(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 510 467**

(51) Int. CI.:

F04C 18/16 (2006.01)
F04C 29/02 (2006.01)
F04C 28/16 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.11.2005 E 05025950 (6)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **30.07.2014 EP 1669606**

(54) Título: **Compresor helicoidal**

(30) Prioridad:

02.12.2004 DE 102004060596

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
21.10.2014

(73) Titular/es:

BITZER KÜHLMASCHINENBAU GMBH (100.0%)
ESCHENBRÜNNLESTRASSE 15
71065 SINDELFINGEN, DE

(72) Inventor/es:

DIETERICH, ROLF

(74) Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

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 helicoidal

La invención se refiere a un compresor helicoidal para comprimir un refrigerante en un circuito de refrigerante, que comprende una carcasa de compresor en la que están previstos un alojamiento de rotor helicoidal y un canal de entrada así como un canal de salida para el refrigerante que ha de ser comprimido, al menos un rotor helicoidal dispuesto en el alojamiento de rotor helicoidal, un accionamiento para el al menos un rotor helicoidal y una alimentación de lubricante que desde un depósito de lubricante sometido a presión suministra a través de un sistema de conductos lubricante al al menos un rotor helicoidal durante el funcionamiento.

Los compresores helicoidales se dieron a conocer por ejemplo por los documentos US4,639,196A o US3,905,729A, pero en estos existe el problema de que al apagar los compresores helicoidales frecuentemente existe el peligro de que continúe el flujo de lubricante a este acumulándose en el alojamiento de rotor helicoidal en la zona de los rotores helicoidales causando problemas al arrancar los rotores helicoidales. Por esta razón están previstos una válvula magnética externa y un caudalímetro externo en la alimentación de lubricante, que evitan un suministro excesivo de lubricante, especialmente durante la parada del compresor helicoidal. Sin embargo, tienen la desventaja de que su seguridad de funcionamiento no es fiable.

Por el documento US3,191,854 se dio a conocer una válvula de retención que por una parte está sometida a una presión en un depósito de lubricante y por otra parte está sometida a una presión de lubricante originada por una bomba de aceite.

El documento US4,336,001 da a conocer la vigilancia de un compresor helicoidal en un circuito de refrigerante mediante la detección de valores absolutos para la presión.

La invención tiene el objetivo de mejorar un compresor helicoidal del tipo genérico de tal forma que el funcionamiento y la vigilancia del compresor helicoidal sean más fiables.

En un compresor helicoidal del tipo descrito al principio está previsto según la invención que este comprende un primer elemento de detección de presión diferencial que detecta una diferencia de presión entre la presión en el canal de salida y una presión de referencia influida por una presión en el circuito de refrigerante y porque el compresor helicoidal comprende un control de compresor que cuando, después de una fase de arranque del accionamiento, la diferencia de presión no se sitúa en un intervalo de presión de funcionamiento determinado por la compresión del refrigerante, apaga el accionamiento para el al menos un rotor helicoidal.

La ventaja de la solución según la invención consiste en que con la misma existe la posibilidad de vigilar si el compresor helicoidal trabaja en el sentido de una compresión del refrigerante apagando el accionamiento si este no es el caso, por ejemplo cuando el accionamiento gira en el sentido de giro equivocado.

Resulta ventajoso que no se realiza una detección absoluta de la presión en el canal de salida, sino que se determina la diferencia de presión con respecto a una presión de referencia en el circuito de refrigerante, de modo que de esta manera no existe la dependencia del nivel de presión absoluto en el canal de salida, sino que el circuito de refrigerante completo y por tanto también el rotor helicoidal pueden trabajar en diferentes niveles de presión absolutos.

Resulta especialmente ventajoso si la presión de referencia está influida por una presión en la sección de alta presión del circuito de refrigerante, de forma que de esta manera existe una presión de referencia que es de la misma magnitud que la presión en el canal de salida, de modo que se puede realizar de manera sencilla la determinación de la presión diferencial.

Resulta aún mejor si la presión de referencia se deduce de una presión en la sección de alta presión del circuito de refrigerante, siendo preferentemente proporcional a esta.

En principio, la presión de referencia se podría suministrar a través de un conducto de presión separado entre el elemento de detección de presión diferencial y la sección correspondiente del circuito de refrigerante se podría suministrar al elemento de detección de presión diferencial.

Sin embargo, una solución especialmente sencilla prevé que la presión de referencia está influida por la presión en el circuito de refrigerante que es transmitida por la alimentación de lubricante y que actúa sobre el depósito de lubricante.

En principio, sería posible realizar el primer elemento de detección de presión diferencial de forma totalmente independiente de la válvula en la alimentación de lubricante.

Sin embargo, una solución especialmente ventajosa prevé que el elemento de detección de presión diferencial comprende un dispositivo de accionamiento para la válvula en la alimentación de lubricante así como un sensor que detecta las posiciones de accionamiento del mismo.

De esta manera, la válvula se puede usar directamente para reaccionar según la presión diferencial y entonces se puede recurrir a las posiciones de la misma para detectar la presión diferencial.

Por ejemplo, sería posible detectar cualquier elemento de la válvula en sus diferentes posiciones de accionamiento.

Sin embargo, una solución especialmente ventajosa prevé que el sensor detecta posiciones de pistón del dispositivo de accionamiento.

La detección de las posiciones de pistón se puede realizar de distintas maneras, por ejemplo se pueden usar sensores inductivos o sensores que reaccionen a campos magnéticos, si el pistón se prové de un imán, cuya posición será detectada entonces por el sensor.

En contexto con la forma de realización descrita hasta ahora y con la solución según la invención no se ha detallado como se ha de detectar y fijar la fase de arranque.

Por ejemplo, sería posible fijar la fase de arranque del accionamiento por el número de revoluciones que se producen después de encenderse el accionamiento.

Sin embargo, resulta especialmente fácil si el control del compresor fija la fase de arranque del accionamiento por un intervalo de tiempo que define una duración de tiempo determinada después de encenderse el accionamiento.

Preferentemente, el control de compresor trabaja de tal forma que comprueba si durante la fase de arranque se alcanza el intervalo de presión de funcionamiento, es decir, que como muy tarde al finalizar la fase de arranque, el control del compresor tiene que recibir la señal que indica el intervalo de presión de funcionamiento.

En el caso más sencillo, el intervalo de presión de servicio se define porque la válvula ha abandonado su posición de cierre.

Alternativamente o adicionalmente a los ejemplos de realización descritos hasta ahora, un ejemplo de realización ventajoso prevé que está previsto un segundo elemento de detección de presión diferencial que detecta una diferencia de presión que resulta en el filtro de lubricante y que el control del compresor desconecta el accionamiento cuando la diferencia de presión sobrepasa un valor umbral.

La ventaja de esta solución consiste en que de esta manera se puede vigilar si el compresor helicoidal se alimenta suficientemente de lubricante, ya que la diferencia de presión es representativa para el flujo del lubricante por el filtro de lubricante, produciéndose en el filtro de lubricante una pequeña caída de presión que se traduce en la diferencia de presión.

Una solución especialmente sencilla prevé que el elemento de detección de presión diferencial detecta la presión del lubricante en el sistema de conductos antes de un cuerpo filtrante y después del cuerpo filtrante del filtro de lubricante.

En el caso más favorable, el elemento de detección de presión diferencial está realizado de tal forma que comprende un pistón que por una parte está sometido al lubricante antes del paso de este por el cuerpo filtrante y, por otra parte, al lubricante después del paso de este por el cuerpo filtrante del filtro de lubricante, por lo que el pistón se ajusta conforme a la diferencia de presión.

Para poder detectar las distintas posiciones del pistón, preferentemente está previsto que el elemento de detección de presión diferencial comprende un sensor para detectar al menos una posición del pistón.

Una solución especialmente compacta prevé que el elemento de detección de presión diferencial está integrado en la carcasa del compresor, es decir que está adosado a este de tal forma que forma parte de un conjunto de carcasa para el compresor helicoidal.

