hacia el lado de descarga, dentro del rango de movimiento de la válvula (4) de corredera. Es decir, la anchura de la cresta (42) del tornillo es mayor, y la inclinación de la cresta (42) del tornillo es más pronunciada, en una parte a la cual se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera en la operación con carga nominal, que en una parte a la cual se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera en la  
40 operación en carga parcial. Por lo tanto, si la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para que corresponda a la inclinación del borde del lado de succión de la cresta (42) del tornillo a la cual se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera en la operación con carga nominal (véase la línea fantasma en la Figura 6(A)), la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga se vuelve más pronunciada y puede dar como resultado una comunicación entre las  
45 cámaras (23) de compresión adyacentes cuando el estado de operación cambia al estado de operación con carga parcial, como lo indica la línea fantasma en la Figura 6(D). Si las cámaras de compresión (23) adyacentes se comunican entre sí, no se puede obtener una relación de compresión deseada.

Por lo tanto, en la presente primera realización, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se inclina para que se corresponda con la inclinación del borde del lado de succión de la cresta (42) del  
50 tornillo (es decir, la inclinación del segmento P'Q' de línea) al que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga en el estado de operación con carga parcial, particularmente en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos cuya frecuencia de ocurrencia acumulada por año es elevada. Por consiguiente, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera no se cruza con la cresta (42) del tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga cuando la válvula  
55 (4) de corredera se mueve a una posición correspondiente al estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. Además, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera no se cruza con la cresta (42) del tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga cuando la válvula (4) de corredera se mueve a una posición correspondiente a un estado de operación con un factor de carga mayor que el factor de carga predeterminado anterior (es decir, el factor de carga predeterminado  
60 o mayor y un factor de carga del 100% o menor). Por lo tanto, en la presente primera realización, las acanaladuras

(41) helicoidales adyacentes (es decir, las cámaras (23) de compresión) no se comunican entre sí en la operación con carga parcial (es decir, un factor de carga del 50% o más y un factor de carga del 75% o menos) y en la operación con carga nominal (es decir, un factor de carga del 100%).

-Ventajas de la primera realización-

5 Según la presente primera realización, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está conformada para tener una forma que se corresponda con la inclinación de la cresta (42) del tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga en la operación con carga parcial. Por lo tanto, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera no se a con la cresta (42) del  
10 tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga tanto en la operación con carga parcial como en la operación con carga nominal, lo que hace posible evitar la comunicación entre las cámaras (23, 23) de compresión adyacentes a la cresta (42) del tornillo interpuesta entre las mismas. Como resultado, es posible evitar una pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia tanto en la operación con carga parcial como en la operación con carga nominal.

15 Según la presente primera realización, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está conformada para extenderse en una dirección que se corresponde con el borde del lado de succión de la cresta (42) del tornillo al que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga cuando la válvula (4) de corredera se mueve a una posición correspondiente al estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. Por lo tanto, es posible prevenir de manera fiable una pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia, especialmente en el estado de operación con unos factores de carga  
20 del 50% o más y del 75% o menos, cuya frecuencia de ocurrencia acumulada por año es elevada. Como resultado, el factor de rendimiento anual puede mejorarse y el consumo de energía anual puede reducirse significativamente.

«La segunda realización de la invención»

En la segunda realización, se cambia la forma de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera en el compresor (1) de tornillo según la primera realización.

25 Específicamente, como se muestra en la Figura 8, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está hecha para tener una forma que se extiende en una dirección que se corresponde con una parte estrecha (42a) de la cresta del tornillo (42) que tiene la menor anchura. Más específicamente, la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se decide en función de la inclinación de la parte estrecha (42a) de la cresta (42) del tornillo (la inclinación se corresponde con un segmento de  
30 línea R'S' entre los puntos R' y S', que son las proyecciones de dos puntos R y S situados en los vértices de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga mostrado en la Figura 8, en el borde del lado de succión de la parte estrecha (42a) de la cresta (42) del tornillo en la dirección axial).

35 La parte estrecha (42a) de la cresta (42) del tornillo, cuyos anchura y ángulo no son uniformes, tiene una anchura menor y un ángulo de inclinación menos pronunciado que la otra parte de la cresta (42) del tornillo. Por lo tanto, si la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para extenderse en una dirección que se corresponda con la parte (42a) estrecha de la cresta (42) del tornillo, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera no se cruza con la cresta (42) del tornillo, cualquiera que sea la parte de la cresta (42) del tornillo a la que la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se enfrente.

40 Por lo tanto, según la segunda realización, se evita la pérdida de presión del fluido descargado, y la comunicación entre las cámaras (23) de compresión adyacentes con la cresta (42) del tornillo interpuesta entre las mismas también se evita en todo el rango de movimiento de la válvula (4) de corredera, haciendo así posible evitar una reducción de la eficiencia. Es decir, es posible lograr el objetivo de la presente invención, es decir, evitar la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia en la operación con carga parcial y en la operación  
45 con carga nominal.

«Variaciones de la primera y segunda realizaciones»

La primera y segunda realizaciones pueden tener las siguientes estructuras.

50 En la primera realización, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se configura para extenderse en la dirección que se corresponde con la dirección de extensión de la cresta (42) del tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga en el estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos. Sin embargo, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga puede configurarse para extenderse en una dirección que se corresponda con la dirección de extensión de la cresta (42) del tornillo a la cual la superficie (4a) del extremo del lado de descarga se enfrenta en un estado de operación con un factor de carga distinto a los factores de carga anteriores. Por ejemplo, la superficie (4a) del  
55 extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera puede configurarse para extenderse en una dirección que se corresponde con la dirección de extensión de la cresta (42) del tornillo a la que la superficie (4a) del extremo del lado de descarga se enfrenta en el estado de operación con un factor de carga del 25%.

En el caso anterior, la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción en la eficiencia en el estado de operación con un factor de carga del 25% se pueden prevenir con fiabilidad. Además, se considera que en el factor de rendimiento anual, el peso para un factor de carga del 25% es mayor (es decir, la frecuencia de ocurrencia acumulada por año es mayor) que el peso para un factor de carga del 100%. Por lo tanto, incluso en el caso anterior, es posible mejorar el factor de rendimiento anual y reducir el consumo de energía anual, en comparación con el caso en el que la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se configura para extenderse en la dirección que se corresponde con la dirección de extensión de la cresta (42) del tornillo a la que se enfrenta la superficie (4a) del extremo del lado de descarga en la operación con carga nominal.

Además, en las realizaciones primera y segunda, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se configura para extenderse en la dirección que se corresponde con el borde del lado de succión de una parte predeterminada de la cresta (42) del tornillo. Sin embargo, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera puede configurarse para extenderse en una dirección que se corresponda con un borde del lado de descarga, o puede configurarse para extenderse en una dirección que se corresponda con la parte media entre el borde del lado de descarga y el borde del lado de succión.

Además, en las realizaciones primera y segunda, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se conforma para que tenga una superficie inclinada que se extiende en la dirección que se corresponda con un borde del lado de succión de una parte predeterminada de la cresta (42) del tornillo, pero puede conformarse para que tenga una superficie curva que se corresponda con un borde lateral de succión de una parte predeterminada de la cresta (42) del tornillo. Con esta estructura, es posible prevenir de manera fiable la pérdida de presión del fluido descargado y una reducción de la eficiencia en un estado de operación previsto.

«La tercera realización de la invención»

En la tercera realización, se consideran los siguientes puntos con respecto al compresor (1) de tornillo de la primera realización. Se conocen compresores de tornillo simple (véase la Figura 18) que tienen un mecanismo de compresión que comprime un refrigerante mediante el movimiento de rotación de un rotor de tornillo. En este compresor (100) de tornillo simple (en lo sucesivo denominado "compresor de tornillo"), un rotor (150) de compuertas engrana con un rotor (140) de tornillo que gira en la pared (131) del cilindro de una carcasa (130), a través de una abertura en la pared (131) del cilindro, formando así una cámara (123) de compresión. Un extremo del rotor (140) de tornillo (es decir, el extremo izquierdo del dibujo) es un lado de succión, y el otro extremo (es decir, el extremo derecho del dibujo) es un lado de descarga.

Cuando el lado de succión del rotor (140) de tornillo está cerrado por el rotor (150) de compuertas se forma una cámara (123) de compresión en la que se sella un gas a baja presión en una acanaladura helicoidal del rotor (140) de tornillo. A partir de ahí, el rotor (140) de tornillo se gira más, empujando la cámara (123) de compresión, hasta que la cámara (123) de compresión se mueve hacia el lado de descarga y se comunica con una abertura (125) de descarga, cuando el gas a alta presión es liberado en el lado de descarga de la carcasa (130).

En el compresor (100) de tornillo, se sugiere proveer una válvula de deslizamiento (104) que se mueva a lo largo de la dirección axial del rotor (140) de tornillo como un mecanismo (103) de VI variable (es decir, un mecanismo de ajuste de la relación de volumen) para ajustar una relación entre el volumen de succión y el volumen de descarga (es decir, una relación de volumen: VI) (véase, por ejemplo, la publicación de patente japonesa N° 2004-137934). La válvula (104) de corredera se mueve a lo largo de la dirección axial del rotor (140) de tornillo para cambiar el volumen de descarga al cambiar la posición desde la que el gas a alta presión comienza a descargarse (es decir, la completación de la compresión), cambiando así la relación entre el volumen de descarga y el volumen de succión.

El compresor (100) de tornillo está configurado para cambiar la velocidad de rotación de un motor eléctrico (no mostrado) mediante el control de un inversor, controlando así la capacidad de operación. La capacidad de operación (es decir, la cantidad de refrigerante descargado por unidad de tiempo) se controla según una carga en el lado de utilización del circuito de refrigerante. Aquí, la válvula (104) de corredera del mecanismo (103) de VI variable se controla para obtener una relación de volumen (es decir, una relación de compresión) que pueda conducir a una eficiencia de compresión óptima, con respecto a la capacidad de operación controlada según la carga. Por lo tanto, la válvula (104) de corredera se mueve a lo largo de la dirección axial del rotor (140) de tornillo según la capacidad de operación, que varía dependiendo de si el estado de operación es un estado de carga nominal (100% de carga) o un estado de carga parcial. En el compresor (100) de tornillo, la posición de la válvula de corredera (104) se cambia de modo que el tamaño de la abertura del lado de descarga sea mayor en el estado de operación con carga parcial que en el estado de operación con carga nominal.

Si la abertura de descarga (125) formada en la carcasa (130) se conforma para tener un área de apertura máxima en el estado de operación con carga parcial como se muestra en la Figura 19(A), la abertura de descarga se cruza con la cresta del rotor (140) de tornillo, y las acanaladuras helicoidales adyacentes se comunican entre sí. Esto significa que las cámaras de compresión adyacentes en las que las presiones son diferentes pueden comunicarse entre sí en el estado de operación con carga nominal y, como resultado, no se puede obtener una relación de compresión deseada. Por esta razón, el área de apertura de la abertura de descarga debe determinarse para que se corresponda con el estado de operación con carga nominal, como se muestra en la Figura 19(B).

Sin embargo, si se determina el área de abertura de la abertura (125) de descarga en la carcasa (130) para que corresponda al estado de operación con carga nominal, el área de abertura no es suficiente cuando la válvula (104) de corredera se mueve a una posición correspondiente al estado de carga parcial indicado por la línea fantasma en la Figura 19(B). Como resultado, la pérdida de presión debida a una resistencia de descarga puede aumentar en la operación con carga parcial, lo que da como resultado una reducción en el rendimiento del compresor de tornillo.

La invención descrita en la tercera realización se realizó en vista del problema anterior, y es un objetivo de la invención prevenir un problema debido a la comunicación entre las cámaras de compresión que tienen diferentes presiones, en el estado de operación con carga nominal, y evitar una reducción en el rendimiento del compresor de tornillo en el estado de operación con carga parcial asegurando un área de abertura de descarga suficientemente grande.

El primer ejemplo de la tercera realización está destinado a un compresor de tornillo simple que incluye: un rotor (40) de tornillo que tiene, en su superficie circunferencial exterior, una acanaladura (41) helicoidal cuyos extremos sirven uno como lado de succión y el otro como lado de descarga de un fluido; una carcasa (30) que tiene una pared (31) del cilindro en el que el rotor (40) de tornillo está alojado de manera giratoria; un mecanismo (26) de accionamiento que acciona el rotor (40) de tornillo a una velocidad de rotación variable según una carga; un mecanismo (3) de ajuste de la relación de volumen que incluye una válvula (4) de corredera que se provee en una acanaladura (33) de deslizamiento formada en la pared (31) del cilindro en una dirección axial de la pared (31) del cilindro, siendo la válvula (4) de corredera móvil en la dirección axial para ajustar una posición de inicio de descarga; y una abertura (28) de descarga formada en la carcasa (30) para comunicarse, en un lado de descarga del rotor (40) de tornillo, con una cámara (23) de compresión formada en la acanaladura helicoidal (41) del rotor (40) de tornillo.

La abertura (28) de descarga de este compresor de tornillo simple incluye un puerto (28a) de descarga principal y puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar. La forma de la abertura del puerto (28a) de descarga principal se determina según la posición de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, y el puerto (28a) de descarga principal está abierto tanto en el estado de operación con carga nominal como en el estado de operación con carga parcial, sin que lo cierre la válvula (4) de corredera, y permite que se descargue un fluido. Las formas de las aberturas de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se determinan según la posición de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial. Los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, y se abren desde la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial para permitir que se descargue un fluido.

En el primer ejemplo de la tercera realización, cuando el compresor de tornillo está en el estado de operación con carga nominal, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera. Por lo tanto, un fluido como un refrigerante se descarga solo desde el puerto (28a) de descarga principal. El puerto (28a) de descarga principal está conformado para que se corresponda con la posición de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y, por lo tanto, las cámaras (23) de compresión adyacentes no se comuniquen entre sí. Además, cuando el compresor de tornillo está en un estado de operación con carga parcial, la válvula (4) de corredera se mueve a una posición correspondiente a la capacidad de operación. Como los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera, se descarga un fluido tanto desde el puerto (28a) de descarga principal como desde los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar, reduciendo así una resistencia de descarga.

Según el segundo ejemplo de la tercera realización, el compresor de tornillo simple del primer ejemplo de la tercera realización incluye una pluralidad de puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar correspondientes a una pluralidad de estados de operación con carga parcial.

En el segundo ejemplo de la tercera realización, dado que se provee la pluralidad de puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar, el compresor de tornillo simple se controla según la pluralidad de estados de operación con carga parcial, utilizando la pluralidad de puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar.

Según el tercer ejemplo de la tercera realización, en el segundo ejemplo de la tercera realización, los puertos (28b, 28c) de descarga auxiliar son los dos puertos que corresponden a un estado de operación con carga del 75% y un estado de operación con carga del 50%, respectivamente. El puerto (28b) de descarga auxiliar correspondiente al estado de operación con carga del 75% se sitúa en una posición donde el puerto (28b) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, y está abierto en el estado de operación con carga del 75% y en el estado de operación con carga del 50%. El puerto (28c) de descarga auxiliar correspondiente al estado de operación con carga del 50% se sitúa en una posición donde el puerto (28c) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y en el estado de operación de carga del 75%, y abierto en el estado de operación con carga del 50%.

