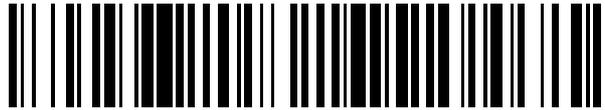


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 566 020**

51 Int. Cl.:

F04B 39/02 (2006.01)

F04B 39/12 (2006.01)

F04B 53/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.11.2012 E 12813252 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **20.01.2016 EP 2781747**

54 Título: **Conjunto de pistón y cilindro de un compresor lineal aerostático**

30 Prioridad:

16.11.2011 BR PI1105479

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

08.04.2016

73 Titular/es:

**WHIRLPOOL S.A. (100.0%)
Av. das Nações Unidas, 12.995, 32º andar
Brooklin Novo
04578-000 São Paulo SP, BR**

72 Inventor/es:

**MÜHLE BRÜGGMANN, HENRIQUE y
LILIE, DIETMAR ERICH BERNHARD**

74 Agente/Representante:

ZEA CHECA, Bernabé

ES 2 566 020 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

Conjunto de pistón y cilindro de un compresor lineal aerostático.

5 La presente invención se refiere a un conjunto de pistón/cilindro de un compresor lineal para refrigeración con una disposición de rodamiento aerostático, más particularmente a las relaciones de dimensiones del conjunto con el fin de minimizar pérdidas.

Descripción de la técnica anterior

10 En general, la estructura básica de un circuito de refrigeración comprende cuatro componentes, a saber: el compresor, el condensador, el dispositivo de expansión y el evaporador. Estos elementos caracterizan a un circuito de refrigeración en el cual circula un fluido de manera que permiten reducir la temperatura de un entorno interior, eliminar el calor de este medio y desplazarlo a un entorno exterior a través de los citados elementos.

15 El fluido que circula en el circuito de refrigeración sigue generalmente esta secuencia: compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador y, de nuevo, el compresor, que caracteriza un circuito cerrado. Durante la circulación, el fluido se somete a variaciones de presión y temperatura que son responsables de alterar el estado del fluido, el cual puede encontrarse en estado gaseoso o líquido.

20 En un circuito de refrigeración, el compresor actúa como corazón del sistema de refrigeración, creando el flujo de fluido de refrigeración a lo largo de los componentes del sistema. El compresor eleva la temperatura del fluido de refrigeración a través del aumento de la presión en el interior y fuerza la circulación de este fluido en el circuito.

25 De este modo, la importancia de un compresor en un circuito de refrigeración es innegable. Existen varios tipos de compresores aplicados a sistemas de refrigeración, y en el ámbito de la presente invención la atención se centrará solamente en los compresores lineales.

30 Debido al movimiento relativo entre el pistón y el cilindro, es necesario proporcionar al pistón una disposición de rodamiento. Esta disposición de rodamiento consiste en la presencia de un fluido en la holgura que existe entre el diámetro exterior del pistón y el diámetro interior del cilindro, impidiendo el contacto entre ellos y el consiguiente desgaste prematuro del pistón y/o el cilindro. La presencia de fluido entre dichos dos componentes sirve también para disminuir el rozamiento entre ellos, lo que provoca que la pérdida mecánica del compresor sea menor.

35 Una de las maneras de proporcionar al pistón una disposición de rodamiento es por medio de cojinetes aerostáticos, que consisten esencialmente en la creación de una disposición de rodamiento de gas entre el pistón y el cilindro con el fin de evitar el desgaste entre estos dos componentes. Una de las razones para utilizar este tipo de disposición de rodamiento se justifica por el hecho de que presenta un coeficiente de rozamiento mucho menos viscoso que cualquier otro aceite, lo que contribuye a hacer que la energía consumida en la disposición de rodamiento
40 aerostático sea mucho menor que la del aceite de lubricación, obteniéndose de este modo un mejor rendimiento del compresor. Una ventaja que resulta de la utilización del propio gas de refrigeración como fluido lubricante es la ausencia del sistema de bombeo de aceite. Tal compresor es conocido de WO 2004/106737.

45 En las figuras 1 y 2 de esta memoria es posible apreciar que el mecanismo de compresión de gas se lleva a cabo a través del movimiento axial y de oscilación de un pistón en el interior de un cilindro. En la parte superior del cilindro se encuentra la cabeza, que, junto con el pistón y el cilindro, forma la cámara de compresión. En la cabeza se encuentran colocadas las válvulas de descarga y de aspiración, que regulan la entrada y salida de gas en el cilindro. A su vez, el pistón es accionado por un actuador que permanece conectado al motor lineal del compresor.