El objetivo mencionado al principio se consigue en un compresor helicoidal del tipo descrito al principio, porque en

el sistema de conductos de la alimentación de lubricante está prevista una válvula que puede ser controlada por una diferencia de presión entre la presión en el canal de salida y una presión de referencia influida por una presión en el circuito de refrigerante y que abre cuando el rotor helicoidal comprime refrigerante y cierra cuando el rotor helicoidal no comprime refrigerante.

La ventaja de esta solución consiste en que ofrece la posibilidad de establecer o interrumpir la alimentación de lubricación en correlación directa para la compresión del refrigerante por el rotor helicoidal.

Otra ventaja esencial de la solución según la invención consiste en que la válvula no trabaja a causa de una presión absoluta, sino que establece una diferencia de presión entre la presión en el canal de salida, es decir, la presión del refrigerante comprimido, y una presión de referencia influida por una presión en el circuito de refrigerante. Esto quiere decir que de esta manera existe la posibilidad de detectar independientemente del nivel de presión absoluto en el que trabajan el compresor helicoidal y el circuito de refrigerante, un funcionamiento correcto de los rotores helicoidales.

Generalmente, la presión de referencia puede estar influida por una presión cualquiera en el circuito de refrigerante.

Una solución especialmente sencilla prevé que la presión de referencia está influida por una presión en la sección de alta presión del circuito de refrigerante, de tal forma que la presión de referencia presenta ya un nivel de presión que no se diferencia muy fuertemente del nivel de presión del refrigerante comprimido en el canal de salida. De esta manera, el control de la válvula se puede concebir de forma especialmente sencilla.

Resulta especialmente ventajoso, si la presión de referencia se deduce de una presión en la sección de alta presión del circuito de refrigerante, es decir, preferentemente de forma sustancialmente proporcional a la presión en la sección de alta presión del circuito de refrigerante.

En principio, sería posible prever un conducto, a través del que la presión en la sección de alta presión del circuito de refrigerante se suministra a la válvula para determinar la diferencia de presión.

Sin embargo, una solución especialmente sencilla prevé que la presión de referencia está influida por la presión en el circuito de refrigerante, transmitida por la alimentación de lubricante, que actúa sobre el depósito de lubricante.

La válvula se puede realizar de forma especialmente sencilla si la válvula puede ser controlada por un pistón sobre el que actúen por una parte el refrigerante sometido a la presión en el canal de salida y, por otra parte, la presión de referencia.

Esto se puede realizar de manera especialmente ventajosa si en el lado previsto para la acción de la presión de referencia el pistón de la válvula puede ser sometido al lubricante procedente del depósito de lubricante y moverse en dirección hacia su posición de cierre.

Esto significa que el lubricante procedente del depósito de lubricante mueve el pistón a su posición de cierre, si la presión del lubricante comprimido en el canal de salida es inferior a la presión de referencia.

Para mantener en la posición cerrada la válvula cerrada por el pistón movido a la posición de cierre, preferentemente, la válvula está realizada de tal forma que presenta un asiento de válvula y una disposición de válvula que comprende un cuerpo de válvula y que está realizada de tal forma que cuando el cuerpo de válvula está asentado sobre el asiento de válvula, la presión del lubricante que actúa sobre el cuerpo de válvula produce una fuerza en dirección hacia la posición cerrada del cuerpo de válvula.

Asimismo, resulta ventajoso si el cuerpo de válvula está cargado por un depósito de fuerza elástica, por ejemplo un muelle, que durante una compensación de presión en el pistón pone la válvula en su posición cerrada y la mantiene en esta.

Para poder montar el compresor helicoidal a ser posible como una unidad en el circuito de refrigerante correspondiente, preferentemente está previsto que la válvula está integrada en la carcasa de compresor del compresor helicoidal.

De esta manera, se suprime la necesidad de montar especialmente componentes complejos en el interior del conducto de lubricante hacia el compresor.

Además, para el tratamiento del lubricante, preferentemente, en el sistema de conductos para el lubricante está dispuesto un filtro de lubricante.

También el filtro de lubricante está preferentemente integrado en la carcasa de compresor del compresor helicoidal, para obtener una unidad compacta.

Más características y ventajas de la invención son objeto de la siguiente descripción así como de la representación gráfica de un ejemplo de realización:

En el dibujo, muestran:

la figura 1, una representación esquemática de un circuito de refrigerante según la invención con varios compresores;
la figura 2: una sección longitudinal a través de un ejemplo de realización de un compresor según la invención, empleado en el circuito de refrigerante según la figura 1,
la figura 3, una representación esquematizada del compresor en la figura 2 con diferentes componentes del mismo en acción conjunta con un depósito de lubricante en el circuito de refrigerante;
la figura 4, una representación por secciones de una zona parcial de una carcasa de compresor con una sección a través de un filtro de lubricante, una válvula en la alimentación de lubricante y un primer elemento de detección de presión diferencial y un segundo elemento de detección de presión diferencial, que están integrados todos en la carcasa de compresor, en una posición abierta de la válvula, en una posición del primer elemento de detección de presión diferencial sacada de la posición de cierre, y en una posición del segundo elemento de detección de presión diferencial que indica un flujo de lubricante correcto;
la figura 5, una sección similar a la figura 4 con una posición cerrada de la válvula con el primer elemento de detección de presión diferencial situado en la posición de cierre y con el segundo elemento de detección de presión diferencial que directamente después del cierre de la válvula indica aún un flujo de lubricante correcto;
la figura 6, una sección similar a la figura 4 con la válvula situada en la posición cerrada, con el primer elemento de detección de presión diferencial situado en la posición de cierre y con el segundo elemento de detección de presión diferencial que indica un flujo de lubricante no correcto y
la figura 7, una sección similar a la figura 4 con la válvula situada en la posición abierta, con el primer elemento de detección de presión diferencial sacado de la posición cerrada, y con el elemento de detección de presión diferencial que indica un flujo de lubricante no correcto.

Un ejemplo de realización de un circuito de refrigerante según la invención que en la figura 1 está designado por 10 en su conjunto comprende varios compresores 12a a 12c conectados en paralelo, cuyas conexiones de alta presión 14a a 14c están conectadas a un sistema de conductos de alta presión 16 que conduce a un separador de lubricante designado por 18 en su conjunto, en el que se separa lubricante del refrigerante sometido a alta presión y comprimido.

Del separador de lubricante 18 parte un conducto de alta presión 20 que pasa por un intercambiador de calor 22 que refrigera el refrigerante comprimido, y después a una válvula de expansión 24 que sirve para reducir la temperatura del refrigerante mediante la distensión del mismo, de tal forma que el refrigerante expandido tiene la posibilidad de volver a cargar calor en un intercambiador de calor 26.

El refrigerante expandido se hace pasar por un conducto de baja presión a conexiones de baja presión 30a a c de los compresores 12a a c.

Los compresores 12a, 12b y 12c están dispuestos en el circuito de refrigerante 10 estando conectados en paralelo, pero pueden ser conectados y desconectados según la potencia frigorífica requerida.

Además, los compresores 12a, 12b y 12c conectados en paralelo son alimentados de lubricante desde un depósito de lubricante 32 formado en el separador de lubricante 18 y un sistema de conductos 34 externo que parte del depósito de lubricante 32 y que se extiende hasta una conexión de alimentación de lubricante 36a, 36b y 36c del compresor 12a a 12c correspondiente.

Un ejemplo de un compresor 12 de este tipo está representado en la figura 2 y comprende una carcasa de compresor 40 en la que está previsto un alojamiento de rotor helicoidal 42, por ejemplo en forma de dos taladros para rotor helicoidal, que sirve para alojar dos rotores helicoidales 44, 46 que actúan en conjunto.

Para comprimir el refrigerante, los rotores helicoidales 44, 46 engranan uno en otro, por ejemplo, el rotor helicoidal 46 mediante un motor de accionamiento designado por 48 en su conjunto que asimismo está dispuesto en la carcasa de compresor 40.

El motor de accionamiento 48 acciona un árbol de accionamiento 50 sobre el que asientan el rotor helicoidal 46 así

como un rotor 52 del motor de accionamiento y que está alojado de forma giratoria alrededor de un eje de rotor 54 dentro de la carcasa de compresor 40.

El rotor 52 del motor de accionamiento 48 está accionado por la acción conjunta con un estator 56 igualmente dispuesto en la carcasa de compresor 42.