Según el cuarto ejemplo de la tercera realización, en el segundo ejemplo de la tercera realización, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar son los tres puertos que corresponden a un estado de operación con carga del 75%, a un estado de operación con carga del 50%, y a un estado de operación con carga del 25%, respectivamente. El puerto (28b) de descarga auxiliar correspondiente al estado de operación con carga del 75% se sitúa en una

- posición donde el puerto (28b) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, y abierto en el estado de operación con carga del 75%, en el estado de operación con carga del 50% y en el estado de operación con carga del 25%. El puerto (28c) de descarga auxiliar correspondiente al estado de operación con carga del 50% se sitúa en una posición donde el puerto de descarga auxiliar (28c) está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y en el estado de operación con carga del 75%, y abierto en el estado de operación con carga del 50% y en el estado de operación con carga del 25%. El puerto (28d) de descarga auxiliar correspondiente al estado de operación con carga del 25% está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, en el estado de operación con carga del 75% y en el estado de operación con carga del 50%, y está abierto en el estado de operación con carga del 25%.
- Aquí, un factor de rendimiento anual se conoce como un coeficiente (COP) de rendimiento de un aparato de refrigeración. El factor de rendimiento anual es un COP anual que se obtiene al ponderar los COP en operaciones con diversas cargas porque hay períodos de operación con carga intensa, períodos de operación con carga ligera, períodos de operación con carga media, etc., dentro de un año. El factor de rendimiento anual incluye, por ejemplo, un valor (IPLV) de carga parcial integrada definido por el Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración. El IPLV se define mediante la siguiente fórmula

$$\text{IPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$$

- donde A es un COP para una carga nominal (100%); B es un COP para un factor de carga del 75%; C es un COP para un factor de carga del 50%; y D es un COP para un factor de carga del 25%. Esto significa que si se promedian los IPLV de todos los enfriadores que son objeto, el 45% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 50%; el 42% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 75%; el 12% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 25%; y el 1% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 100%.

- Los valores de ponderación pueden ser ligeramente diferentes entre los EE. UU. y Japón, pero aún es importante dar relevancia a los COP en las operaciones con carga parcial. Por lo tanto, es preferible aumentar la eficiencia de la operación en la operación con carga parcial. Según el tercer ejemplo de la tercera realización, los puertos (28b, 28c) de descarga auxiliar utilizados en la operación con carga parcial se forman en función de los dos estados de operación, es decir, de un estado de operación con carga del 75% y de un estado de operación con carga del 50%. En el cuarto ejemplo de la tercera realización, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar utilizados en la operación con carga parcial se forman en función de los tres estados de operación, es decir, de un estado de operación con carga del 75%, de un estado de operación con carga del 50%, y de un estado de operación con carga del 25%. En esta estructura, el área de la abertura (28) de descarga es amplia cuando la válvula (4) de corredera se mueve a la posición correspondiente al estado de operación con carga parcial. Como resultado, es posible reducir una resistencia de descarga en la operación con carga parcial que juega un papel importante en el aumento del factor de rendimiento anual.

- Según el quinto ejemplo de la tercera realización, en uno cualquiera de los ejemplos segundo a cuarto de la tercera realización, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está inclinada en una dirección que se corresponde con la inclinación de la acanaladura (41) de la hélice en el lado de descarga de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial, y las superficies laterales de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están inclinadas para alinearse con la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera.

- En el quinto ejemplo de la tercera realización, debido a que la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal correspondiente a la posición de la válvula (4) de corredera en la operación con carga parcial es menos pronunciada que la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal correspondiente a la posición de la válvula (4) de corredera en la operación con carga nominal (véase la Figura 16), la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera tiene una ligera inclinación, y cada una de las superficies laterales de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar también tienen una ligera inclinación. Si esta inclinación es pronunciada, las cámaras (23) de compresión adyacentes pueden comunicarse entre sí. Sin embargo, la inclinación es ligera en el quinto ejemplo de la tercera realización, y por lo tanto, la comunicación entre las cámaras (23) de compresión adyacentes se puede prevenir de manera fiable.

- Según el sexto ejemplo de la tercera realización, en el quinto ejemplo de la tercera realización, la anchura de cada uno de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar es menor que la anchura de la cresta (es decir, la anchura de un parte elevada entre acanaladuras (41) helicoidales adyacentes) del tornillo que está inclinado para corresponder a la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera.

- En el sexto ejemplo de la tercera realización, las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar son menores que la anchura de la cresta del tornillo. Por lo tanto, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar no se cruzan con la cresta, y cámaras (23) de compresión adyacentes (es decir, las acanaladuras (41) helicoidales) no se comunican entre sí.

Según el séptimo ejemplo de la tercera realización, en el quinto o sexto ejemplos de la tercera realización, las

anchuras de la pluralidad de puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reducen secuencialmente desde el lado de descarga hasta el lado de succión.

En el séptimo ejemplo de la tercera realización, la anchura de cada uno de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reduce desde el lado de descarga hacia el lado de succión según la anchura de la cresta correspondiente al lado de descarga de la válvula de corredera (4), reduciéndose la anchura de la cresta desde el lado de descarga hasta el lado de succión (véase Figura 16) en el rango de movimiento de la válvula (4) de corredera. Así, también en el séptimo ejemplo de la tercera realización, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar no se cruzan con la cresta, y las cámaras (23) de compresión adyacentes (es decir, las acanaladuras (41) helicoidales) no se comunican entre sí.

Según el primer ejemplo de la tercera realización, un fluido se descarga solo desde el puerto (28a) de descarga principal cuando el compresor de tornillo está en el estado de operación con carga nominal, y las cámaras (23) de compresión situadas una al lado de la otra en este momento no se comunican entre sí. Por lo tanto, es posible evitar los problemas causados por la comunicación entre las cámaras (23) de compresión que tienen diferentes presiones. Además, cuando el compresor de tornillo está en el estado de operación con carga parcial, el fluido se descarga desde el puerto (28a) de descarga principal y desde los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar. Por lo tanto, es posible obtener un área de abertura de descarga suficientemente grande. Esto significa que la pérdida de presión debida a una resistencia de descarga no aumenta y, como resultado, es posible evitar una reducción en el rendimiento del compresor de tornillo.

Según el segundo ejemplo de la tercera realización, la provisión de la pluralidad de puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar permite un control detallado según la pluralidad de estados de operación con carga parcial. Por lo tanto, es posible evitar una reducción en el rendimiento del compresor de tornillo de manera más fiable.

Según el tercer ejemplo de la tercera realización, los puertos (28b, 28c) de descarga auxiliar utilizados en la operación con carga parcial se forman en función de dos estados de operación, es decir, del estado de operación con carga del 75% y del estado de operación con carga del 50%. Según el cuarto ejemplo de la tercera realización, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar utilizados en la operación con carga parcial se forman en función de tres estados de operación, es decir, del estado de operación con carga del 75%, del estado de operación con carga del 50%, y del estado de operación con carga del 25%. Por lo tanto, el área (28) de la abertura de descarga se puede aumentar en estos estados de operación con carga parcial. Por consiguiente, es posible reducir la resistencia de descarga y, por lo tanto, es posible reducir la pérdida de presión en los estados de operación con carga parcial, lo que da como resultado un aumento del factor de rendimiento anual.

Según el quinto ejemplo de la tercera realización, la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera y la inclinación de las superficies laterales de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliares son ligeras. Por lo tanto, es posible evitar con fiabilidad que las cámaras (23) de compresión adyacentes se comuniquen entre sí a través de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar en la operación con carga nominal, etc. Por consiguiente, es posible prevenir de forma fiable un problema en el que una relación de compresión prevista no pueda ser obtenida.

Según el sexto ejemplo de la tercera realización, las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliares son menores que la anchura de la cresta del tornillo para evitar que las cámaras (23) de compresión adyacentes (es decir, las acanaladuras (41) helicoidales) se comuniquen entre sí a través de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar. Por lo tanto, las cámaras (23) de compresión adyacentes no se comunican entre sí en la operación de carga nominal, etc., y las ventajas en el quinto ejemplo de la tercera realización se pueden obtener de manera más fiable.

Según el séptimo ejemplo de la tercera realización, las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reducen secuencialmente desde el lado de descarga hasta el lado de succión, según la anchura de la cresta que corresponde al lado de descarga de la válvula (4) de corredera, reduciéndose la anchura de la cresta desde el lado de descarga hasta el lado de succión. Por lo tanto, las cámaras (23) de compresión adyacentes no se comunican entre sí en la operación con carga nominal, etc., y las ventajas en los ejemplos quinto y sexto de la tercera realización se pueden obtener de manera más fiable.

La tercera realización se describirá en detalle a continuación, en función de los dibujos.

Se provee un compresor (1) de tornillo simple (en lo sucesivo denominado simplemente "compresor de tornillo") de la presente tercera realización en un circuito de refrigerante que realiza un ciclo de refrigeración para comprimir un refrigerante.

El compresor (1) de tornillo incluye un mecanismo (20) de compresión y un mecanismo (3) de VI variable (es decir, un mecanismo de ajuste de la relación de volumen) para ajustar una relación entre el volumen de succión y el volumen de descarga (es decir, una relación de volumen: VI) del mecanismo (20) de compresión.

<Mecanismo de compresión>

El mecanismo (20) de compresión incluye una pared (31) del cilindro conformada en una carcasa (30) del compresor (1) de tornillo, un rotor (40) de tornillo provisto de manera giratoria en la pared (31) del cilindro y dos rotores (50) de compuertas que engranan con el rotor (40) de tornillo como se muestra en las Figuras 11-13.

5 Un espacio (S1) de succión que se enfrenta a una abertura (24) de succión del mecanismo (20) de compresión, y un espacio (S2) de descarga que se enfrenta a una abertura (25) de descarga del mecanismo (20) de compresión están conformados en la carcasa (30). La pared (31) del cilindro está provista de dos partes (32) que se comunican a lo largo de una dirección circunferencial de la pared (31) del cilindro, que sobresalen hacia afuera de la dirección circunferencial de la pared (31) del cilindro para comunicar el espacio (S1) de succión y el espacio (S2) de descarga. Cada una de las partes (32) comunicantes incluye una acanaladura (33) de deslizamiento que se extiende a lo largo de la dirección axial de la pared (31) del cilindro. Una válvula (4) de corredera, descrita más adelante, se monta en la acanaladura (33) de deslizamiento para que pueda moverse en la dirección axial. La acanaladura (33) de deslizamiento y la válvula (4) de corredera forman el mecanismo (3) de VI variable. La abertura (25) de descarga incluye una abertura (27) de descarga del lado de la válvula conformada en la válvula (4) de corredera, y una abertura (28) de descarga del lado del cilindro conformada en la pared (31) del cilindro.

15 Un eje (21) de transmisión que se extiende desde un motor eléctrico (no mostrado) se inserta en el rotor (40) de tornillo. El rotor (40) de tornillo y el eje (21) de transmisión están acoplados con una chaveta (22), de modo que el rotor (40) de tornillo es accionado por un mecanismo (26) de accionamiento que incluye el motor eléctrico y el eje (21) de transmisión. El eje (21) de transmisión está dispuesto coaxialmente con el rotor (40) de tornillo. Un extremo del eje (21) de transmisión está sustentado de manera giratoria por un soporte de cojinete (60) provisto en un lado de descarga del mecanismo (20) de compresión (en el lado derecho del mecanismo de compresión, siempre y cuando la dirección axial del eje (21) de transmisión en la Figura 11 sea una dirección de derecha a izquierda). El soporte (60) de cojinete sustenta el eje (21) de transmisión por medio de cojinetes (61) de bolas. El rotor (40) de tornillo se ajusta de manera giratoria a la pared (31) del cilindro, y la superficie circunferencial exterior del rotor (40) de tornillo se desliza sobre la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro con una película de aceite interpuesta entre los mismos.

La velocidad de rotación del motor eléctrico se puede ajustar mediante el control de un inversor. Por lo tanto, la capacidad de operación del compresor (1) de tornillo se puede cambiar ajustando la velocidad de rotación del motor eléctrico. La capacidad de operación del compresor (1) de tornillo (es decir, la cantidad de refrigerante descargado por unidad de tiempo) se controla según una carga en el lado de utilización del circuito de refrigerante. La válvula (4) de corredera del mecanismo (3) de VI variable se controla para obtener una relación de volumen (es decir, la relación de compresión) que pueda conducir a una eficiencia de compresión óptima, con respecto a la capacidad de operación controlada según la carga. Específicamente, la válvula (4) de corredera se mueve en la dirección axial del rotor (40) de tornillo según la capacidad de operación que varía dependiendo de si el estado de operación es un estado de carga nominal (100% de carga) o un estado de carga parcial. En el compresor (1) de tornillo, si se comparan el estado de operación con carga nominal (el estado mostrado en la Figura 11) y el estado de operación con carga parcial (el estado mostrado en la Figura 12), la posición de la válvula (4) de corredera está más a la izquierda que en la Figura 11 (es decir, hacia el lado de succión) en el estado de operación con una carga más ligera, para aumentar el área de la abertura (28) de descarga del lado del cilindro.

40 El rotor (40) de tornillo mostrado en la Figura 14 y en la Figura 15 es un elemento metálico que tiene una forma sustancialmente de columna. El rotor (40) de tornillo incluye, en su superficie circunferencial exterior, una pluralidad de acanaladuras (41) helicoidales (seis acanaladuras helicoidales en la tercera realización) que se extienden helicoidalmente desde un extremo (la parte final en el lado de succión del fluido (refrigerante)) al otro extremo (la parte final en el lado de descarga) del rotor (40) de tornillo.

45 En cada una de las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo, el extremo izquierdo en la Figura 15 (la parte final del lado de succión) es un extremo de partida, y el extremo derecho en la Figura 15 es un extremo terminal (el lado desde el cual se descarga un fluido). La parte del extremo izquierdo del rotor (40) de tornillo es troncocónica como se muestra en la Figura 15. En el rotor (40) de tornillo mostrado en la Figura 15, los extremos de partida de las acanaladuras (41) helicoidales están abiertos en la superficie del extremo izquierdo troncocónico, pero los extremos terminales de las acanaladuras (41) helicoidales no están abiertos en la superficie del extremo derecho del rotor (40) de tornillo.

55 Cada uno de los rotores (50) de compuertas es un elemento hecho de resina. El rotor (50) de compuertas tiene una pluralidad de compuertas (51) con forma de placa rectangular dispuestas radialmente (11 compuertas en la tercera realización). Los rotores (50) de compuertas están dispuestos fuera de la pared (31) del cilindro para ser axialmente simétricos con el eje de rotación del rotor (40) de tornillo. Es decir, en el compresor (1) de tornillo de la presente tercera realización, los dos rotores (50) de compuertas están dispuestos a intervalos angulares iguales alrededor del eje de rotación del rotor (40) de tornillo (a intervalos de 180° en la presente tercera realización). Un centro del eje de cada rotor (50) de compuertas es perpendicular a un centro del eje del rotor (40) de tornillo. Cada rotor (50) de compuertas está dispuesto de modo que las compuertas (51) penetren parte (no mostrada) de la pared (31) del cilindro para engranar con las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo.