50 El pistón del compresor accionado por el motor lineal tiene la función de desarrollar un movimiento lineal alterno, haciendo que el movimiento del pistón en el interior del cilindro ejerza una acción de compresión del gas admitido por la válvula de aspiración, hasta que se encuentra en una posición para ser descargado al lado de alta presión a través de la válvula de descarga.

55 Para el correcto funcionamiento de una disposición de rodamiento aerostático, es necesario el uso de un limitador de flujo entre la zona de alta presión que implica el cilindro externamente y la holgura entre el pistón y el cilindro. Esta restricción sirve para controlar la presión en la zona de la disposición de rodamiento y para restringir el flujo de gas.

60 Entre las diversas soluciones posibles, es habitual emplear el propio gas del circuito de refrigeración para proporcionar una disposición de rodamiento aerostático del pistón. De esta manera, todo el gas utilizado en la disposición de rodamiento representa una pérdida en la eficiencia del compresor, ya que el gas se desvía de su función original, que es la generación de frío en el evaporador del sistema de refrigeración. Por lo tanto, es deseable

que el caudal de gas empleado en la disposición de rodamiento sea tan bajo como sea posible con el fin de no poner en peligro el rendimiento del compresor.

5 Para que el funcionamiento de un compresor de refrigeración sea eficiente, todas las pérdidas características de este tipo de equipos deben mantenerse lo más bajas posible, tal como por ejemplo, pérdidas mecánicas (rozamiento entre componentes), pérdidas eléctricas (aparición de corrientes parásitas, resistencia al paso de corriente del motor) o pérdidas termodinámicas (fugas, flujo de calor no deseado). Respecto a la compresión de gas, para que el rendimiento del compresor sea elevado, es necesario que todo el trabajo llevado a cabo en el gas deba ser empleado en el sistema de refrigeración. Por esta razón, cualquier tipo de fuga o fenómeno que provoque la pérdida de gas después de la compresión de este último no es deseable.

15 De todos modos, siempre habrá fugas, puesto que, con el fin de proporcionar una disposición de rodamiento, debe haber presente gas entre las paredes del cilindro y las paredes del pistón. Sin embargo, la lógica de la eficiencia requiere que las fugas de gas se mantengan lo más bajas posible con el fin de que no afecte significativamente al rendimiento del compresor.

20 Las principales fuentes de fugas en un compresor son las válvulas de descarga y las válvulas de aspiración y la holgura entre el pistón y el cilindro. El espacio entre el pistón y el cilindro se denominará en lo sucesivo holgura perimetral.

25 Para una mejor comprensión de los fenómenos que provocan una disminución de la eficiencia del compresor, la zona entre la parte superior del pistón y la cabeza del cilindro se denomina cámara de compresión, y es allí donde se producen las elevadas presiones en el gas. La zona que se encuentra entre la parte inferior del pistón y la parte de cilindro opuesta a la cabeza se denomina zona de baja presión.

30 En los compresores lineales que hacen uso de la disposición de rodamiento aerostático se producen dos fenómenos relacionados con las fugas de gas, que será el objeto de observación para la comprensión de la presente tecnología.

30 Fugas

35 El fenómeno de fugas se define por la cantidad de gas que circula entre la zona de alta presión (por encima de la parte superior del pistón) y la zona de baja presión (por debajo de la parte inferior del pistón), a través de la holgura perimetral. Este fenómeno de fugas siempre se produce cuando el pistón se encuentra en la fase de compresión, es decir, moviéndose hacia la cabeza. Cuando se produce este movimiento del pistón, el gas se comprime hasta una presión de descarga (P_d) a través de la holgura perimetral, a lo largo de la longitud de holgura (C_f), llegando a la zona de presión de aspiración (P_s) situada en el lado opuesto de la cámara de compresión. Cabe señalar que este gas no sale del compresor hacia el sistema de refrigeración para desempeñar el papel principal, que es la generación de frío.

40 Irreversibilidad

45 Para la termodinámica, la irreversibilidad es una característica de todos los procesos reales y sus fuentes son los procesos disipativos. Los sistemas provistos de disposiciones de rodamiento aerostático experimentan el fenómeno de la irreversibilidad en la compresión, provocado por la presencia de una pequeña parte de gas en la holgura que existe entre el cilindro y el pistón. La irreversibilidad puede entenderse como la pérdida de energía resultante del flujo de la pequeña parte de gas dentro y fuera de la holgura perimetral.