Preferentemente, el rotor helicoidal está estructurado según su principio básico de la manera que se describe en la solicitud de patente europea WO02/053917 a cuyo contenido completo se hace referencia a este respecto.

La carcasa de compresor 40 comprende en un lado opuesto al motor de accionamiento 48 una carcasa de soporte 58 en la que están dispuestas unidades de soporte 60 y 62 para el soporte de los rotores helicoidales 44, 46.

Un compresor helicoidal de este tipo está representado otra vez de forma esquematizada en la figura 3 donde para mayor facilidad están representados sólo el motor de accionamiento 48 y sólo un rotor helicoidal, a saber el rotor helicoidal 46, en su disposición igualmente esquematizada en la carcasa de compresor representada igualmente de forma esquemática.

Además, como está representado en las figuras 2 y 3, a los rotores helicoidales 44 y 46 conduce un canal de entrada 70 y, además, como está representado en la figura 3, en la carcasa de compresor 40 está previsto un canal de salida 72 que conduce el refrigerante comprimido a la conexión de alta presión 14 a continuación de la que está dispuesta una válvula de retención 74 por la que el refrigerante comprimido entra en el sistema de alta presión16 y después es conducido al separador de lubricante 18.

En la carcasa de compresor 40 misma está previsto un sistema de conductos de lubricante 80 interno que partiendo de la conexión de alimentación de lubricante 36 suministra un lubricante filtrado por un filtro de lubricante 82, por una parte a las unidades de soporte 60, 62 para los rotores helicoidales y, por otra parte, a los rotores helicoidales 44, 46 para lubricarlos durante la marcha. Además, de esta manera, el dispositivo se puede alimentar de lubricante sometido a presión para la regulación de potencia del rotor helicoidal.

Sin embargo, el sistema de conductos de lubricante 80 interno también puede extenderse hacia otros soportes de los rotores helicoidales 44, 46 y del motor de accionamiento 48.

Como está representado en las figuras 2, 3 y 4, el filtro de lubricante 82 está formado por una carcasa de filtro 84 que está integrada en la carcasa de compresor 40 y en cuyo espacio interior 86 está insertado un cuerpo filtrante 88 que filtra el lubricante que entra en el espacio interior 86 y que a través de un espacio 90 encerrado por el cuerpo filtrante 88 conduce el lubricante filtrado hacia una válvula de detención de lubricante designada por 92 en su conjunto, que está integrada en un cuerpo de tapa 94 de la carcasa de filtro 84 y, por tanto, también en la carcasa de compresor 40.

El cuerpo de tapa 94 comprende un orificio de entrada 96 para el lubricante que está abierto hacia la cámara 90 y a continuación del cual se encuentra una cámara de alojamiento 100, que se extiende hasta un asiento de válvula 98, para un cuerpo de válvula 102 de la válvula de detención de lubricante 92.

En un lado del asiento de válvula 98, opuesto a la cámara de alojamiento 100, está previsto un canal de salida de flujo 104 para el lubricante filtrado que pasa por el asiento de válvula 98, continuando el sistema de conductos de lubricante 80 interno partiendo de la cámara de salida de flujo 104.

La cámara de salida de flujo 104 está atravesada además por un taqué de válvula 106 que lleva el cuerpo de válvula 102 y que se extiende desde el cuerpo de válvula 102 hasta un pistón de válvula 108 que separa entre ellas dos cámaras de cilindro 112 y 114 dispuestas en una carcasa de cilindro 110, estando la carcasa de cilindro 110 igualmente integrada en el cuerpo de tapa 94 de la carcasa de válvula 84.

La cámara de cilindro 112 se encuentra en un lado orientado hacia el cuerpo de válvula 102 y está conectada a través de un canal de empalme 116 al canal de salida de flujo 104 del sistema de conductos de lubricante 80 interno, de tal forma que el pistón de válvula 108 puede someterse al lubricante presente en la cámara de cilindro 112 con una presión P1.

La cámara de cilindro 114 está conectada al canal de salida 72 del compresor helicoidal 12 través de un canal 118 que se extiende dentro de la carcasa de compresor 40, de tal forma que el pistón de válvula 108 está sometido por otra parte al refrigerante que está bajo la presión P2 en el canal de salida 72.

Adicionalmente, en la carcasa de cilindro 110 está previsto además un muelle 120 que solicita al pistón de válvula

108 actuando sobre el pistón de válvula 108 en la dirección de una posición de cierre en la que el pistón de válvula 108 hace que el cuerpo de válvula 102 esté en contacto estanco sobre el asiento de válvula 98 manteniendo la válvula cerrada especialmente durante una compensación de presión en el pistón de válvula 108.

La apertura y el cierre de la válvula de detención de lubricante 92 se realizan por tanto mediante un movimiento del pistón de válvula 108 conforme a la diferencia de presión entre la presión P1 en la cámara de cilindro 112 y la presión P2 en la cámara de cilindro 114.

Cuando la presión P2 en la cámara de cilindro 114 es más alta que la presión P1 en la cámara de cilindro 112, se abre la válvula de detención de lubricante 92, porque en la posición de apertura, el pistón de válvula 108 se mueve contra la fuerza ejercida por el muelle 120 haciendo que el cuerpo de válvula 102 se levante del asiento de válvula 98, de modo que el lubricante puede entrar desde la cámara 90 al canal de salida de flujo 104 y, desde este, al siguiente sistema de conductos de lubricante 80 interno.

Este estado se consigue cuando el compresor helicoidal trabaja, es decir cuando los dos rotores helicoidales 44 y 46 comprimen el refrigerante de tal forma que en el canal de salida 72 esté presente refrigerante comprimido a alta presión P2, de forma que la presión P2 en la cámara de cilindro 114 corresponde al refrigerante comprimido a alta presión.

Dado que la superficie de sección transversal efectiva del pistón de válvula 108 que delimita la cámara de cilindro 114 es más grande que la superficie de sección transversal efectiva del cuerpo de válvula 102 asentado sobre el asiento de válvula 98, sobre el que en la posición de cierre actúa la presión P3 del lubricante en la cámara 90, la alta presión P2 generada durante la compresión de refrigerante en el canal de salida 72 hace que el pistón de válvula 108 levante el cuerpo de válvula 92 del asiento de válvula 98 y de esta manera pase a su posición abierta, representada en la figura 4.

Por lo tanto, se produce una alimentación de lubricante del compresor helicoidal a través del sistema de conductos de lubricante 80 interno con el lubricante que se acumula en la cámara 90 del cuerpo filtrante 88 y que sometida a la presión P3 que es aproximadamente proporcional a una presión en el sistema de conductos de alta presión 16 y por tanto a la presión en el separador de lubricante 18.

Al pararse el motor de accionamiento 48 y por tanto también los rotores helicoidales 44 y 46 se derrumba la presión del refrigerante comprimido en el canal de salida 72 y por tanto cae también la presión P2 en la cámara de cilindro 114. La consecuencia de ello es que la presión P1 en la cámara de cilindro 112 mueve el pistón de válvula 108 en la dirección de su posición de cierre que está representada en la figura 5.

En dicha posición de cierre se derrumba entonces también la presión P1 en la cámara de cilindro 112, pero por otra parte, la presión P3 en la cámara 90 que actúa sobre el cuerpo de válvula 102 hace que el cuerpo de válvula 102 permanezca en su posición asentada sobre el asiento de válvula 98 interrumpiendo de esta forma la alimentación del sistema de conductos de lubricante 80 interno, siguiente, con lubricante procedente del depósito de lubricante 32, de manera que se impide que siga fluyendo constantemente lubricante desde el depósito de lubricante 32 acumulándose en el compresor helicoidal, por ejemplo en el alojamiento de rotor helicoidal 42.

Sin embargo, la válvula de detención de lubricante 92 no sólo tiene el objetivo de interrumpir durante la desconexión del motor de accionamiento 48 y por tanto del movimiento de los rotores helicoidales 44 y 46 el flujo de lubricante desde la cámara 90 del filtro de lubricante 82 al sistema de conductos de lubricante 80 interno, siguiente, sino que además es parte de un primer elemento de detección de presión diferencial 130 que adicionalmente comprende además un sensor de posición 132 para las posiciones del pistón de válvula 108.