60 Los rotores (50) de compuertas están unidos a los soportes (55) de rotor de metal, respectivamente (véase la Figura

14). Cada uno de los soportes (55) del rotor incluye una base (56), brazos (57) y un eje (58). La base (56) tiene la forma de un disco ligeramente grueso. El número de los brazos (57) es el mismo que el número de las compuertas (51) del rotor (50) de compuertas, y los brazos (57) se extienden radialmente hacia afuera desde una superficie circunferencial exterior de la base (56). El eje (58) tiene la forma de una varilla y se coloca de pie sobre la base (56).  
 5 Un eje central del eje (58) coincide con un eje central de la base (56). El rotor (50) de compuertas está unido a la base (56) y a los brazos (57) en el lado opuesto al eje (58). Los brazos (57) están en contacto con las superficies posteriores de las compuertas (51), respectivamente.

Cada uno de los soportes (55) del rotor al que está unido el rotor (50) de compuertas se coloca en una cámara (90) del rotor de compuertas provista adyacente a la pared (31) del cilindro en la carcasa (30) (véase la Figura 13). El soporte (55) del rotor a la derecha del rotor (40) de tornillo en la Figura 13 está dispuesto con el rotor (50) de compuertas mirando hacia abajo. El soporte (55) del rotor a la izquierda del rotor (40) de tornillo en la Figura 13 está dispuesto con el rotor (50) de compuertas mirando hacia arriba. El eje (58) de cada uno de los soportes (55) del rotor está sustentado por un alojamiento (91) de cojinetes en la cámara (90) del rotor de compuertas por medio de los rodamientos (92, 93) de bolas. Cada una de las cámaras (90) del rotor de compuertas se comunica con el espacio (S1) de succión.  
 10  
 15

En el mecanismo (20) de compresión, el espacio rodeado por la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro, las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo y las compuertas (51) de los rotores (50) de compuertas conforman la cámara (23) de compresión. La cámara (23) de compresión incluye una primera cámara (23a) de compresión situada por encima de la línea central horizontal en la Figura 13, y una segunda cámara (23b) de compresión por debajo de la línea central (ver Figura 15). Los bordes laterales de succión de las acanaladuras (41) helicoidales del rotor (40) de tornillo están abiertos hacia el espacio (S1) de succión, y esta área abierta es la abertura (24) de succión del mecanismo (20) de compresión.  
 20

<Mecanismo de VI variable (mecanismo de ajuste de la relación de volumen)>

El mecanismo (3) de VI variable incluye un cilindro (5) hidráulico que se fija al lado de descarga del soporte (60) de cojinete y se sitúa en el espacio (S2) de descarga, además de la acanaladura (33) de deslizamiento de la parte (32) comunicante provista en la pared (31) del cilindro, y la válvula (4) de corredera montada de manera deslizante en la acanaladura (33) de deslizamiento (véanse las Figuras 11 y 12).  
 25

La válvula (4) de corredera se provee en cada una de las cámaras (23a, 23b) de compresión primera y segunda. Como se describió anteriormente, la válvula (4) de corredera y la pared (31) del cilindro están provistas de la abertura (27) de descarga del lado de la válvula y de la abertura (28) de descarga del lado del cilindro, respectivamente, que conforman la abertura (25) de descarga del mecanismo (20) de compresión. La cámara (23) de compresión y el espacio (S2) de descarga se comunican entre sí a través de la abertura (25) de descarga. La superficie interior de la válvula (4) de corredera forma parte de la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro, y la válvula (4) de corredera está configurada para que sea deslizante en la dirección del centro del eje de la pared (31) del cilindro. Un extremo de la válvula (4) de corredera se enfrenta al espacio (S2) de descarga, y el otro extremo de la válvula (4) de corredera se enfrenta al espacio (S1) de succión.  
 30  
 35

El cilindro (5) hidráulico incluye un tubo (6) cilíndrico, un pistón (7) insertado en el tubo (6) cilíndrico, un brazo (9) acoplado a un vástago (8) de pistón del pistón (7), una varilla (10a) de acoplamiento que une el brazo (9) y la válvula (4) de corredera, y un resorte (10b) que desvía el brazo (9) hacia la derecha en la Figura 11 (en la dirección en la que el brazo (9) se separa de la carcasa (30)). En ambos lados del pistón (7) en el tubo (6) cilíndrico, se forman un primer espacio (11) cilíndrico (en el lado izquierdo del pistón (7) en la Figura 11) y un segundo espacio cilíndrico (12) (en el lado derecho del pistón (7) en la Figura 11). El cilindro (5) hidráulico está configurado para ajustar la posición de la válvula (4) de corredera al ajustar las presiones de los espacios (11, 12) del cilindro en los lados derecho e izquierdo del pistón (7).  
 40

Cuando la válvula (4) de corredera se desliza, se cambia el tamaño de la abertura (25) de descarga y se cambia la posición terminal de una fase de compresión (o una posición de inicio de una fase de descarga). Por ejemplo, la Figura 11 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la derecha. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta sustancialmente en el extremo terminal de las acanaladuras (41) helicoidales. Este estado corresponde al estado de operación con carga nominal (un estado de operación de alta VI). Cuando el compresor (1) de tornillo está en este estado, la descarga se realiza en la última sincronización, y la relación de compresión es la mayor.  
 45  
 50

La Figura 12 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la izquierda. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta en una posición cerca de la mitad de la acanaladura (41) helicoidal. Este estado corresponde al estado de operación con carga parcial (un estado de operación de baja VI). En este estado, la descarga se realiza antes que la descarga realizada en el estado de operación de alta VI (véase la Figura 11), y la relación de compresión es menor que la relación de compresión en el estado de operación de alta VI.  
 55

En la presente tercera realización, se selecciona un valor de VI óptimo para maximizar la eficiencia del compresor (1) de tornillo según el estado de operación del circuito de refrigerante y, de este modo, se ajusta la posición de la

válvula (4) de corredera. Aquí, un mecanismo de control (no mostrado) controla la capacidad al controlar la frecuencia de rotación del motor eléctrico mediante un inversor, según el estado de operación (una carga en el lado de utilización).

5 La válvula (4) de corredera está provista de un bloque de rotación (no mostrado) para que la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera se deslice sobre la superficie circunferencial externa de una guía (15) de válvula dondequiera que se encuentre la posición de la válvula (4) de corredera durante la operación. Por lo tanto, la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera se mantiene en una posición donde la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera y la superficie circunferencial interior de la pared (31) del cilindro de la carcasa (30) forman la misma superficie cilíndrica. Por consiguiente, en la presente tercera  
10 realización, la válvula (4) de corredera no gira, y la superficie circunferencial interior de la válvula (4) de corredera no interfiere con la superficie circunferencial exterior del rotor (40) de tornillo.

Por otro lado, la abertura (28) de descarga del lado del cilindro, incluida la abertura (25) de descarga, incluye un puerto (28a) de descarga principal y puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar como se muestra en las Figura 16(A)-Figura 16(D). La forma de la abertura del puerto (28a) de descarga principal se determina según la posición de  
15 la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, y como se muestra en las Figura 16(A)-Figura 16(D), el puerto (28a) de descarga principal está abierto tanto en el estado de operación con carga nominal como en el estado de operación con carga parcial, sin que lo cierre la válvula (4) de corredera, y permite que se descargue un fluido. Las formas de las aberturas de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se determinan según la posición de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial. Los puertos (28b, 28c,  
20 28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal, y se abren desde la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial para permitir que se descargue un fluido.

En la presente tercera realización, se provee una pluralidad de puertos correspondientes a una pluralidad de estados de operación con carga parcial como los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar. Específicamente, los puertos  
25 (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar son tres puertos que corresponden a los estados de operación con un factor de carga del 75%, con un factor de carga del 50% y con un factor de carga del 25%. El puerto (28a) de descarga principal y los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están separados entre sí. Además, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se proveen en el lado de succión con respecto al puerto (28a) de descarga principal.

Las Figura 16(A)-Figura 16(D) muestran las relaciones de posición entre la válvula (4) de corredera y la abertura (28) de descarga del lado del cilindro, con el rotor (40) de tornillo desarrollado. El puerto (28b) de descarga auxiliar (denominado primer puerto (28b) de descarga auxiliar) que corresponde al estado de operación con una carga del 75% se provee en una ubicación en la que el puerto (28b) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal como se muestra en la Figura 16(A), y está abierto en los  
30 estados de operación con una carga del 75%, con una carga del 50% y con una carga del 25% como se muestra en las Figura 16(B)-Figura 16(D). El puerto (28c) de descarga auxiliar (denominado segundo puerto (28c) de descarga auxiliar) que corresponde al estado de operación con una carga del 50% se provee en una ubicación en la cual el puerto (28c) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y en el estado de operación con una carga del 75% como se muestra en la Figura 16(A) y en la Figura 16(B), y está abierto en los estados de operación con una carga del 50% y con una carga del 25% como se muestra  
35 en la Figura 16(C) y la Figura 16(D). Además, el puerto (28d) de descarga auxiliar (denominado un tercer puerto (28d) de descarga auxiliar) que corresponde al estado de operación con un factor de carga del 25% se provee en una ubicación en la que el puerto (28d) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal y en los estados de operación con una carga del 75% y con una carga del 50% como se muestra en las Figura 16(A)-Figura 16(C), y está abierto en el estado de operación con una carga del 25%  
40 como se muestra en la Figura 16(D).

La superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se configura para que se incline en una dirección que se corresponde con la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal en el lado de descarga de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial. Específicamente, la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera se decide en función de la inclinación de la acanaladura helicoidal en el estado de operación con una carga del 50% o más y del 75% o menos como se muestra en la Figura 16(B) y en la Figura 16(C) (esta inclinación se corresponde con un segmento de línea P'Q' entre los puntos P' y Q' que son la proyección de dos puntos P y Q situados en los vértices de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera mostrados en la Figura 16(B) y en la Figura 16(C), en el borde del lado de succión de la cresta (42) del tornillo en una dirección perpendicular al eje). Por lo tanto, cuando se  
45 gira el rotor (40) de tornillo y el segmento P'Q' de línea llega a la posición de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera, el segmento P'Q' de línea coincide con el segmento PQ de línea. Además, las superficies laterales de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están inclinadas para alinearse con la inclinación de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera.

La anchura de cada uno de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar es menor que la anchura de la cresta (denominada una anchura de cresta del tornillo) de la parte de la acanaladura (41) helicoidal (la parte correspondiente al segmento P'Q' de línea) en función de la cual se decide la inclinación de la superficie (4a) del

extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera. Además, las anchuras de la pluralidad de puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reducen secuencialmente desde el lado de descarga hasta el lado de succión. Las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reducen desde el lado de descarga al lado de succión según la anchura de cresta correspondiente al lado de descarga de la válvula (4) de corredera, reduciéndose la anchura de cresta desde el lado de descarga al lado de succión dentro del rango de movimiento de la válvula (4) de corredera como se muestra en las Figura 16(A)-Figura 16(D).

La razón por la cual los tres puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar correspondientes al 75% de carga, al 50% de carga y al 25% de carga se proveen además del puerto (28a) de descarga principal correspondiente al estado de operación con carga nominal se describe a continuación.

Primero, un factor de rendimiento anual se conoce como un coeficiente (COP) de rendimiento de un aparato de refrigeración. El factor de rendimiento anual es un COP anual que se obtiene al ponderar los COP en operaciones con diversas cargas porque hay períodos de operación con carga intensa, períodos de operación con carga ligera, períodos de operación con carga media, etc., dentro de un año. El factor de rendimiento anual incluye, por ejemplo, un valor (IPLV) de carga parcial integrada definido por el Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración. El IPLV se define mediante la siguiente fórmula

$$\text{IPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$$

donde A es un COP para una carga nominal (100%); B es un COP para un factor de carga del 75%; C es un COP para un factor de carga del 50%; y D es un COP para un factor de carga del 25%. Esto significa que si se promedian los IPLV de todos los enfriadores que son objeto, el 45% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 50%; el 42% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 75%; el 12% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 25%; y el 1% del tiempo de operación anual es una operación con un factor de carga del 100%.

Los valores de ponderación pueden ser ligeramente diferentes entre los EE. UU. y Japón, pero aún es importante dar relevancia a los COP en las operaciones con carga parcial. Por lo tanto, es preferible aumentar la eficiencia de la operación en la operación con carga parcial. Según la tercera realización, el área de la abertura (28) de descarga del lado del cilindro se hace amplia cuando la válvula (4) de corredera está situada en una posición del estado de operación con carga parcial, reduciendo así la resistencia de descarga y evitando una reducción en la eficiencia debida a pérdida de presión en el estado de operación con carga parcial. Como resultado, el factor de rendimiento anual puede ser mejorado.

-Mecanismo de funcionamiento-

Se describirán los mecanismos de funcionamiento del mecanismo (20) de compresión y el mecanismo (3) de VI variable del compresor (1) de tornillo.

<Mecanismo de compresión>

Cuando se activa el motor eléctrico, el eje (21) de transmisión se gira para hacer girar el rotor (40) de tornillo. Cuando se gira el rotor (40) de tornillo, los rotores (50) de compuertas también se giran, y se repiten una fase de succión, una fase de compresión y una fase de descarga del mecanismo (20) de compresión. En la siguiente exposición, se describirá la cámara (23) de compresión que está sombreada en la Figura 17.

En la Figura 17(A), la cámara (23) de compresión sombreada se comunica con el espacio (S1) de succión. La acanaladura (41) helicoidal que constituye la cámara (23) de compresión se engrana con las compuertas (51) del rotor (50) de compuertas inferior mostrado en la Figura 7(A). Cuando se gira el rotor (40) de tornillo, la compuerta (51) se mueve relativamente hacia el extremo terminal de la acanaladura (41) helicoidal, aumentando así el volumen de la cámara (23) de compresión. De este modo, el refrigerante gaseoso a baja presión en el espacio (S1) de succión es aspirado a la cámara (23) de compresión a través de la abertura (24) de succión.

Cuando el rotor (40) de tornillo se gira más, la cámara (23) de compresión está en el estado que se muestra en la Figura 17(B). Como se muestra en la Figura 17(B), la cámara (23) de compresión sombreada está completamente cerrada. Por lo tanto, la acanaladura helicoidal (41) que constituye la cámara (23) de compresión se engrana con la compuerta (51) del rotor (50) de compuertas superior que se muestra en la Figura 17(B), y está separado del espacio (S1) de succión por la compuerta (51). Cuando la compuerta (51) se mueve hacia el extremo terminal de las acanaladuras (41) helicoidales a medida que el rotor (40) de tornillo se gira, el volumen de la cámara (23) de compresión disminuye gradualmente. Por lo tanto, el refrigerante gaseoso en la cámara (23) de compresión se comprime.

Cuando el rotor (40) de tornillo se gira más, la cámara (23) de compresión está en el estado que se muestra en la Figura 17(C). En la Figura 17(C), la cámara (23) de compresión sombreada se comunica con el espacio (S2) de descarga a través de la abertura (25) de descarga. Cuando la compuerta (51) se mueve hacia el extremo terminal de la acanaladura (41) helicoidal a medida que se gira el rotor (40) de tornillo, el gas refrigerante comprimido es empujado fuera de la cámara (23) de compresión al espacio (S2) de descarga.

<Mecanismo de VI variable (mecanismo de ajuste de la relación de volumen)>

A continuación, se describirá una operación del mecanismo (3) de VI variable.