50 Teniendo en cuenta la tecnología de compresores lineales provistos de disposiciones de rodamiento, una pérdida de carga está siempre asociada a un flujo de gas, que inevitablemente consume energía, viéndose afectado negativamente el compresor por este fenómeno de irreversibilidad.

Los problemas

55 Para una mejor comprensión de las repercusiones de las fugas y los fenómenos de irreversibilidad, la figura 5 muestra unos resultados experimentales que relacionan la potencia consumida por los citados dos efectos en función de la holgura entre el pistón y el cilindro. Debe tenerse en cuenta que las pérdidas debidas a la irreversibilidad y las fugas se producen simultáneamente.

60 La gráfica de la figura 5 no deja ninguna duda acerca de la magnitud de la pérdida de eficiencia, ya que la variación en la dimensión entre el pistón y el cilindro del orden de $5\mu\text{m}$ implica una pérdida de potencia del orden de 2W-10W, es decir, contra mayor es la holgura en el conjunto de pistón/cilindro, mayor es la pérdida de potencia asociada.

Por lo tanto, no hay duda de que la tecnología de compresores lineales provistos de casquillos aerostáticos requiere tener una solución que inhiba la mayor pérdida de eficiencia energética debido a la holgura perimetral.

5 Por lo tanto, en la actualidad no hay compresores lineales provistos de rodamientos aerostáticos capaces de reducir de manera efectiva la pérdida de eficiencia debido al uso de gas de refrigeración para proporcionar al pistón una disposición de rodamiento. En otras palabras, la presente invención logra alcanzar una relación geométrica y dimensional diseñada para inhibir la pérdida de eficiencia al disponer la disposición de rodamiento reduciendo la holgura perimetral específica, así como al proporcionar una solución de fácil implementación productiva, garantizando beneficios para el usuario final y, mediante el resultado de una mejor eficiencia energética, para el medio ambiente.

Objetivos de la invención

15 Por lo tanto, un objetivo de la presente invención es minimizar las pérdidas de eficiencia que se producen en el gas de un compresor lineal provisto de una disposición de rodamiento aerostático.

También es un objetivo de la presente invención proporcionar una separación entre el conjunto pistón/cilindro con el fin de disminuir la holgura donde existe una mayor densidad de gas que no se emplea en el proceso de enfriamiento.

20 Otro objetivo de la presente invención es proporcionar una relación dimensional y de la forma en el conjunto pistón/cilindro con el fin de garantizar una máxima eficacia de un compresor lineal provisto de una disposición de rodamiento aerostático.

Breve descripción de la invención

25 La invención se define por las reivindicaciones adjuntas.

30 Los objetivos de la presente invención se consiguen por medio de un conjunto pistón/cilindro, estando situado el pistón de manera desplazable en el interior del cilindro, moviéndose el pistón entre un punto muerto superior y un punto muerto inferior, en el que existe una holgura perimetral entre la pared interior del cilindro y la pared exterior del pistón para proporcionar al pistón una disposición de rodamiento aerostático, en el que la holgura perimetral mínima se produce en la parte superior del pistón cuando el pistón se encuentra en su punto muerto superior, y un compresor lineal que comprende el conjunto de pistón/cilindro descrito.

35 Los objetivos de la presente invención también se consiguen por medio de un conjunto de pistón/cilindro para un compresor lineal, estando situado el pistón de manera desplazable en el interior del cilindro, desplazándose el pistón entre una parte de alta presión y una parte de baja presión, teniendo la parte de alta presión una mayor densidad de gas que la parte de baja presión, definiéndose una holgura perimetral entre la pared interior del cilindro y la pared exterior del pistón para proporcionar al pistón una disposición de rodamiento aerostático con gas, variando la dimensión de la holgura perimetral de manera inversamente proporcional respecto a la densidad del gas en la holgura perimetral.

Breve descripción de los dibujos

45 La presente invención se describirá ahora con mayor detalle con referencia a ejemplos de realización representados en los dibujos. Las figuras muestran:

50 La figura 1 es una vista en sección de un compresor lineal provisto de una disposición de rodamiento aerostático de la técnica anterior.

La figura 2 es una vista en sección de un compresor lineal provisto de una disposición de rodamiento aerostático de la técnica anterior que muestra las presiones de gas.

La figura 3 es una vista en sección de un compresor lineal provisto una disposición de rodamiento aerostático de la técnica anterior que muestra las presiones de gas en el instante i).