El sensor de posición 132 está formado por ejemplo por un llamado relé Reed 134 y un cuerpo magnético 136 que dispara el relé Reed 134 y que a su vez se mueve junto al pistón de válvula 108 dentro de la carcasa de cilindro 110.

En cuanto el cuerpo magnético 136 se encuentra a la altura del relé Reed 134, este dispara un contacto, de manera que, si por ejemplo está dispuesto correspondientemente cerca de la posición de cierre del pistón de válvula 108, el sensor de posición 132 es capaz de detectar el pistón de válvula 108 en dicha posición de cierre.

Además, existe la posibilidad de detectar si el pistón de válvula 108 ha abandonado la posición de cierre y, por tanto, si el cuerpo de válvula 102 se ha levantado del asiento de válvula 98 liberando el suministro de lubricante al sistema de conductos de lubricante 80 interno, siguiente, tal como está representado en la figura 4.

La señal del sensor de posición 132 se transmite a un control de compresor 140 con el que se puede controlar

también el motor de accionamiento 48.

El elemento de detección de presión diferencial 130 no sólo ofrece al control de compresor 140 la posibilidad de detectar si se ha abierto la válvula de detención de lubricante 92, sino también la posibilidad de detectar si los rotores helicoidales 44, 46 están siendo accionados por el motor de accionamiento 48 en el sentido de giro correcto y, por tanto, si establecen la presión P2 prevista en el canal de salida 72. En caso de un sentido de giro erróneo de los rotores helicoidales 44, 46, no se establece ninguna presión en el canal de salida.

Esta presión en el canal de salida que corresponde a la presión P2 en la cámara de cilindro 112 no es detectada en términos absolutos según la invención, sino en relación a las presiones de referencia P1 y P3 que están influidas por la presión en la sección de alta presión 16, 20 del circuito de refrigerante 10, especialmente por la presión en el separador de lubricante 18, siendo preferentemente proporcionales a dicha presión. Por lo tanto, con el primer elemento de detección de presión diferencial 130 existe la posibilidad de comprobar si la presión P2 en el canal de salida 72 es superior a las presiones P1 y P3 y, por tanto, comprobar si la presión P2 es tan grande que el refrigerante comprimido a alta presión es transportado por la válvula de retención 74 al sistema de conductos de alta presión 16.

En este caso, se parte de que los rotores helicoidales 44 y 46 giran en el sentido correcto y de esta manera se pueden evitar daños causados por un sentido de giro erróneo de los rotores helicoidales 44, 46.

Preferentemente, el control de compresor 140 está concebido de tal forma que tras encenderse el motor de accionamiento 48 observa al sensor de posición dentro de un intervalo de tiempo y comprueba si el pistón de válvula 108 ha abandonado la posición de cierre.

El intervalo de tiempo se ajusta por ejemplo de tal forma que dura como máximo un segundo. Pero el intervalo de tiempo se puede dimensionar también más corto, por ejemplo en medio segundo.

Si dentro del intervalo de tiempo el control de compresor 140 detecta que el pistón de válvula 108 no ha abandonado la posición de cierre, el control de compresor 140 parte de que los rotores helicoidales 44, 46 o bien giran en el sentido erróneo o que existe otro tipo de defectos, lo que conduce a la desconexión del motor de accionamiento 48.

Adicionalmente al primer elemento de detección de presión diferencial 130 que en primer lugar detecta el funcionamiento correcto de los rotores helicoidales 44, 46 después del arranque del motor de accionamiento 48, está previsto un segundo elemento de detección de presión diferencial 150 que como está representado en las figuras 4 a 7 comprende una carcasa de cilindro 152 en la que está previsto un pistón 154 que separa una primera cámara de cilindro 156 de una segunda cámara de cilindro 158 que están dispuestas en lados opuestos del pistón 154.

La primera cámara de cilindro 156 está sometida a la presión P1 que igualmente corresponde aproximadamente a la presión en la primera cámara de cilindro 112, mientras que la segunda cámara de cilindro 158 está sometida a una presión P4 que corresponde a la presión del lubricante en el espacio interior 86 de la carcasa de filtro 84 antes de su paso por el cuerpo filtrante 88.

El pistón 154 se mueve conforme a la diferencias de las presiones P1 y P4, estando solicitado el pistón 154 adicionalmente en la dirección de su posición final, representada en las figuras 4 y 5, que corresponde al flujo de lubricante correcto, es decir que la suma de las fuerzas ejercidas sobre el pistón 154 por el muelle 160 y la presión P1 es mayor que la fuerza ejercida sobre el pistón 154 por la fuerza P4.

Esta posición del pistón 154 que indica el flujo de lubricante correcto se adopta cuando el cuerpo de válvula 102 está levantado del asiento de válvula 98 y por tanto actúa sobre el pistón 154 la presión P1, pero por otra parte, la presión P4 delante del cuerpo filtrante 88 no es notablemente mayor que la presión P1, lo que es el caso cuando el cuerpo filtrante 88 para el lubricante no está obstruido por suciedad (figura 4).

Por lo tanto, la posición del pistón 154 que indica el flujo de lubricante correcto depende de un funcionamiento correcto del cuerpo filtrante 88 y además depende de que esté abierta la válvula de detención de lubricante 92.

Cuando la válvula de detención de lubricante 92 está cerrada, el pistón 154 permanece en su posición que indica el flujo de lubricante correcto mientras no se haya derrumbado la presión P1 (figura 5) y cuando la presión P4 es mayor que la presión P1 pasa a la posición que indica un flujo de lubricante incorrecto (figura 6).

En cambio, cuando la válvula de detención de lubricante 92 está abierta como está representado en al figura 7 y no

obstante el pistón 154 no está en su posición que indica un flujo de lubricante correcto, sino en una posición opuesta, significa que el cuerpo filtrante 88 está obstruido y que por ello se produce una caída de presión demasiado grande en este.

Por lo tanto, con el segundo elemento de detección de presión diferencial 150 existe la posibilidad de comprobar y vigilar el flujo de lubricante correcto de forma parcialmente redundante hacia la válvula de detención de lubricante 92.

Esto se realiza mediante un segundo sensor de posición 162 que igualmente está realizado como contacto Reed 164 y que detecta la posición de un imán 166 llevado por el pistón 154, cuando el pistón 154 se encuentra en su posición que indica un flujo de aceite correcto.

También el sensor de posición 162 está conectado al control de compresor 140, de modo que a través del segundo elemento de detección de presión diferencial 150 este es capaz de comprobar el flujo correcto de lubricante y de apagar el motor de accionamiento en caso de un flujo de lubricante incorrecto para evitar daños a causa de una lubricación deficiente de los rotores helicoidales 44, 46 o de los soportes 60, 62.

REIVINDICACIONES

1.- Compresor helicoidal (12) para comprimir un refrigerante en un circuito de refrigerante (10), que comprende una carcasa de compresor (40) en la que están previstos un alojamiento de rotor helicoidal (42) y un canal de entrada (70) así como un canal de salida (72) para el refrigerante que ha de ser comprimido, al menos un rotor helicoidal (44, 46) dispuesto en el alojamiento de rotor helicoidal,
un accionamiento (48) para el al menos un rotor helicoidal (44, 46) y
una alimentación de lubricante que desde un depósito de lubricante (32) sometido a presión suministra a través de un sistema de conductos (34, 80) lubricante al al menos un rotor helicoidal (44, 46) durante el funcionamiento, **caracterizado porque** comprende un primer elemento de detección de presión diferencial (130) que detecta una diferencia de presión entre la presión (P2) en el canal de salida (72) y una presión de referencia (P1, P3) influida por una presión en el circuito de refrigerante (10) y porque el compresor helicoidal (12) comprende un control de compresor (140) que cuando, después de una fase de arranque del accionamiento (48), la diferencia de presión no se sitúa en un intervalo de presión de funcionamiento determinado por la compresión del refrigerante, apaga el accionamiento (48) para el al menos un rotor helicoidal (44, 46).

2.- Compresor helicoidal según la reivindicación 1, **caracterizado porque** la presión de referencia (P1, P3) está influida por una presión en la sección de alta presión (16, 20) del circuito de refrigerante (10).