Como se describió anteriormente, cuando la válvula (4) de corredera se desliza para ajustar la capacidad de operación del compresor (1) de tornillo, se cambia la posición de inicio de descarga en la abertura (25) de descarga.

5 Como resultado, se cambia el tamaño de la abertura (25) de descarga, y se cambia la posición terminal de una fase de compresión (o una posición de inicio de una fase de descarga).

La Figura 11 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la derecha. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta en una posición cerca del extremo terminal de la acanaladura (41) helicoidal. Este estado es un estado de operación de alta VI que corresponde a la operación con carga nominal del aparato de refrigeración. Este estado del compresor (1) de tornillo es un estado en el que la descarga se realiza en la última sincronización, y la relación de compresión es la mayor.

10

La Figura 12 muestra el estado en el que la válvula (4) de corredera se desliza hacia la izquierda. En este estado, la abertura (25) de descarga está abierta en una posición cerca de la mitad de la acanaladura (41) helicoidal. Este estado es un estado de operación de baja VI que corresponde a la operación con carga parcial del aparato de refrigeración. En este estado, la descarga se realiza antes que la descarga realizada en el estado de operación de alta VI (véase la Figura 11), y la relación de compresión es menor que la relación de compresión en el estado de operación de alta VI.

15

Aquí, en el estado mostrado en la Figura 16(A) en el que la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con carga nominal, los tres puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera, y el puerto (28a) de descarga principal está abierto sin que lo cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye fuera hacia el espacio (S2) de descarga a través del puerto (28a) de descarga principal.

20

En el estado mostrado en la Figura 16(B) en el cual la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con una carga del 75%, el segundo puerto (28c) de descarga auxiliar y el tercer puerto (28d) de descarga auxiliar están cerrados por la válvula (4) de corredera, y el puerto (28a) de descarga principal y el primer puerto (28b) de descarga auxiliar están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye hacia el espacio (S2) de descarga a través del puerto (28a) de descarga principal y el primer puerto (28b) de descarga auxiliar.

25

En el estado mostrado en la Figura 16(C) en el cual la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con una carga del 50%, el tercer puerto (28d) de descarga auxiliar está cerrado por la válvula (4) de corredera y el puerto (28a) de descarga principal, el primer puerto (28b) de descarga auxiliar y el segundo puerto (28c) de descarga auxiliar están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye fuera hacia el espacio (S2) de descarga a través del puerto (28a) de descarga principal, del primer puerto (28b) de descarga auxiliar y del segundo puerto (28c) de descarga auxiliar.

30

En el estado mostrado en la Figura 16(D) en el cual la válvula (4) de corredera está situada en una posición correspondiente al estado de operación con una carga del 25%, todos los puertos: puerto (28a) de descarga principal, primer puerto (28b) de descarga auxiliar, segundo puerto (28c) de descarga auxiliar y tercer puerto (28d) de descarga auxiliar, están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera. El refrigerante comprimido en la cámara (23) de compresión fluye fuera hacia el espacio (S2) de descarga a través del puerto (28a) de descarga principal, del primer puerto (28b) de descarga auxiliar, del segundo puerto (28c) de descarga auxiliar y del tercer puerto (28d) de descarga auxiliar.

40

En la presente tercera realización, el refrigerante se descarga no solo desde el puerto (28a) de descarga principal, sino también desde los correspondientes puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar en toda la pluralidad de estados de operación con carga parcial. De este modo, se reduce la resistencia de descarga y, como resultado, se reduce la pérdida de presión. Además, el refrigerante se descarga solo desde el puerto (28a) de descarga principal en el estado de operación con carga nominal.

45

En la presente tercera realización, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está inclinada para que se corresponda con la inclinación de la acanaladura helicoidal (41) en el lado de descarga de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial (es decir, la inclinación del segmento P'Q' de línea). Si la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está inclinada para que se corresponda con la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal en el lado de descarga de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga nominal (véase la línea fantasma en la Figura 16(A)), puede dar lugar a una comunicación entre las cámaras de compresión (23) adyacentes en el estado de operación con carga parcial como se muestra en la línea fantasma en la Figura 16(D) porque la inclinación es pronunciada. Si ocurre tal comunicación, no se puede obtener una relación de compresión deseada. En la presente tercera realización, la inclinación de la válvula (4) de corredera se determina de modo que se corresponda con la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal en el estado de carga parcial. La inclinación de la acanaladura (41) helicoidal en el estado de operación

50

55

con carga nominal es más pronunciada que la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal en el estado de operación con carga parcial. Por lo tanto, en la presente tercera realización, las acanaladuras (41) helicoidales adyacentes (es decir, las cámaras (23) de compresión) no se comunican entre sí en ninguno de los estados de operación.

5 En la presente tercera realización, las superficies laterales de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliares están inclinadas. Además, las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se reducen secuencialmente desde el lado de descarga al lado de succión, es decir, desde el primer puerto (28b) de descarga auxiliar al tercer puerto (28d) de descarga auxiliar, y son más estrechos que el ancho de cresta del tornillo correspondiente a cada una de las operaciones con carga parcial. Por lo tanto, es posible evitar de manera más fiable que las acanaladuras (41) helicoidales adyacentes (es decir, las cámaras (23) de compresión) se comuniquen  
10 entre sí cuando los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliares están abiertos sin que los cierre la válvula (4) de corredera.

-Ventajas de la tercera realización-

15 Según la presente tercera realización, la provisión de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar además del puerto (28a) de descarga principal permite una reducción en la pérdida de presión debido a una resistencia de descarga del refrigerante en la operación con carga parcial. Por lo tanto, se incrementa la eficiencia de la operación en la operación con carga parcial, lo que da como resultado una mejora en el factor de rendimiento anual. Además, el refrigerante se descarga solo desde el puerto (28a) de descarga principal en el estado de operación con carga nominal, y las cámaras (23) de compresión adyacentes no se comunican entre sí. Por lo tanto, no se produce un problema en el que no se pueda obtener una relación de compresión deseada.

20 Además, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera está inclinada para que se corresponda con la inclinación de la acanaladura helicoidal en el lado de descarga de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con carga parcial. Por lo tanto, es posible evitar que las acanaladuras helicoidales adyacentes (es decir, las cámaras (23) de compresión) se comuniquen entre sí durante la operación. Además, dado que la anchura y la inclinación de cada uno de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se determinan como  
25 se describió anteriormente, la comunicación entre acanaladuras helicoidales adyacentes (es decir, las cámaras (23) de compresión) se puede prevenir de manera más fiable.

Específicamente, debido a que la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal correspondiente a la posición de la válvula (4) de corredera en la operación con carga parcial es menos pronunciada que la inclinación de la acanaladura (41) helicoidal correspondiente a la posición de la válvula (4) de corredera en la operación con carga nominal, la superficie (4a) del extremo del lado de descarga de la válvula (4) de corredera tiene una ligera inclinación, y cada una de las superficies laterales de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar también tienen una ligera inclinación. Si esta inclinación es pronunciada, las cámaras (23) de compresión adyacentes pueden comunicarse entre sí. Sin embargo, la inclinación es suave en la tercera realización, y por lo tanto, la comunicación entre las cámaras (23) de compresión adyacentes se puede prevenir de manera fiable. Por lo tanto, no se produce  
30 un problema en el que no se pueda obtener una relación de compresión deseada.

35 En la tercera realización, las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar son menores que la anchura de la cresta del tornillo. La anchura de la cresta que corresponde al lado de descarga de la válvula (4) de corredera se reduce desde el lado de descarga hasta el lado de succión en el rango de movimiento de la válvula (4) de corredera, y según esta reducción de la anchura de la cresta, las anchuras de los puertos (28b, 28c, 28d) de  
40 descarga auxiliares se reducen secuencialmente desde el lado de descarga hasta el lado de succión. Por lo tanto, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar no se cruzan con la cresta, y las cámaras de compresión (23) adyacentes (es decir, las acanaladuras (41) helicoidales) no se comunican entre sí. Por lo tanto, es posible prevenir de manera fiable un problema en el que no se puede obtener una relación de compresión deseada.

«Otros ejemplos de la tercera realización»

45 La tercera realización puede tener las siguientes estructuras.

Por ejemplo, se proveen tres puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar además del puerto (28a) de descarga principal en la tercera realización, pero solo se pueden proveer dos puertos (28b, 28c) de descarga auxiliar correspondientes a los estados de operación con el 75% de carga y con el 50% de carga. Además, en algunos casos, se puede proveer un puerto de descarga auxiliar, o se pueden proveer cuatro o más puertos de descarga auxiliar. En estos casos, el porcentaje de carga parcial no se limita al 75%, 50% y 25%, sino que puede modificarse de manera apropiada.  
50

La resistencia de descarga puede reducirse aún más si la anchura del puerto (28a) de descarga principal se incrementa hacia el lado de succión a una posición correspondiente al punto P de la superficie (4a) del extremo del lado de descarga, que es una posición en la que la válvula (4) de corredera se sitúa para corresponder a la operación con carga nominal, como se muestra en la línea fantasma en la Figura 16(A).  
55

En la tercera realización, los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se proveen solo debajo de la válvula de corredera en la Figura 16(A)-Figura 16(D), pero pueden proveerse tanto debajo como encima de la válvula de

corredera como lo indica la línea fantasma en la Figura 16(A). Si los puertos (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar se proveen por debajo y por encima de la válvula de corredera, el área de la abertura de descarga en la operación con carga parcial se puede aumentar aún más. Por lo tanto, es posible reducir la pérdida de presión en el momento de la descarga de un refrigerante de manera más efectiva.

- 5 Las realizaciones anteriores son simplemente ejemplos preferidos por naturaleza, y no pretenden limitar el alcance, las aplicaciones y el uso de la invención.

**Aplicabilidad industrial**

10 Como se describió anteriormente, la presente invención es útil para un compresor de tornillo simple que tiene un mecanismo de VI variable (un mecanismo de ajuste de la relación de volumen) para ajustar una relación entre un volumen de succión y un volumen de descarga.

**Descripción de los caracteres de referencia**

- 1 Compresor de tornillo simple
- 3 Mecanismo de VI variable
- 4 Válvula de corredera
- 15 4a Superficie del extremo del lado de descarga
- 23 Cámara de compresión
- 26 Mecanismo de accionamiento
- 30 Carcasa
- 31 Pared del cilindro
- 20 33 Acanaladura de deslizamiento
- 40 Rotor de tornillo
- 41 Acanaladura helicoidal
- 42 Cresta de tornillo (cresta)
- 42a Parte estrecha

25

**REIVINDICACIONES**

1. Un compresor de tornillo simple, que comprende:
  - un rotor (40) de tornillo que tiene, en una superficie circunferencial exterior del mismo, una acanaladura (41) helicoidal uno de cuyos extremos sirve como lado de succión y cuyo otro extremo sirve como lado de descarga de un fluido;
  - una pared (31) del cilindro en la que el rotor (40) de tornillo está alojado de manera giratoria;
  - un mecanismo (26) de accionamiento que acciona el rotor (40) de tornillo a una velocidad de rotación variable según una carga; y
  - una válvula (4) de corredera, que está provista en una acanaladura (33) de deslizamiento conformada en la pared (31) del cilindro, se enfrenta a la superficie circunferencial exterior del rotor (40) de tornillo para que pueda moverse en una dirección axial, y ajusta una posición de inicio de descarga al moverse en la dirección axial según la velocidad de rotación,
  - por lo cual
  - un estado de operación en el que la relación de compresión es mayor es un estado de operación en el que el factor de carga es del 100%,
  - un extremo (4a) del lado de descarga de la válvula (4) de corredera tiene una forma en línea con una parte enfrentada que es una parte de una cresta (42) del rotor (40) de tornillo a la que parte del extremo (4a) del lado de descarga se enfrenta en un estado de operación con carga parcial en el que el factor de carga es un valor predeterminado inferior al 100%,
  - caracterizado por que
  - la pared (31) del cilindro está provista de una abertura (28) de descarga del lado del cilindro que comunica, en un lado de descarga del rotor (40) de tornillo, con una cámara (23) de compresión formada en la acanaladura (41) helicoidal del rotor (40) de tornillo,
  - la abertura (28) de descarga del lado del cilindro incluye
  - un puerto (28a) de descarga principal cuya forma de abertura se determina según una posición de la válvula (4) de corredera en un estado de operación en el que el factor de carga es del 100%, y el puerto (28a) de descarga principal está abierto tanto en un estado de operación donde el factor de carga es del 100% como en un estado de operación con la carga parcial, sin que lo cierre la válvula (4) de corredera, y permitiendo que se descargue el fluido, y
  - un puerto (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar cuya forma de abertura se determina según la posición de la válvula (4) de corredera en el estado de operación con la carga parcial, estando el puerto (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar cerrado por la válvula (4) de corredera en el estado de operación en el que el factor de carga es del 100%, y abierta desde la válvula (4) de corredera en el estado de operación con la carga parcial y permitiendo que se descargue el fluido, y
  - el puerto (28b, 28c, 28d) de descarga auxiliar incluye una pluralidad de puertos (28b, 28c y 28d) de descarga auxiliar que corresponden a los estados de operación con una pluralidad de cargas parciales.
2. El compresor de tornillo simple de la reivindicación 1, en donde
  - el estado de operación con carga parcial es un estado de operación con unos factores de carga del 50% o más y del 75% o menos.
3. El compresor de tornillo simple de la reivindicación 2, en donde
  - el extremo (4a) del lado de descarga de la válvula (4) de corredera tiene una forma en línea con un borde del lado de succión de la parte enfrentada.
4. El compresor de tornillo simple de la reivindicación 3, en donde
  - el extremo (4a) del lado de descarga de la válvula (4) de corredera tiene una superficie curva en línea con el borde del lado de succión de la parte enfrentada.
5. El compresor de tornillo simple de la reivindicación 1, en donde
  - el extremo (4a) del lado de descarga de la válvula (4) de corredera tiene una forma en línea con una parte (42a) estrecha de la cresta (42) del rotor (40) de tornillo en la que la cresta (42) tiene una anchura menor.