55 La figura 4 es una vista en sección de un compresor lineal provisto una disposición de rodamiento aerostático de la técnica anterior que muestra las presiones de gas en el instante ii).

La figura 5 es una gráfica de pérdida de potencia debido a la holgura entre el cilindro y el pistón.

La figura 6 es una gráfica del perfil de presión en la holgura pistón/cilindro en función de la presión, la posición y el tiempo.

60 La figura 7 es una gráfica de los flujos de gas-masa en la holgura pistón/cilindro en la zona de la parte superior y la parte inferior del pistón.

La figura 8 es una gráfica de los flujos de gas-masa en la holgura pistón/cilindro en la zona superior del pistón.

La figura 9 es una gráfica de los flujos de gas-masa en la holgura pistón/cilindro en la zona de la parte inferior del pistón.

La figura 10 es una vista en sección de un conjunto de pistón/cilindro que presenta una solución eficaz.

La figura 11 es una vista en sección de una posible realización del conjunto de pistón/cilindro de la presente invención.

La figura 12 es una vista en sección de una posible realización del conjunto de pistón/cilindro de la presente invención.

La figura 13 es una vista en sección de una posible realización del conjunto de pistón/cilindro de la presente invención.

La figura 14 es una vista en sección de una posible realización del conjunto de pistón/cilindro de la presente invención.

Descripción detallada de las figuras

La presente invención propone un avance tecnológico en el conjunto de pistón/cilindro de compresores lineales con disposición de rodamiento aerostático, tanto en la eficiencia energética como en el proceso productivo.

De acuerdo con el principio de funcionamiento de un circuito de refrigeración y tal como se muestra en la figura 1, preferiblemente, el mecanismo de compresión de gas se produce por el movimiento axial y de oscilación de un pistón 1 en el interior de un cilindro 2. En la cabeza 3, se posiciona la válvula de descarga 5 y la válvula de aspiración 6, que regulan la entrada y salida de gas en/fuera del cilindro 2. Debe observarse que el pistón 1 se acciona por medio de un actuador 7 conectado al motor del compresor lineal, y este último no es objeto de más explicaciones en este documento.

El pistón 1 de un compresor, cuando es accionado por el motor lineal, tiene la función de desarrollar un movimiento lineal alterno, proporcionando un movimiento del pistón 1 en el interior del cilindro 2 que ejerce una compresión del gas admitido por la válvula de aspiración 6 en la medida en que el gas puede descargarse al lado de alta presión a través de la válvula de descarga 5.

El cilindro 2 está montado dentro del bloque 8, y una cubierta 9 con el pasador de descarga 10 y el pasador de aspiración 11, que conectan el compresor al resto del sistema.

Tal como se ha indicado anteriormente, el movimiento relativo entre el pistón 1 y el cilindro 2 requiere la disposición de rodamientos del pistón 1, que consiste en la presencia de un fluido en la holgura perimetral 12 entre las dos paredes, con el fin de separarlas durante el movimiento. Una ventaja de utilizar el propio gas como líquido lubricante es la ausencia de un sistema de bombeo de aceite.

Preferiblemente, el gas utilizado para la disposición de rodamiento puede ser el propio gas que bombea el compresor y demandado en el sistema de refrigeración. En este caso, el gas se desvía, después de la compresión, desde la cámara de descarga 13, desde la cubierta 9 a través del canal 14, a la zona de presión 15 alrededor del cilindro 2, en la que la zona presurizada 15 está formada por el diámetro exterior del cilindro 2 y el diámetro interior del bloque 8.

Desde la zona presurizada 15 el gas pasa a través de los limitadores 16, 17, 18, 19 insertados en la pared del cilindro 2 hacia la holgura perimetral 12 existente entre el pistón 1 y el cilindro 2, formando un amortiguador de gas que impide el contacto entre el pistón 1 y el cilindro 2.

Con el fin de restringir el flujo de gas entre la zona presurizada 15 y la holgura perimetral 12, es necesario utilizar un limitador 16, 17, 18, 19. Esta restricción sirve para controlar la presión en la zona de la disposición de rodamiento y para restringir el flujo de gas, ya que todo el gas utilizado en la disposición de rodamiento representa una pérdida de eficacia del compresor, puesto que la función principal del gas es ser enviado al sistema de refrigeración y generar frío. Por lo tanto, debe señalarse que el gas desviado a la disposición de rodamiento debe ser tan poco como sea posible con el fin de no poner perjudicar la eficacia del compresor.