3.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones 1 ó 2, **caracterizado porque** la presión de referencia (P1, P3) está influida por la presión en el circuito de refrigerante (10) que es transmitida por la alimentación de lubricante (34, 80) y que actúa sobre el depósito de lubricante (32).

4.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** el primer elemento de detección de presión diferencial (130) comprende un dispositivo de accionamiento (110, 108) para la válvula (92) en la alimentación de lubricante así como un sensor (132) que detecta las posiciones de accionamiento del mismo.

5.- Compresor helicoidal según la reivindicación 4, **caracterizado porque** el sensor (132) detecta posiciones de pistón del dispositivo de accionamiento (110, 108).

6.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones 1 a 5, **caracterizado porque** el control de compresor (140) fija la fase de arranque del accionamiento (48) por un intervalo de tiempo.

7.- Compresor helicoidal según la reivindicación 6, **caracterizado porque** el control de compresor (140) comprueba si durante la fase de arranque se alcanza el intervalo de presión de funcionamiento.

8.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** está previsto un segundo elemento de detección de presión diferencial (150) que detecta una diferencia de presión que resulta en el filtro de lubricante (82) y porque el control del compresor (140) desconecta el accionamiento (48) cuando la diferencia de presión sobrepasa un valor umbral.

9.- Compresor helicoidal según la reivindicación 8, **caracterizado porque** el segundo elemento de detección de presión diferencial (150) detecta la presión del lubricante en el sistema de conductos (34, 80) antes de un cuerpo filtrante (88) del filtro de lubricante (82) y después del cuerpo filtrante (88) del filtro de lubricante (82).

10.- Compresor helicoidal según la reivindicación 9, **caracterizado porque** el elemento de detección de presión diferencial (150) comprende un pistón (154) que por una parte está sometido al lubricante antes del paso de este por el cuerpo filtrante (88) y, por otra parte, al lubricante después del paso de este por el cuerpo filtrante (88).

11.- Compresor helicoidal según la reivindicación 9 o 10, **caracterizado porque** el elemento de detección de presión diferencial comprende un sensor (162) para detectar al menos una posición del pistón (154).

12.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones 8 a 11, **caracterizado porque** el elemento de detección de presión diferencial (150) está integrado en la carcasa de compresor (140).

13.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** en el sistema de conductos (34, 80) de la alimentación de lubricante está prevista una válvula (92) que puede ser controlada por una diferencia de presión entre la presión (P2) en el canal de salida (72) y una presión de referencia (P1, P3) influida por una presión en el circuito de refrigerante (10) y que abre cuando el rotor helicoidal (44, 46) comprime refrigerante y cierra cuando el rotor helicoidal (44, 46) no comprime refrigerante.

14.- Compresor helicoidal según la reivindicación 1, **caracterizado porque** la presión de referencia (P1, P3) está

influida por la presión en el circuito de refrigerante (10), transmitida por la alimentación de lubricante, que actúa sobre el depósito de lubricante (32).

15.- Compresor helicoidal según la reivindicación 13 o 14, **caracterizado porque** la válvula (92) puede ser controlada por un pistón de válvula (108) sobre el que actúan por una parte el refrigerante sometido a la presión (P2) en el canal de salida (72) y, por otra parte, la presión de referencia (P1, P3).

16.- Compresor helicoidal según la reivindicación 15, **caracterizado porque** en el lado previsto para la acción de la presión de referencia (P1, P3) el pistón de válvula (108) de la válvula (92) puede ser sometido al lubricante procedente del depósito de lubricante (32) y moverse en dirección hacia su posición de cierre.

17.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones 13 a 16, **caracterizado porque** la válvula (92) presenta un asiento de válvula (98) y una disposición de válvula que comprende un cuerpo de válvula (102) y que está realizada de tal forma que cuando el cuerpo de válvula (102) está asentado sobre el asiento de válvula (98), la presión (P3) del lubricante que actúa sobre el cuerpo de válvula (102) produce una fuerza en dirección hacia la posición cerrada del cuerpo de válvula (102).

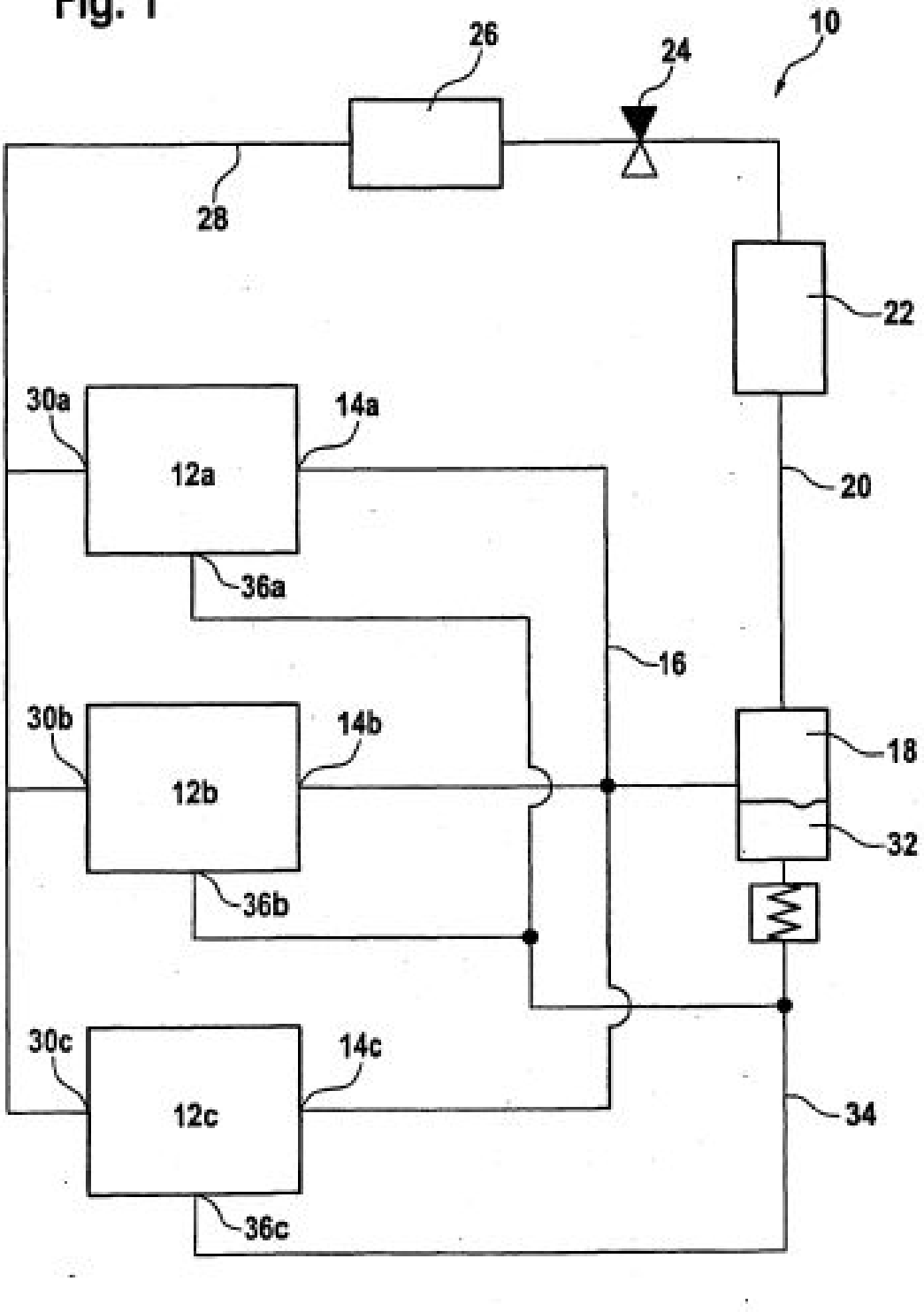
18.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones 13 a 17, **caracterizado porque** la válvula (92) está integrada en la carcasa de compresor (40) del compresor helicoidal (12).

19.- Compresor helicoidal según una de las reivindicaciones 13 a 18, **caracterizado porque** en el sistema de conductos (34, 80) para el lubricante está dispuesto un filtro de lubricante (82).