FIG. 1

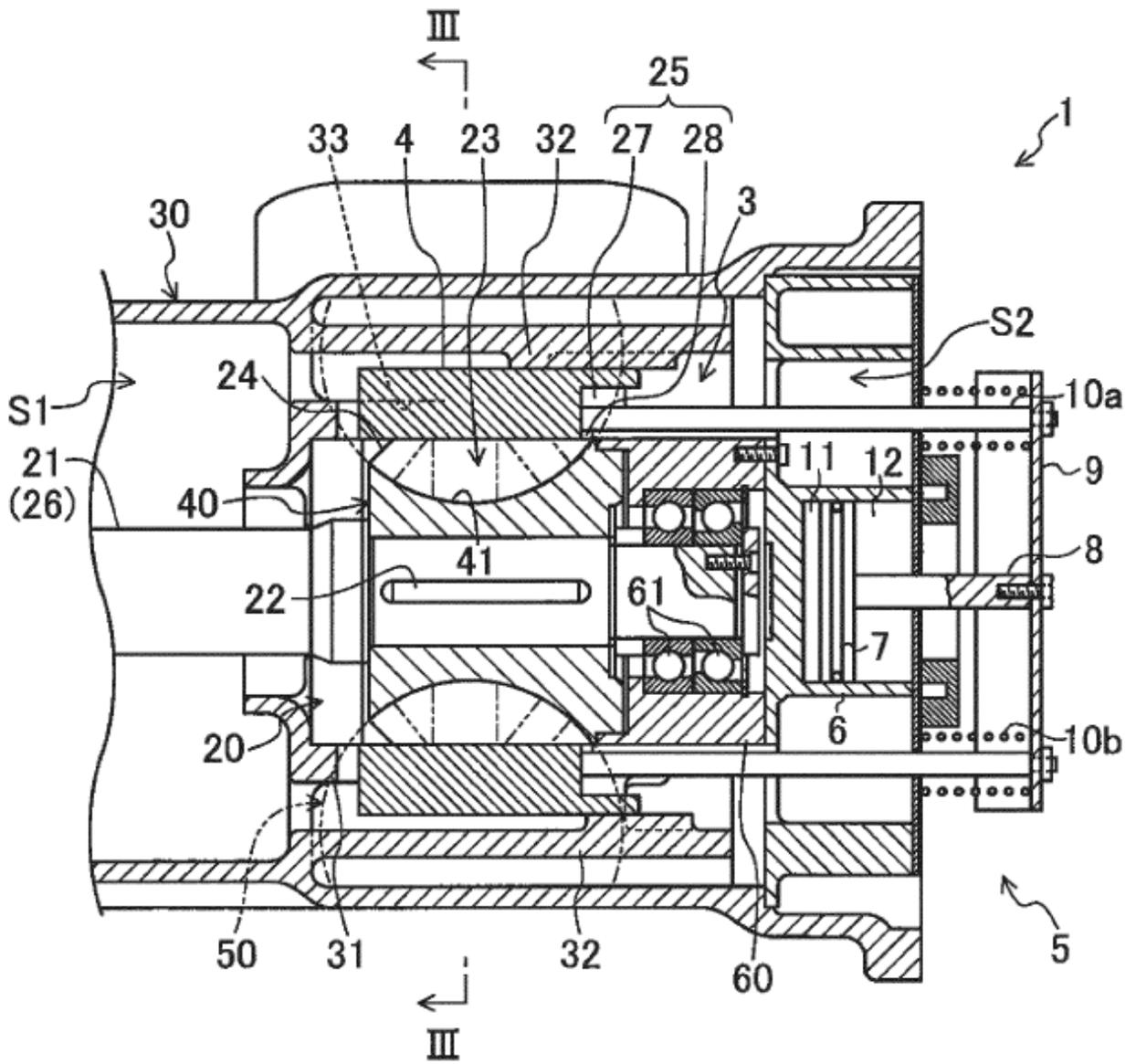


FIG. 2

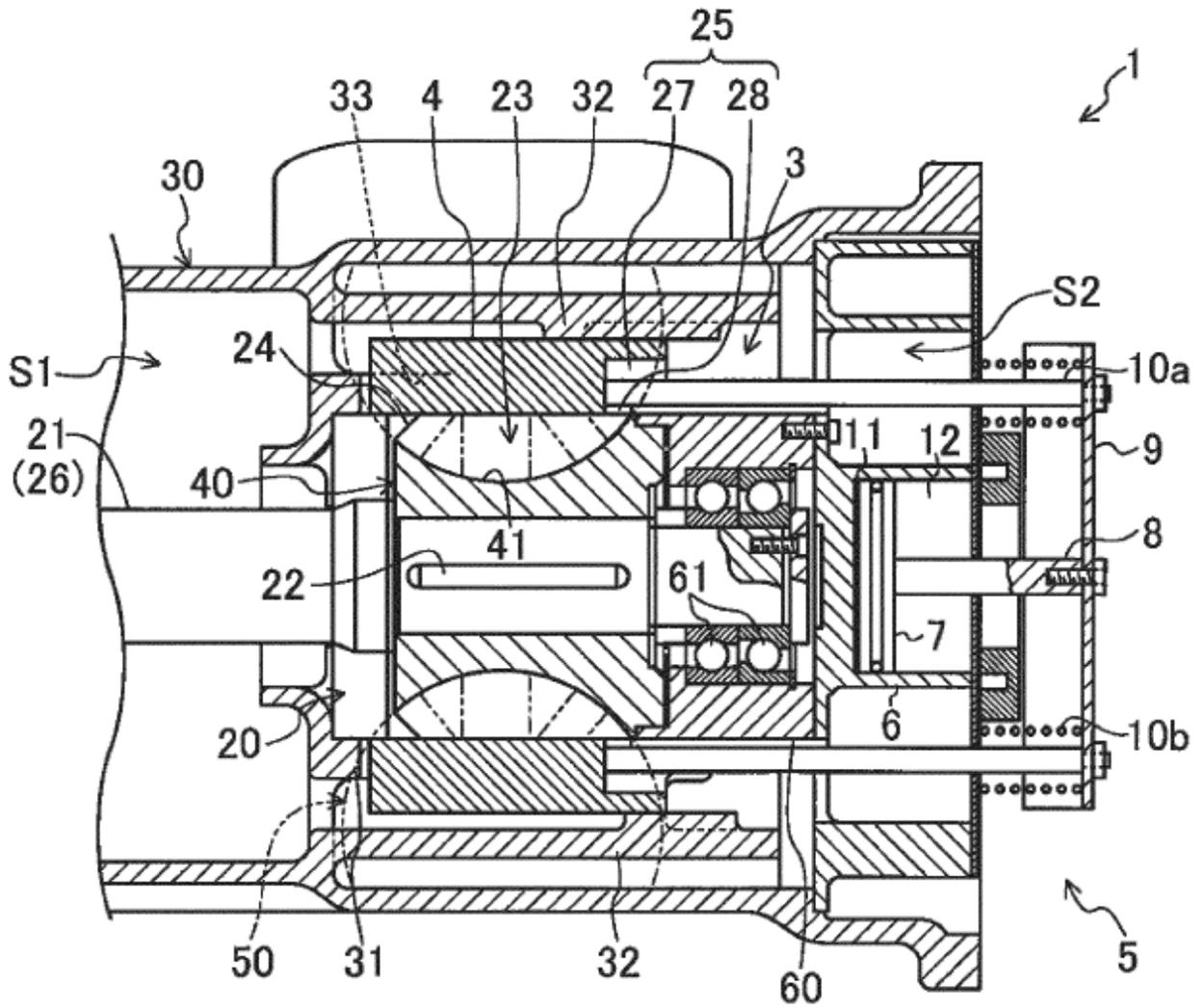


FIG. 3

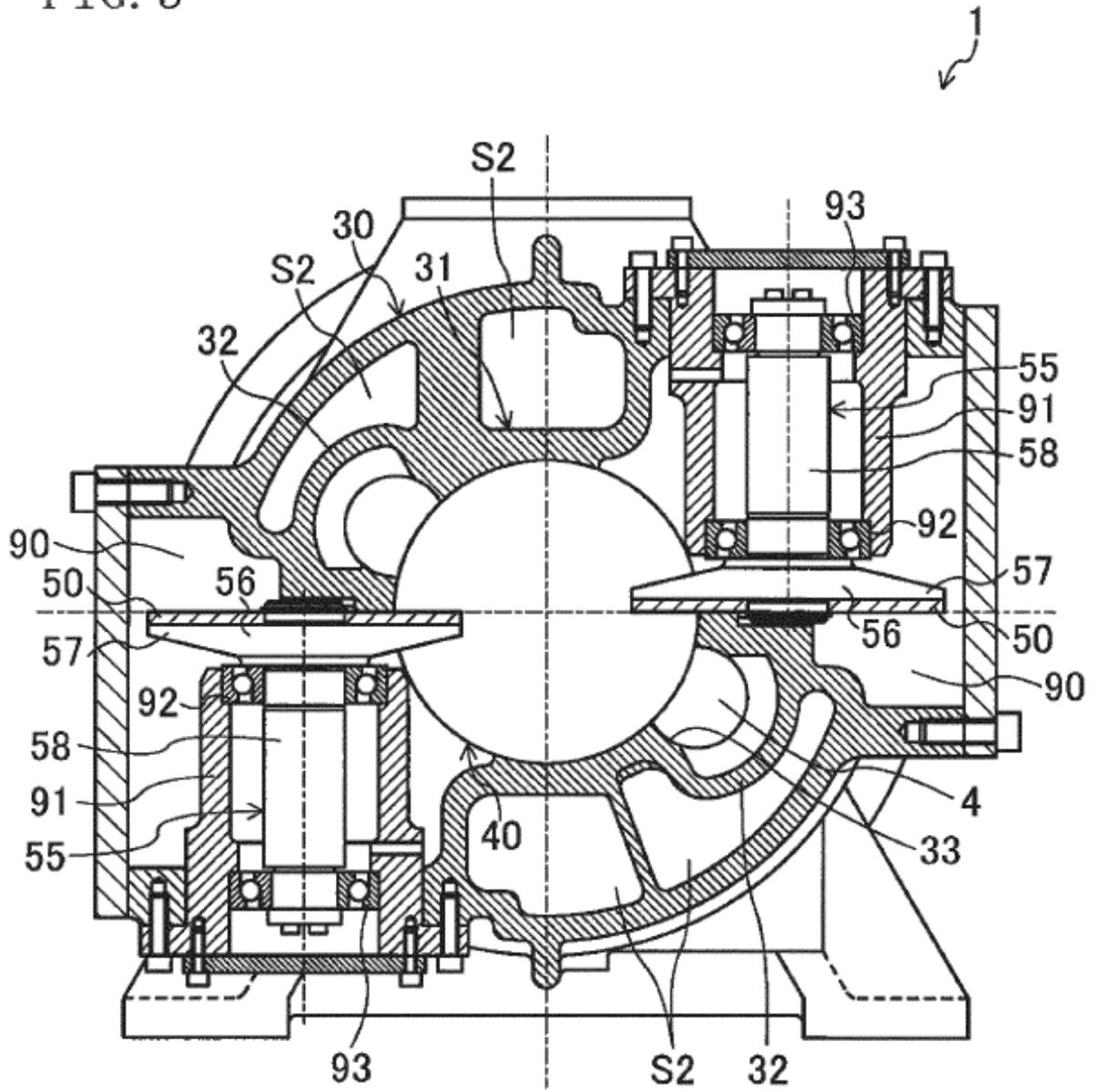


FIG. 4

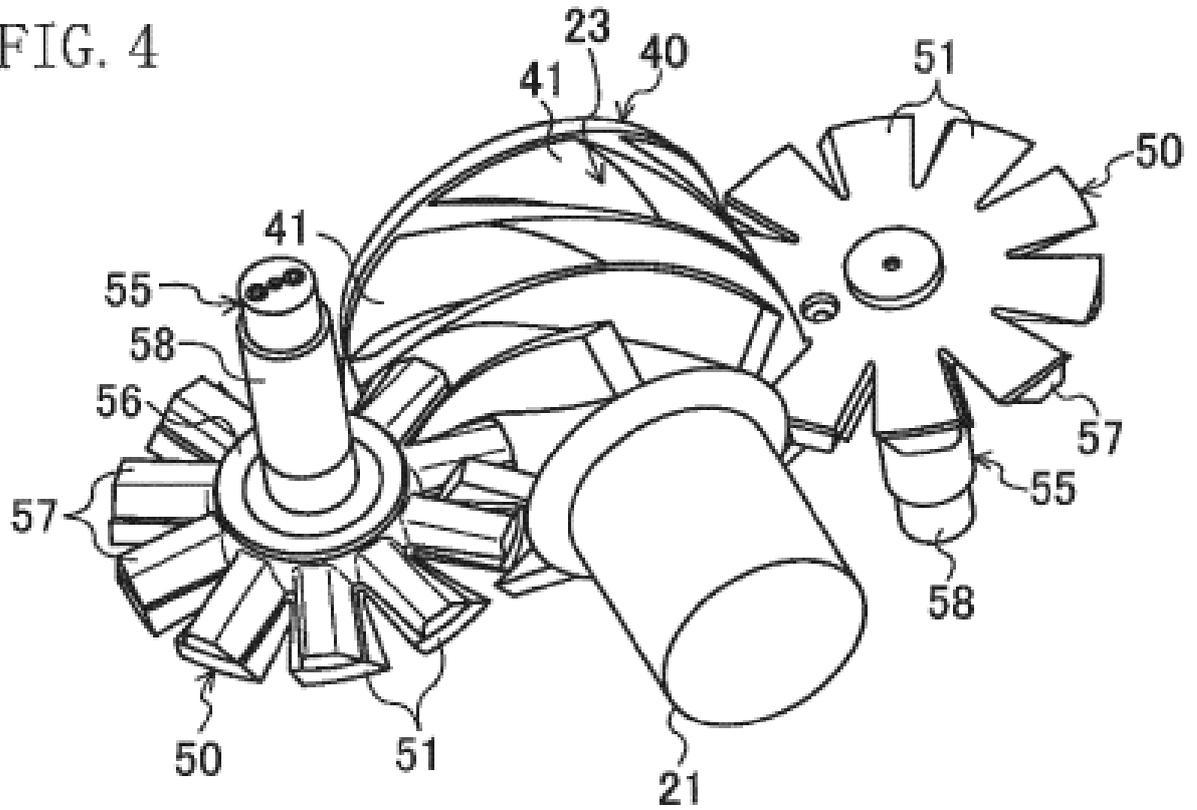


FIG. 5

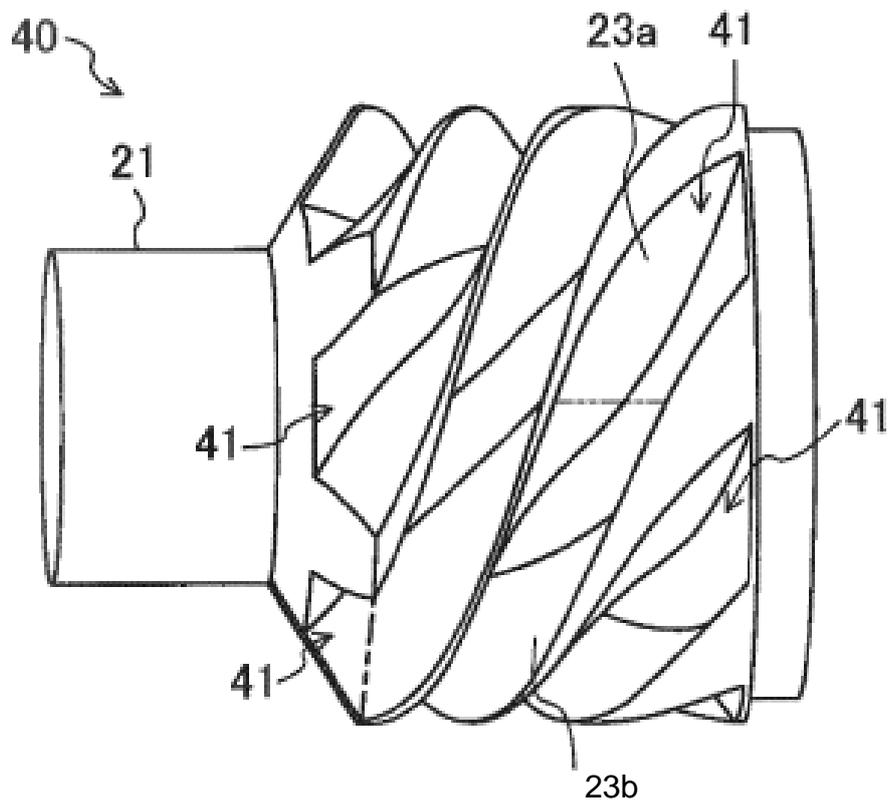
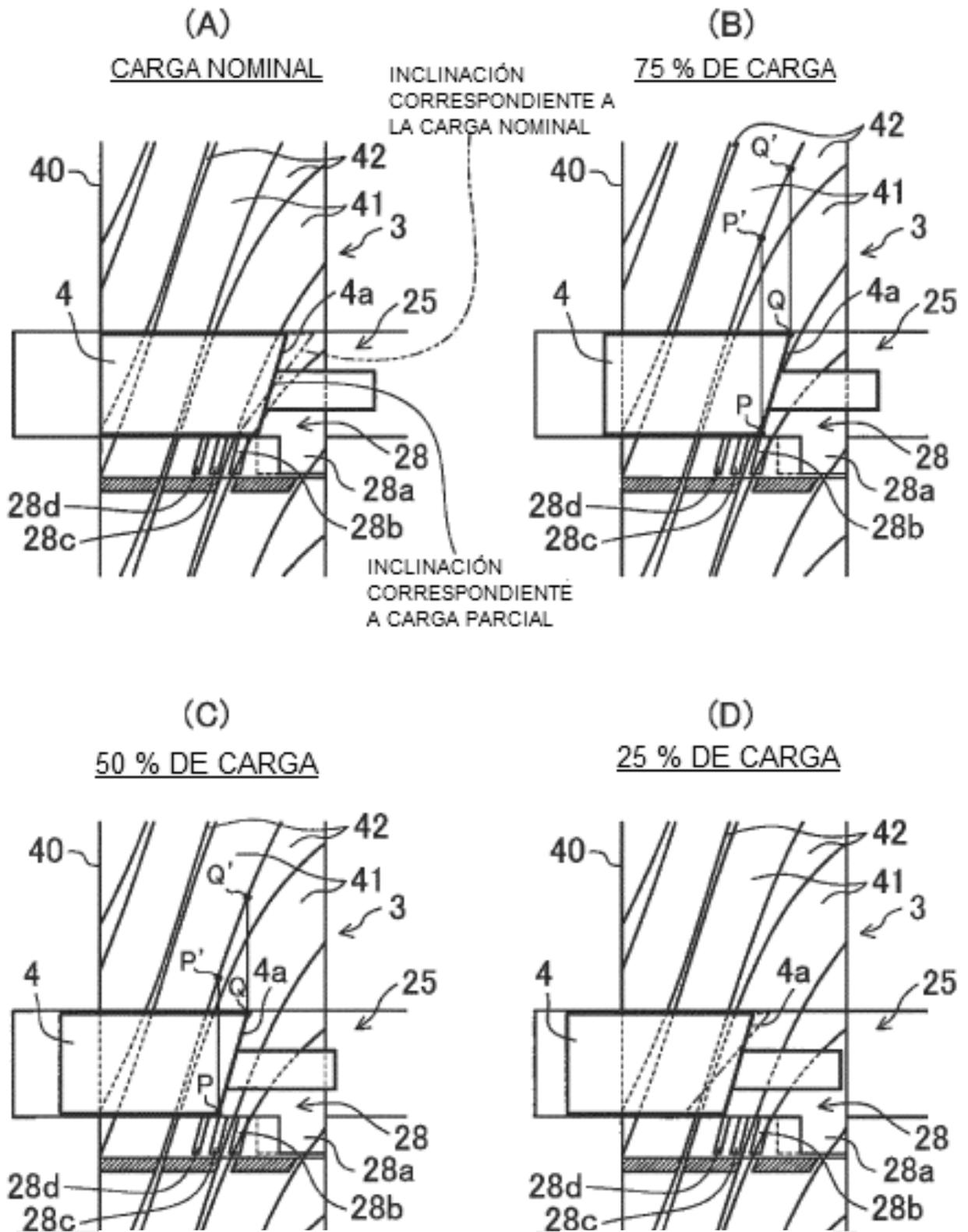