Con el fin de mantener el equilibrio del pistón 1 en el interior del cilindro 2, son necesarios preferiblemente por lo menos tres limitadores 16, 17, 18, 19 en una determinada sección del cilindro 2 y son necesarias por lo menos dos zonas del limitador 16, 17, 18, 19 en el cilindro 2. Los limitadores deben estar en una posición tal que, incluso con el movimiento de oscilación del pistón 1, los limitadores 16, 17, 18, 19 nunca queden descubiertos, es decir, el pistón 1 no salga de la zona de actuación del limitador 16, 17, 18, 19.

La figura 2 presenta la información relativa a las expresiones existentes dentro del conjunto cilindro/pistón 1. El instante de la figura 2 corresponde a un movimiento de compresión de gas efectuado por el pistón 1. En este

instante hay una presión de descarga de gas que es mucho mayor que la presión que existe en la zona opuesta del pistón 1.

5 Para una mejor comprensión de los fenómenos que suponen la disminución de la eficiencia del compresor, la zona entre la parte superior del pistón 1 y la cabeza del cilindro 3 se denominará zona de alta presión. La cabeza del pistón cilindro 3 se denominará zona de baja presión.

10 A su vez, cuando la parte superior del pistón 1 se encuentra en el punto más cercano a la cabeza del cilindro 3, esto se denomina punto muerto superior (TDE/PMS) y cuando la parte superior del pistón 1 se encuentra en el punto más alejado de la cabeza del cilindro 3 esto se denomina (LDE/PMI). Por lo tanto, el pistón 1 se desplaza en un movimiento lineal entre el punto muerto superior (TDE/PMS) y el punto muerto inferior (LDE/PIM).

15 Es evidente que la presión de gas en el momento de la compresión será mayor en la zona de alta presión. Este gas fluye hacia la holgura perimetral 12, definida por la diferencia entre el diámetro del pistón (Pd/Dp) y el diámetro del cilindro (Cd/Dc), recorriendo toda la longitud de la holgura (Cf) que, en este caso, corresponde a la longitud del pistón 1. Para una mejor definición de la invención, a los efectos de las expresiones existentes en la holgura perimetral 12, debe entenderse que la parte superior de la holgura perimetral 12 y la parte inferior de la holgura perimetral 12 varían en toda la holgura (Cf).

20 Tal como ya se ha demostrado, el tamaño de las holguras entre el pistón 1 y el cilindro 2 implica una pérdida de eficiencia del compresor en una relación considerablemente elevada. Con el fin de evaluar la mejor solución, debe detectarse cuál de los factores de fuga e irreversibilidad tiene más influencia en la pérdida de eficiencia. Para este fin utilizamos modelos teóricos.

25 De todos modos, antes de la explicación sobre el resultado de la simulación, es necesario comentar algunas características en el comportamiento de un gas. Así, el intercambio de calor de un refrigerador se basa en la "Ecuación General de los Gases Perfectos", que demuestra que en una masa gaseosa los volúmenes y las presiones son directamente proporcionales a sus temperaturas absolutas e inversamente proporcionales entre sí.

30 Además, es necesario sintetizar algunas características en el flujo de gas, que se establece por la holgura perimetral 12:

- como en el caso para cualquier fluido, el flujo de gas dentro de la holgura presenta una pérdida de carga;
- el gas es un fluido compresible, de manera que la pérdida de carga hace que la presión del gas varíe por toda la holgura y, en consecuencia, varíe su densidad;
- el perfil de presiones, consecuentemente la densidad del gas, en la holgura perimetral 12 a lo largo de la longitud del pistón, adopta diferentes formas dependiendo del instante del ciclo de compresión.

40 De acuerdo con las características descritas, se consideraron dos instantes diferentes para la elaboración de un modelo teórico. El instante 1 corresponde a la figura 3 y se produce cuando el pistón se encuentra en su punto muerto superior. A su vez, el instante 2 corresponde a la figura 4 y se produce en el momento en que el pistón 1 se encuentra al principio de su movimiento de aspiración.