20.- Compresor helicoidal según la reivindicación 19, **caracterizado porque** el filtro de lubricante (82) está integrado en la carcasa de compresor (40) del compresor helicoidal (12).

21.- Compresor helicoidal según la reivindicación 19 o 20, **caracterizado porque** la válvula (92) está integrada en un cuerpo de tapa (94) de una carcasa de filtro de lubricante (84).

Fig. 1


26
24
10
28
22
30a
14a
12a
20
36a
16
30b
14b
18
12b
32
36b
30c
14c
12c
34
36c

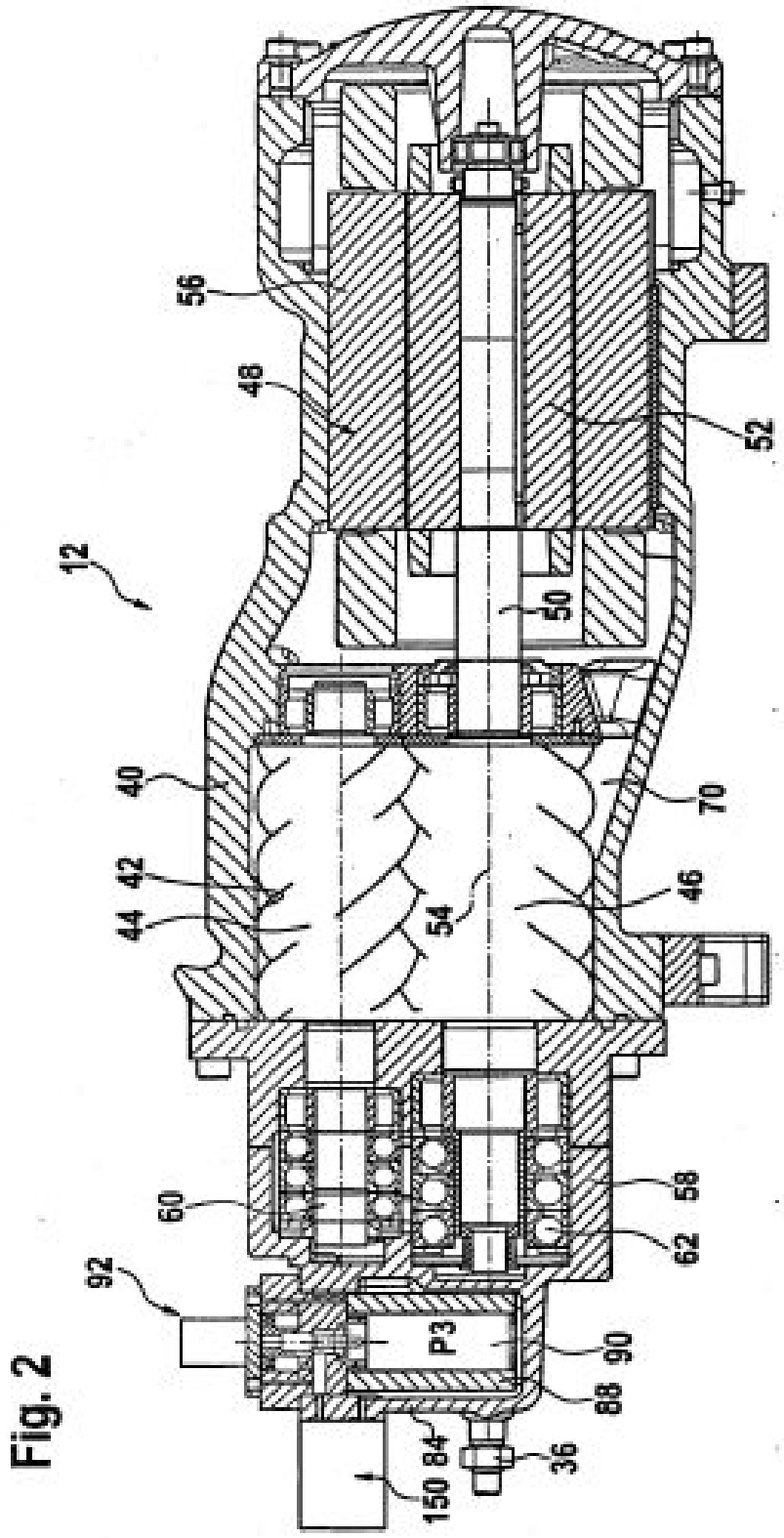


Fig. 2

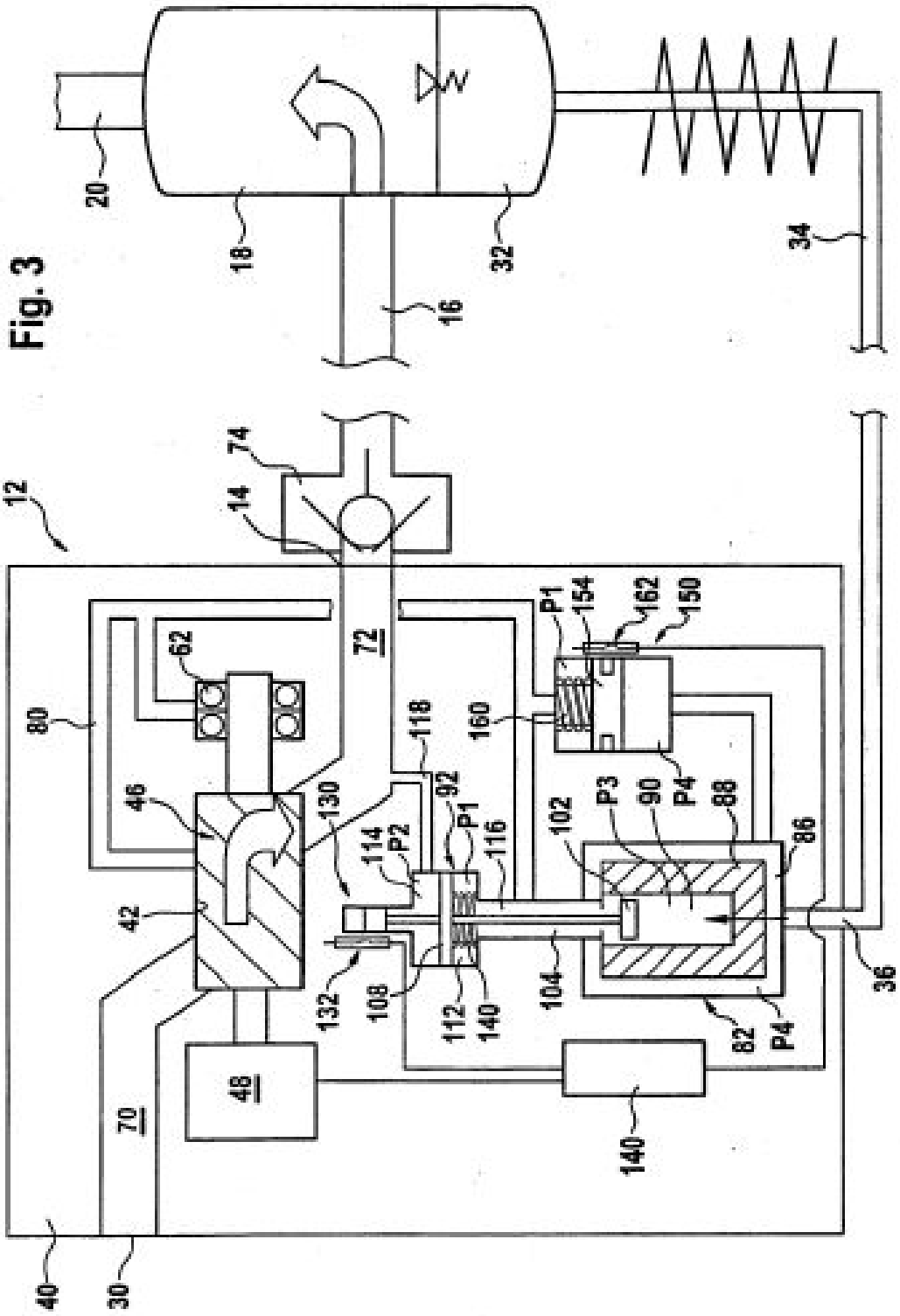

12
14
16
18
20
30
32
34
36
40
42
46
48
62
70
72
74
80
82
86
88
90
92
102
104
108
112
114
116
118
130
132
140
150
154
160
162
P1
P2
P3
P4