FIG. 6



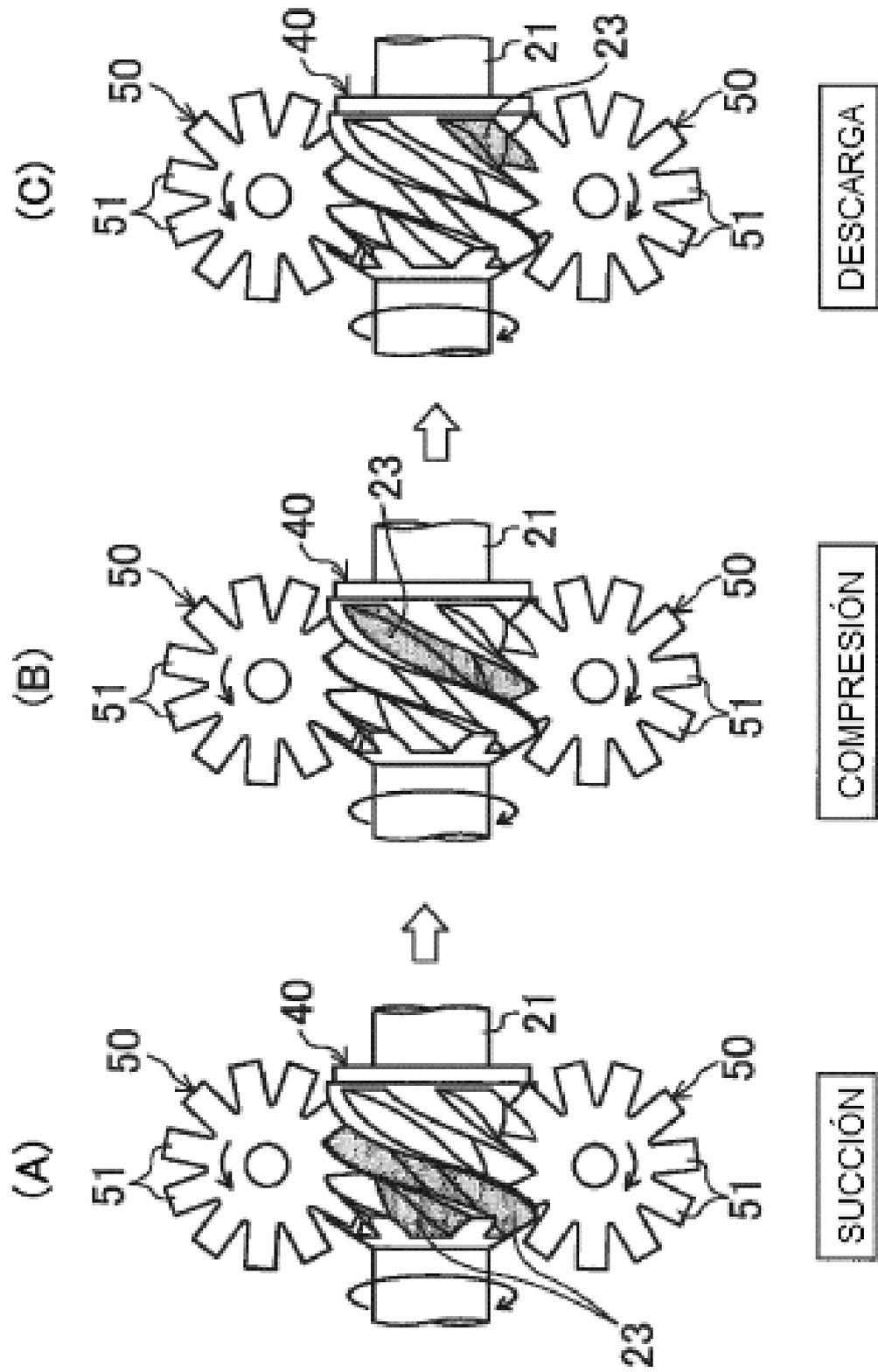


FIG. 7

FIG. 8

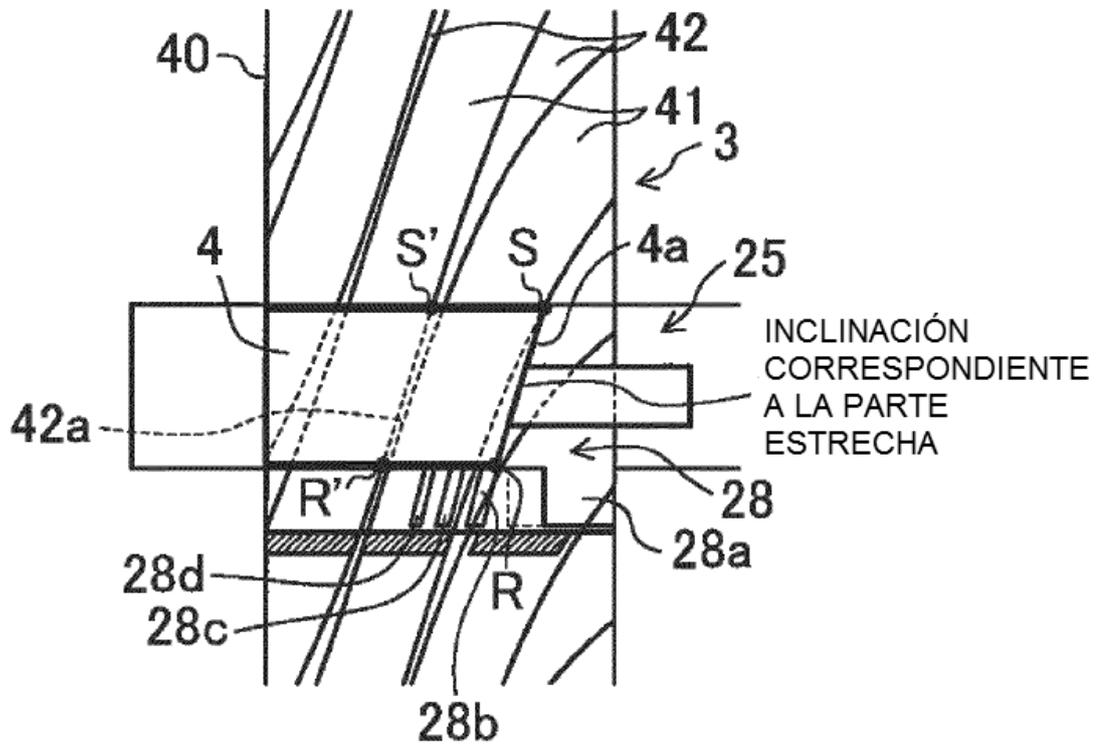


FIG. 9

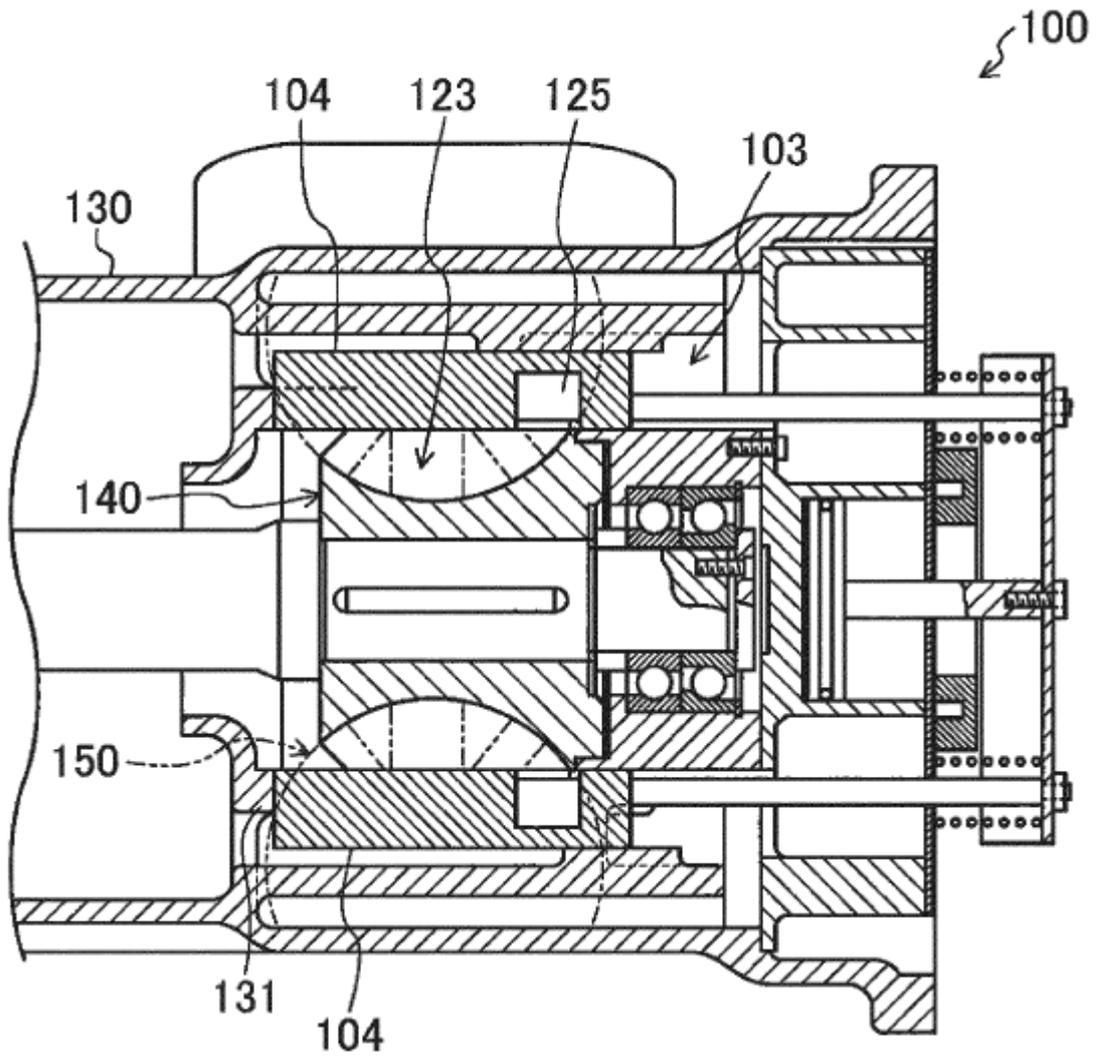


FIG. 10

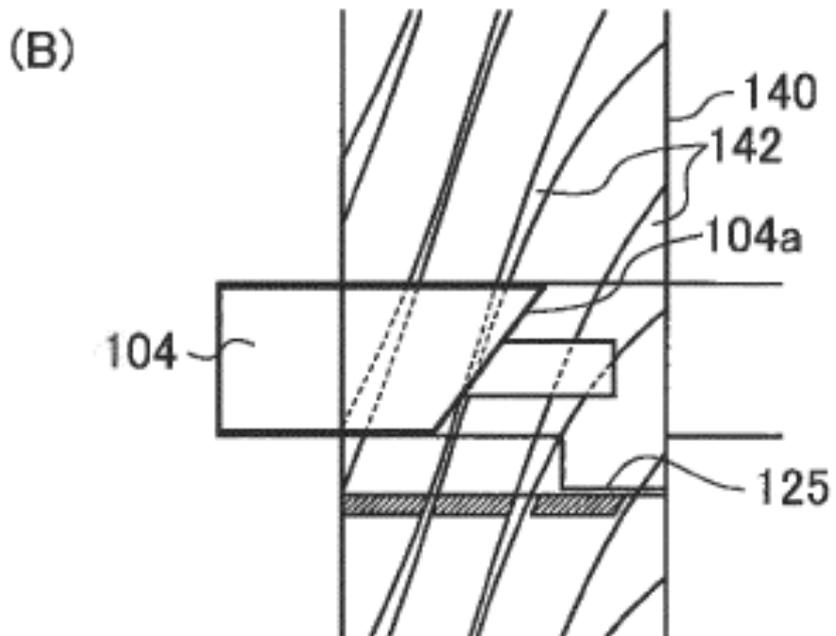
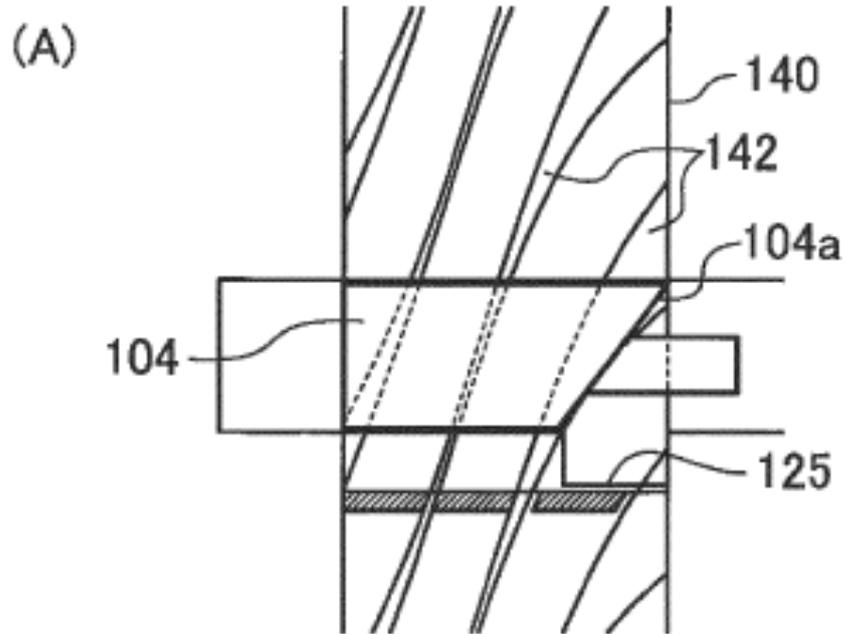