Fig. 3

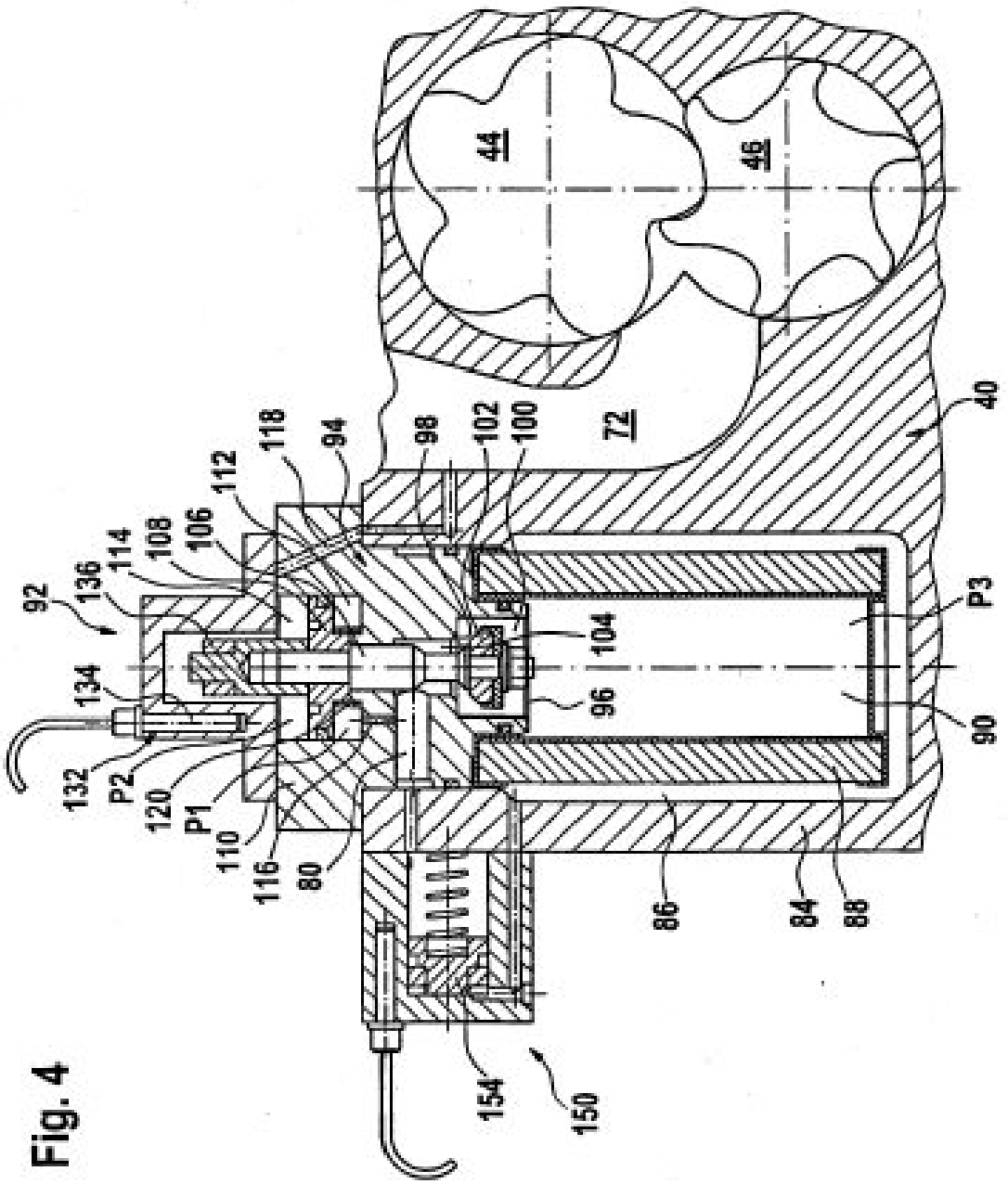

44
46
72
40
118
94
98
102
100
112
106
108
114
136
92
134
132
P2
120
P1
110
116
80
104
96
P3
90
86
84
88
154
150

Fig. 4

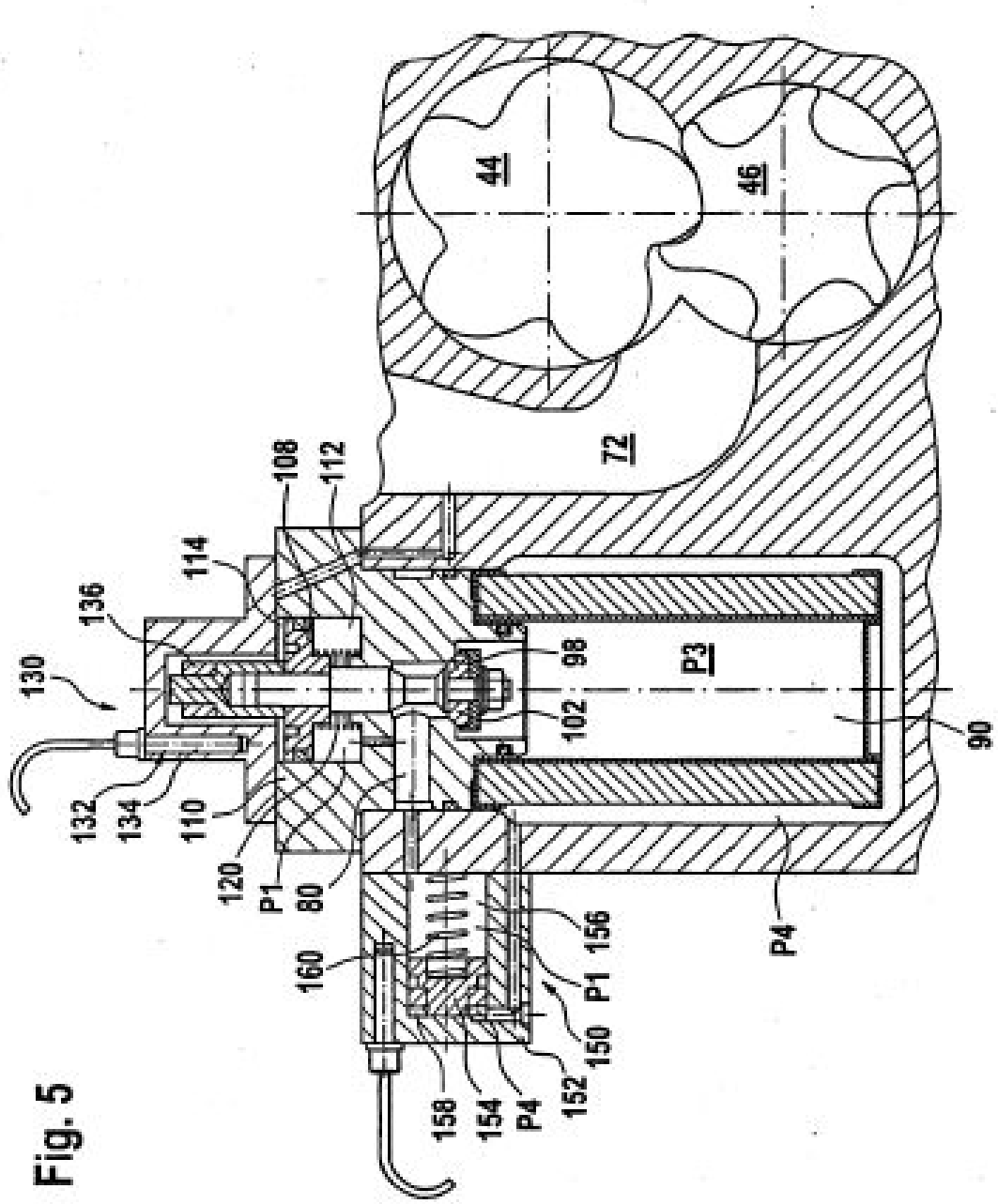

44
46
72
108
112
114
136
130
98
P3
102
90
132
134
110
120
P1
80
160
156
P1
150
152
158
154
P4
P4

Fig. 5

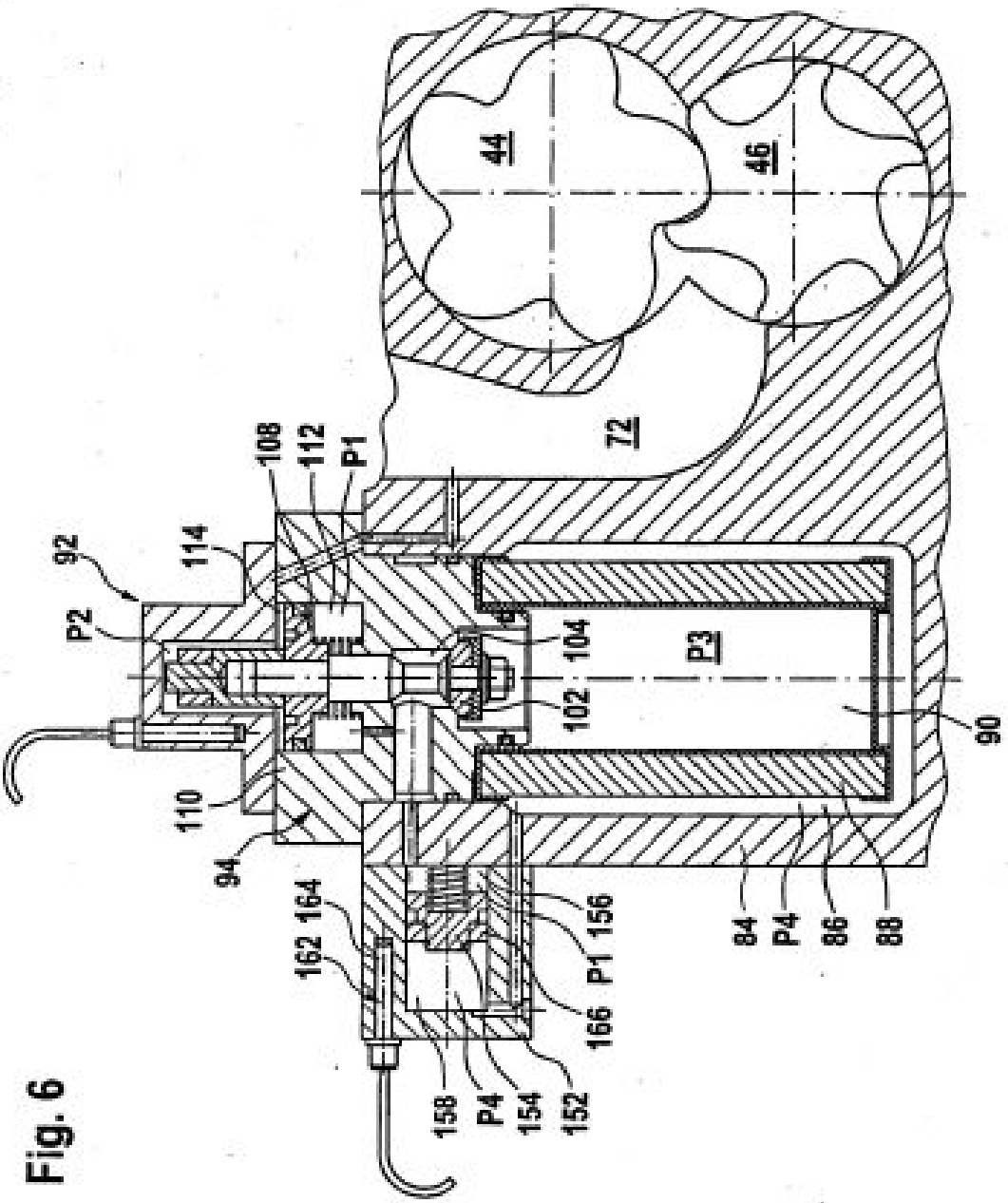

44
46
72
108
112
P1
92
114
P2
104
P3
102
90
110
94
162
164
156
P1
166
158
P4
154
152
84
P4
86
88

Fig. 6

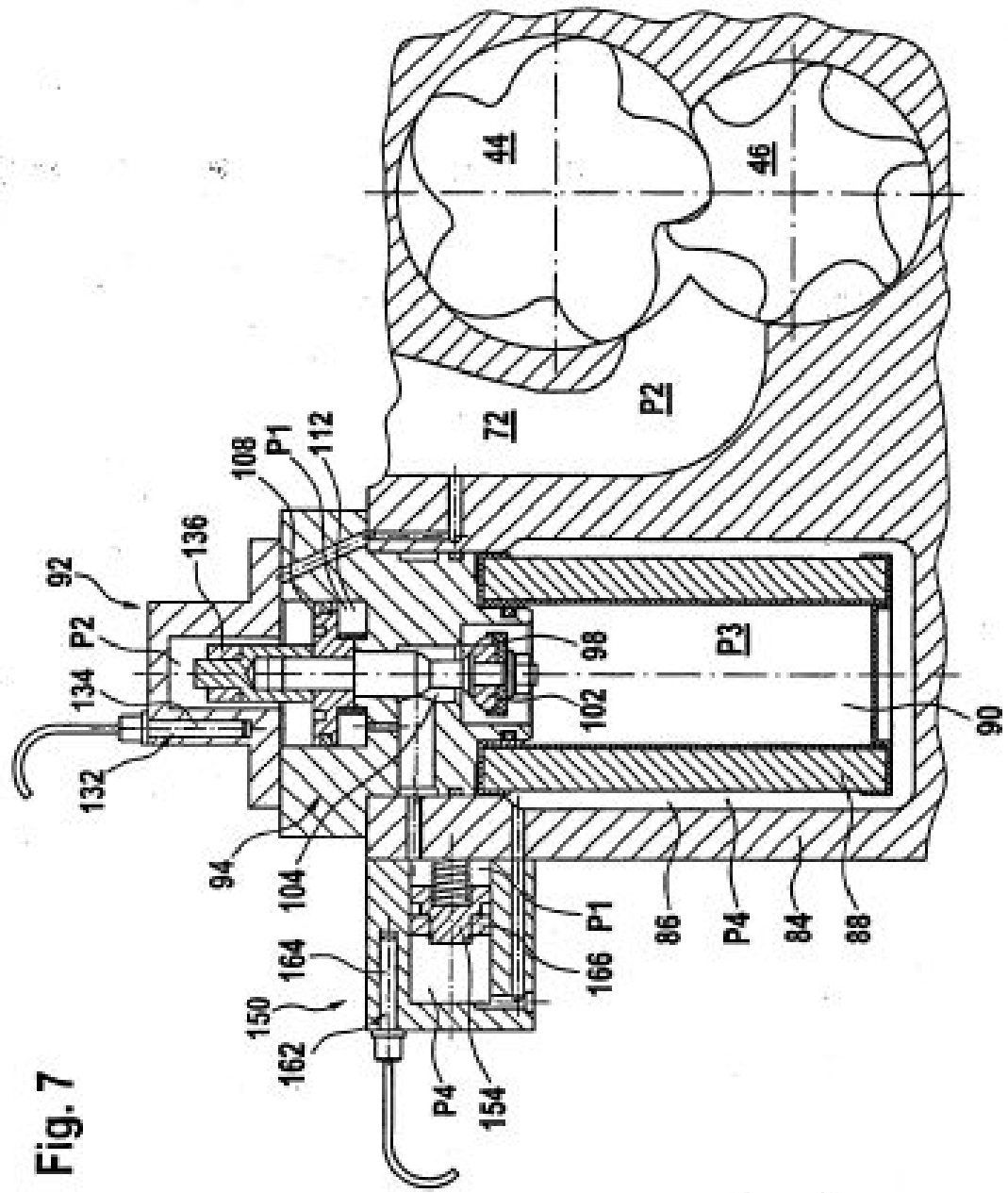

44
46
72
P2
108
P1
112
136
92
P2
134
132
98
P3
102
90
94
104
P1
86
P4
84
88
164
166
150
162
P4
154

Fig. 7