FIG. 11

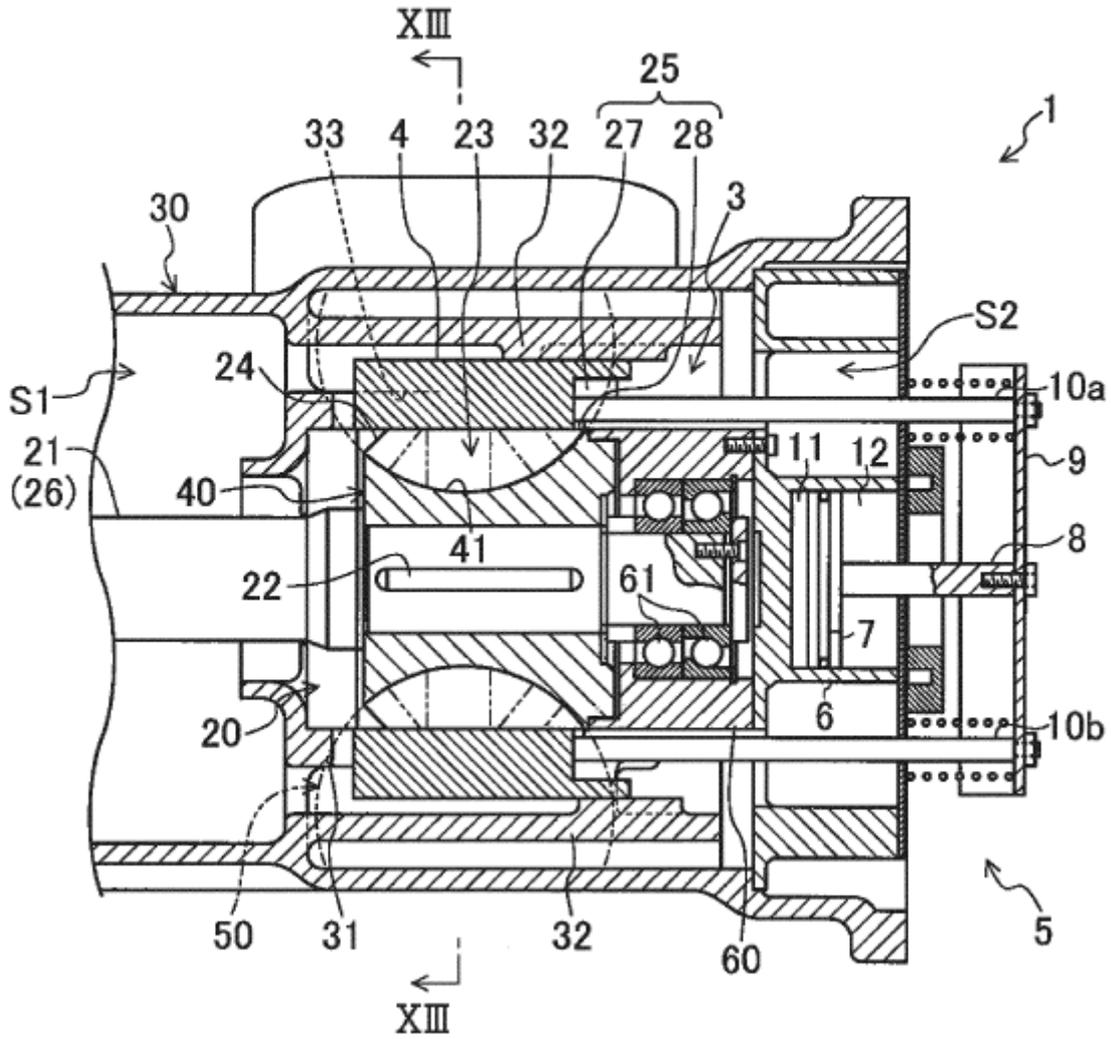


FIG. 12

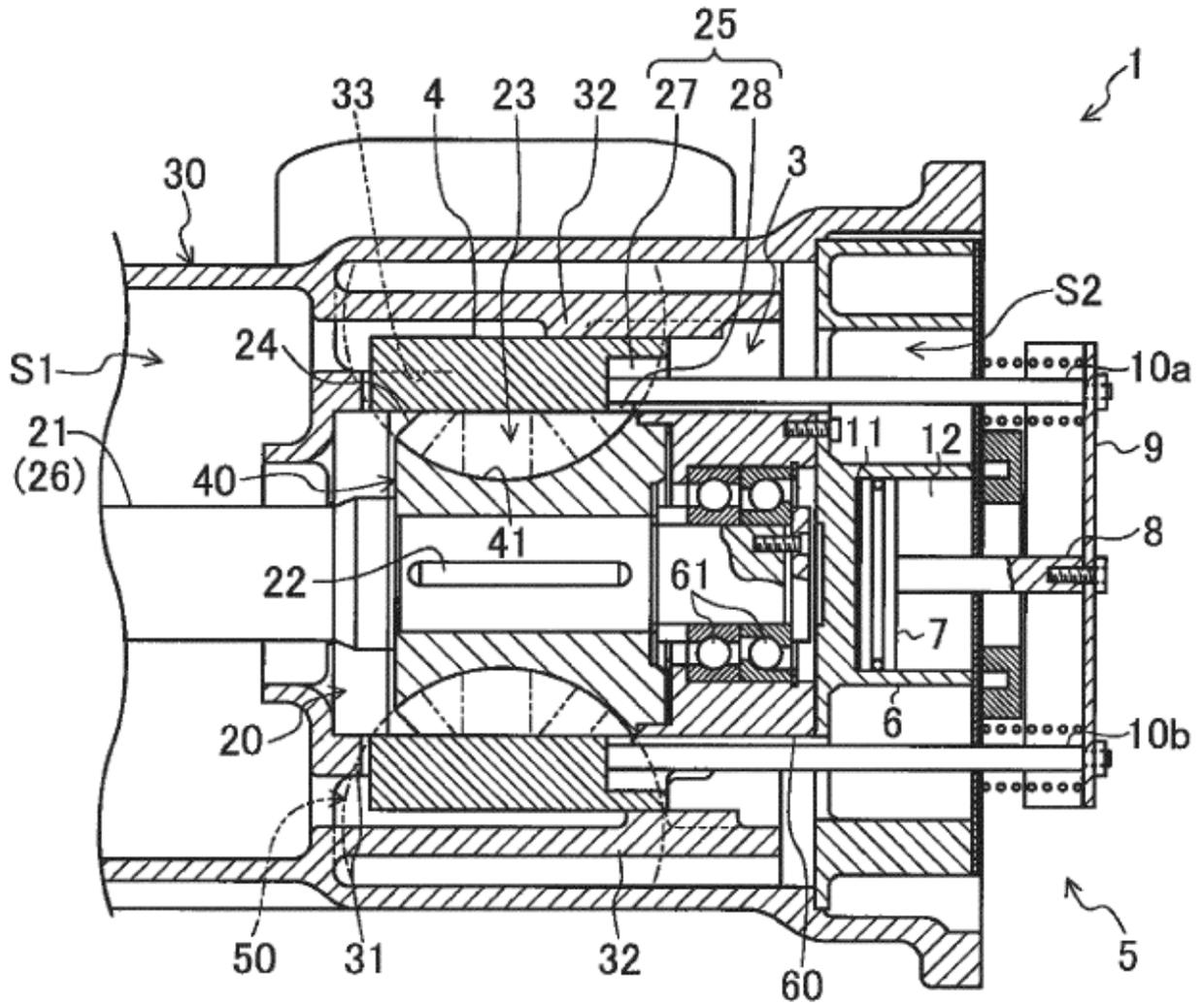


FIG. 13

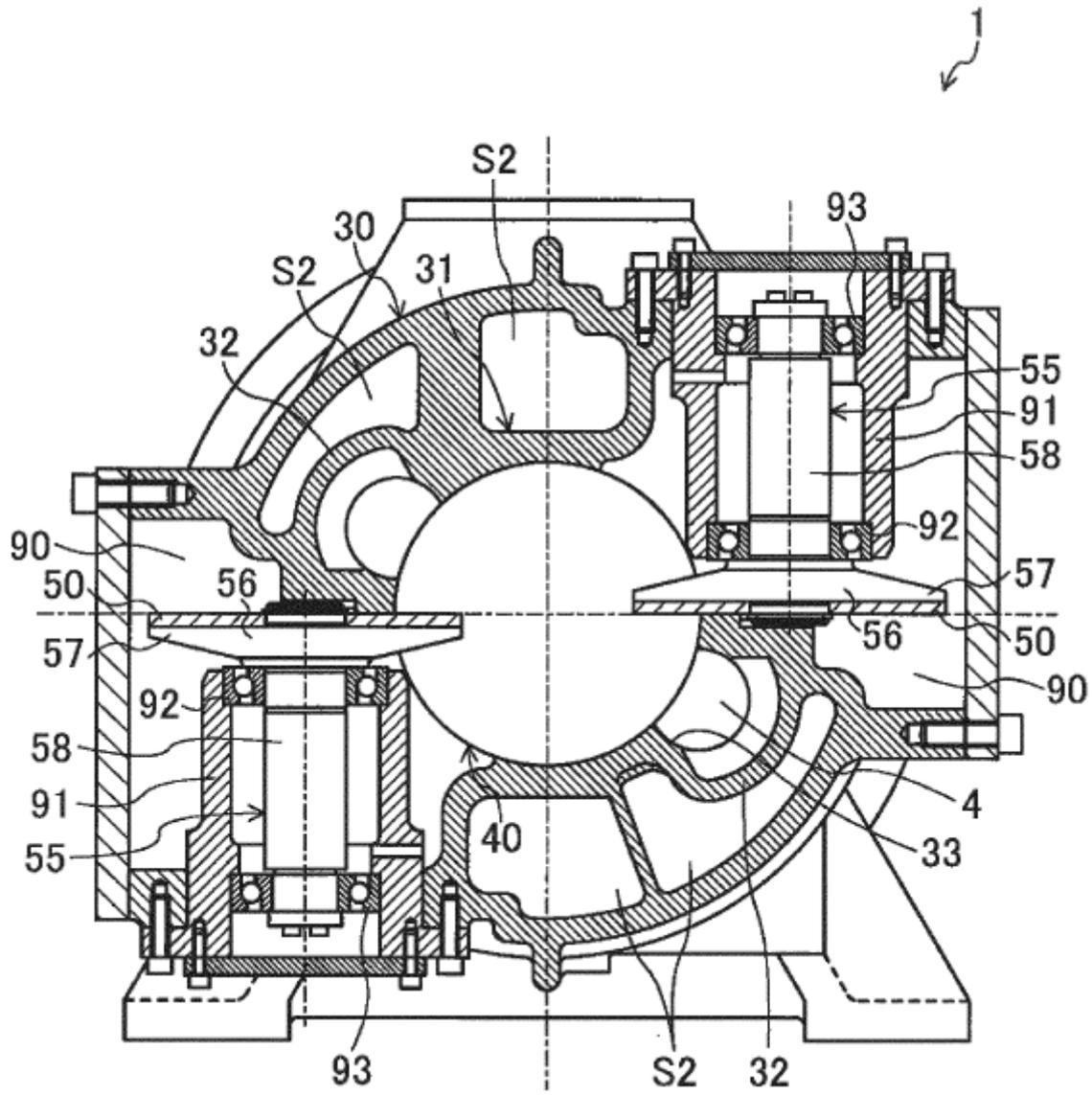


FIG. 14

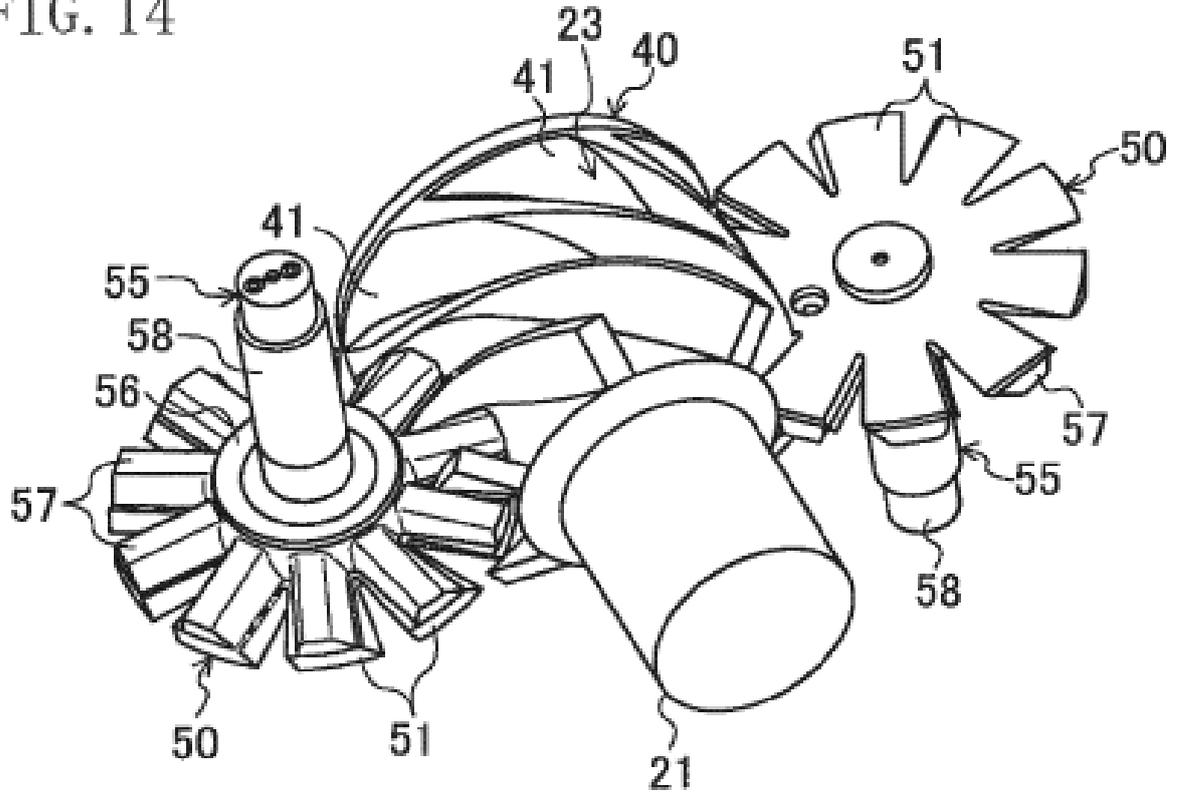


FIG. 15

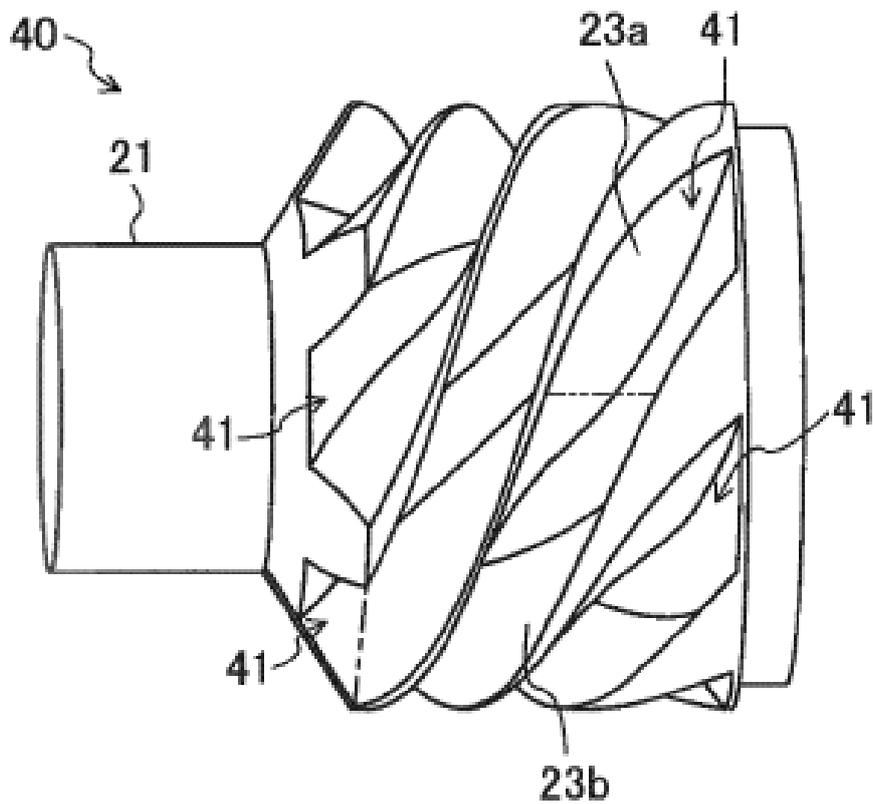


FIG. 16

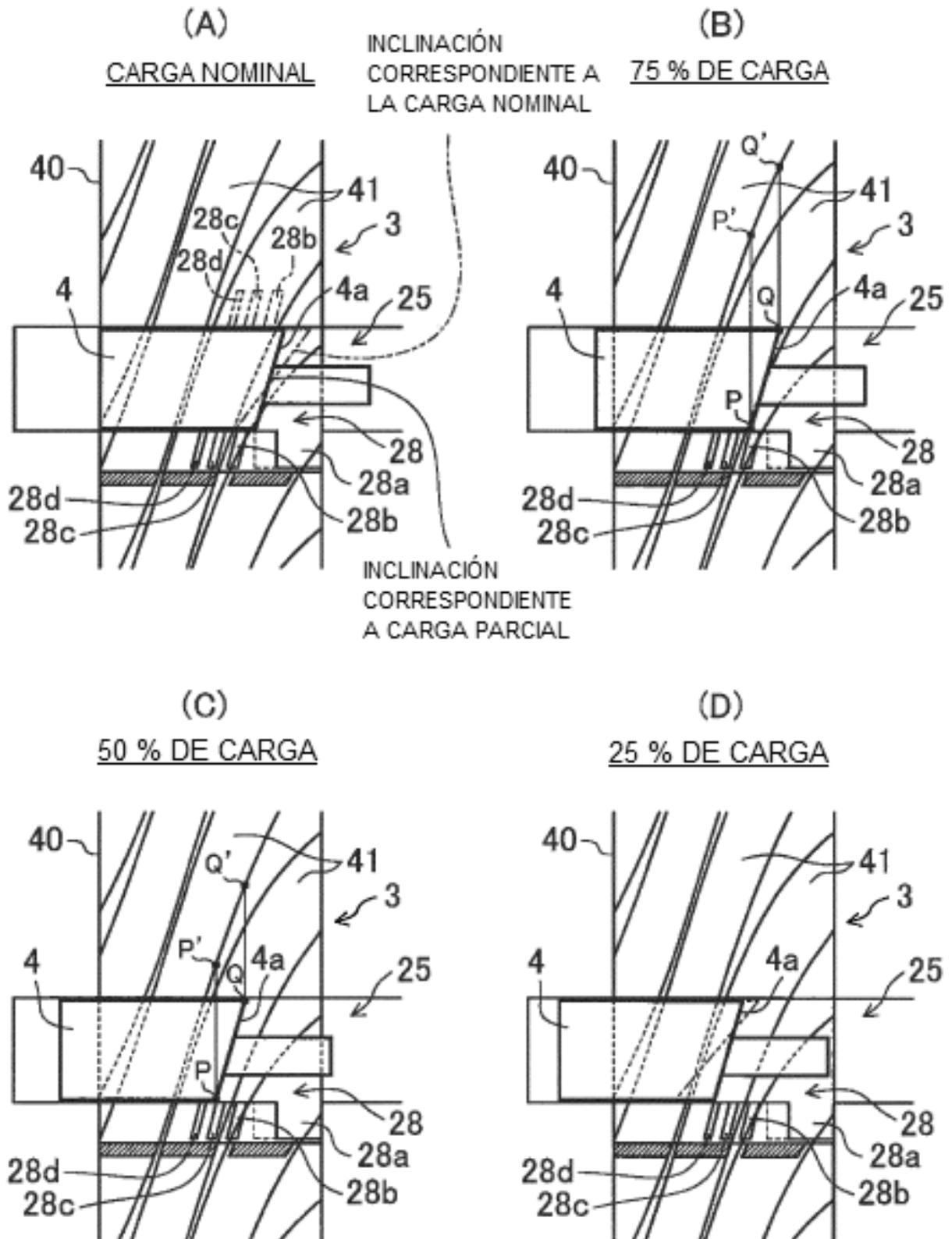


FIG. 17

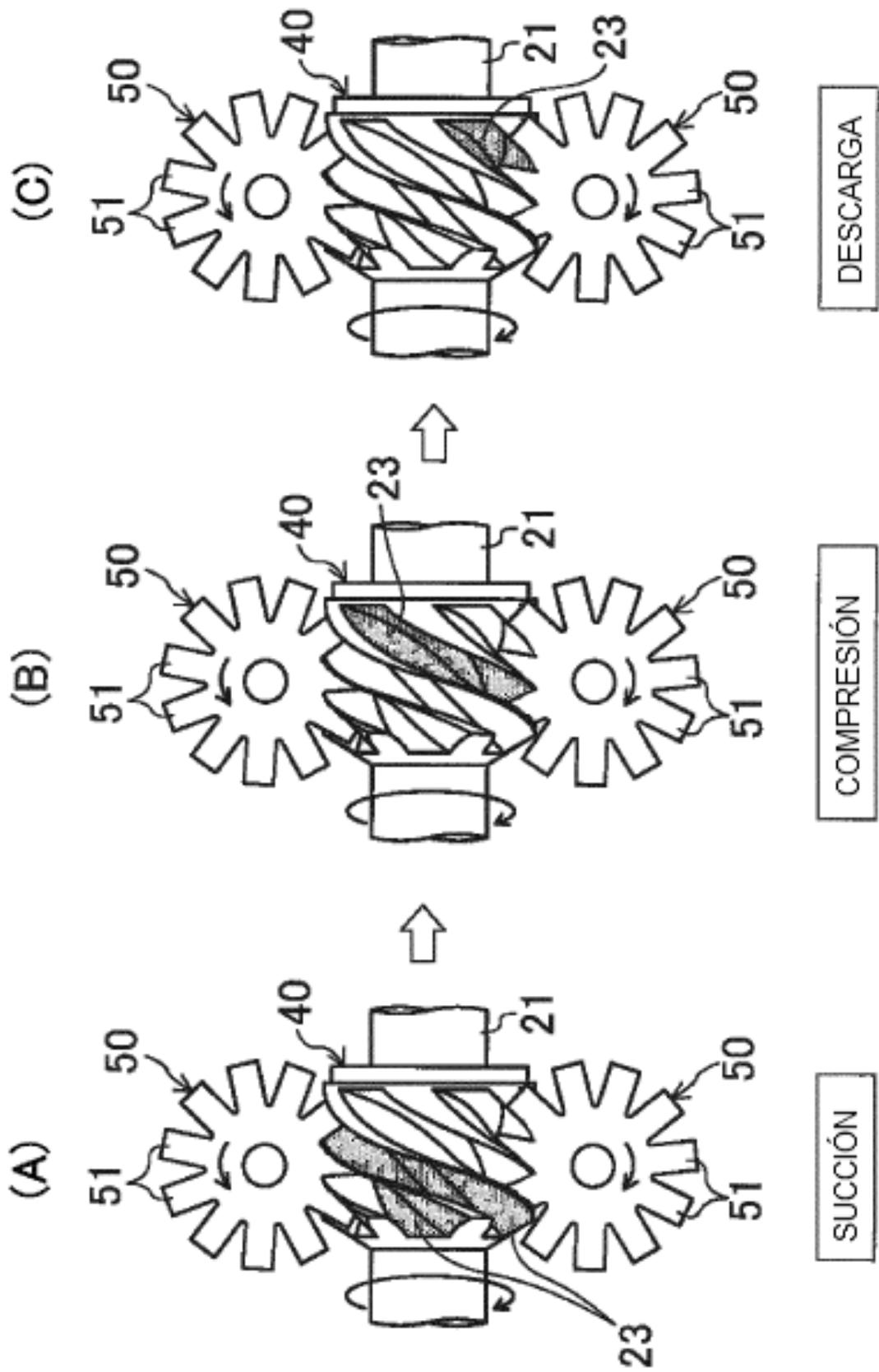


FIG. 18

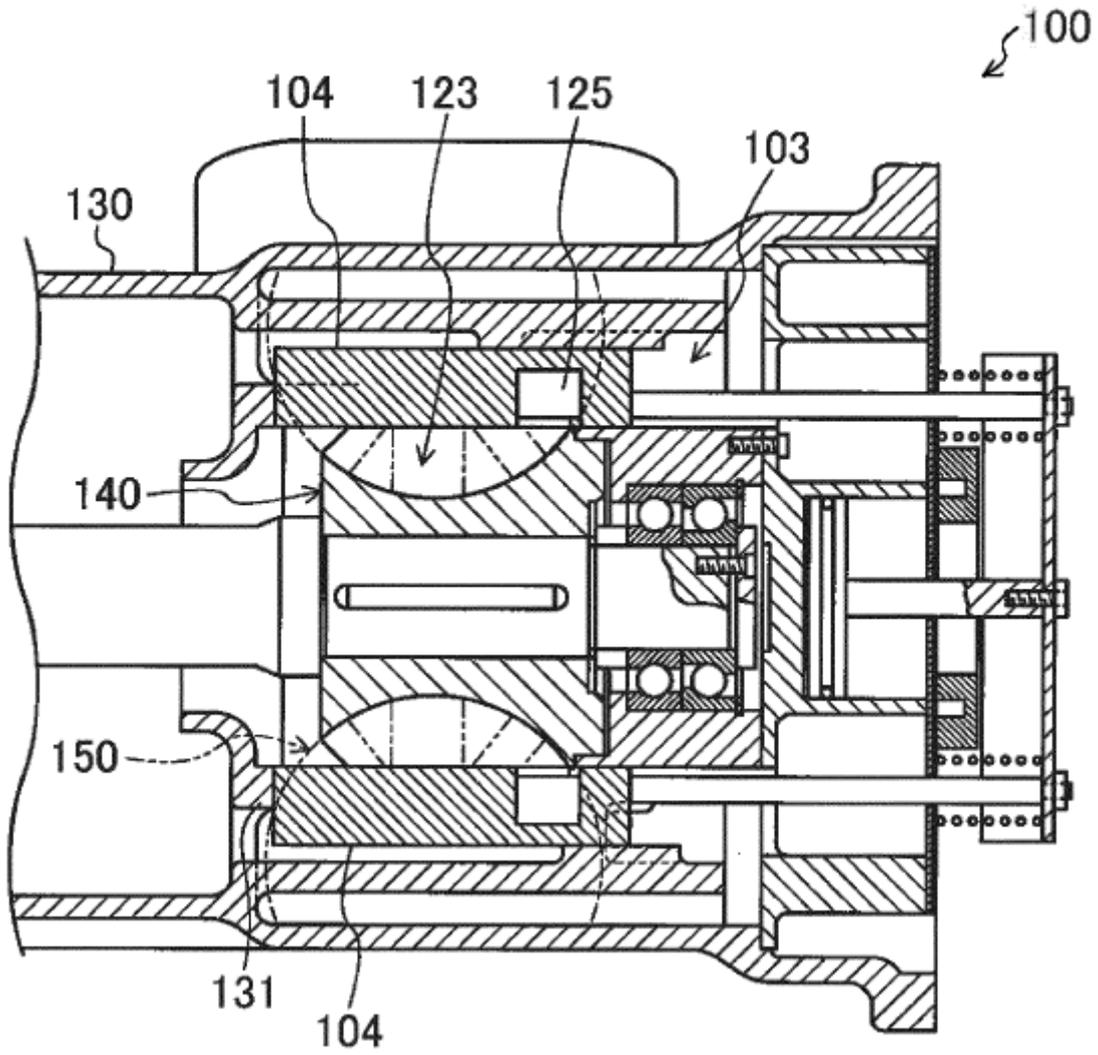


FIG. 19