45 La figura 6 muestra el perfil de presiones en la holgura perimetral en función de la presión, la posición y el tiempo del pistón 1 respecto al cilindro 2. Esta gráfica muestra que un ciclo de movimiento de oscilación del pistón 1 corresponde con el eje X, y es posible identificar, aproximadamente 150 ms, los instantes 1 y 2, la línea de puntos (véase indicaciones i1 e i2). La variación creciente en el eje Y corresponde a una posición a lo largo de la holgura del cilindro 2 con el pistón 1. Por último, el aumento de la presión corresponde al aumento en el eje Z. Esta gráfica permite considerar que:

- i) en el instante 1 (i1), el perfil de presiones a lo largo del pistón 1 y el mínimo en la zona de base del pistón 1; en otras palabras, la presión en la parte inferior es siempre mínima, independientemente de la presión en la parte superior del pistón 1;
- ii) en el instante 2 (i2), el perfil de presiones a lo largo de la holgura perimetral 12 (línea de puntos) tiene su valor máximo en la zona central de la holgura perimetral 12, con la presión mínima en la parte inferior y una presión intermedia en la parte superior de la holgura perimetral 12.

60 El flujo de masa de gas a través de la holgura perimetral 12 entre el pistón 1 y el cilindro 2 se comporta, en cada momento, de acuerdo con el perfil de presiones mostrado en la figura 6 y la densidad del gas en toda la holgura 12. El diagrama de la figura 7 muestra los flujos de masa en la zona inferior y superior del pistón 1 a lo largo del tiempo equivalente a una oscilación del pistón 1, indicándose también los instantes 1 y 2 (i1 e i2) ya mencionados en la gráfica de la figura 6.

La gráfica de la figura 7 muestra que el flujo que sale de la cámara de compresión 4 se corresponde con el flujo de masa negativo, es decir, en la zona superior (TP) o en la zona inferior (BP) del pistón 1. Un flujo positivo representa el gas que vuelve a la cámara de compresión 4.

- 5 Puede observarse que, durante la mayor parte del tiempo, el flujo de masa en la parte superior del pistón 1 es diferente del de flujo de masa en la parte inferior. Puede notarse, además, que, por la zona inferior de la holgura perimetral 12, hay una fuga constante de gas (línea de puntos de valores negativos), además de que su flujo de masa varía un poco durante la oscilación del pistón 1.
- 10 La línea continua que corresponde al flujo de masa en la holgura perimetral 12 en la zona superior del pistón 1 muestra que el gas sale de la cámara de compresión 4 y entra en la holgura perimetral 12 durante un cierto período de tiempo (flujo de masa negativo - línea continua por debajo del eje de abscisas).
- 15 Además, en el inicio del movimiento de aspiración, el gas que ha quedado en la holgura perimetral 12 se devuelve a la cámara de compresión 4. Dicha presión, en la dirección opuesta a la presión de aspiración (P_s), que entra en la cámara de compresión 4 a través de la válvula de aspiración 6, afecta a la entrada del gas a la cámara de compresión 4, interfiriendo de este modo con el rendimiento del compresor.
- 20 Examinando atentamente las figuras 3 y 4, que corresponden a los instantes 1(i1) y 2(i2), respectivamente, a la luz de las gráficas de las figuras 6 y 7 puede apreciarse que en el instante 1(i1) el pistón se encuentra en el punto muerto superior (PMS), donde existe el flujo de masa más elevado ($2,8E-10$ kg/s) que sale de la cámara de compresión 4 y entra en la holgura perimetral 12 en la zona superior del pistón 1, siendo la fuga a través de la zona inferior del pistón 1 de $0,04E-10$ k/s.
- 25 Para el instante 2 el mayor flujo, de aproximadamente $1,2E-10$ kg/s, se produce en el retorno de gas en la zona superior de la holgura perimetral 12 a la cámara de compresión 4. En el mismo instante, la fuga a través de la parte inferior es del orden de $0,094E-10$ kg/s.
- 30 En otras palabras, para ambos instantes 1 y 2, el flujo de masa de gas con alta densidad (GAD) se produce en la zona superior de la holgura perimetral 12, produciéndose los flujos de gas con baja densidad (GBD) en la zona inferior de la holgura perimetral 12.
- 35 Los diagramas de las figuras 8 y 9 muestran por separado las mismas curvas representadas en el diagrama de la figura 7. Observando la figura 8, que representa el flujo de masa en la zona superior del pistón, se concluye que la masa de gas por ciclo del compresor que va a la holgura perimetral 12 es equivalente a la zona entre la parte negativa de la curva de flujo de masa y el eje de abscisas (eje xx). A su vez, además para la figura 8 la masa de gas que vuelve a la cámara de compresión 4 a través de la parte superior de la holgura perimetral 12 es equivalente a la parte de la gráfica representada por encima del eje de abscisas.
- 40 La diferencia entre estas dos cantidades de masa, o gráficamente, la diferencia entre las áreas por encima y por debajo del eje de abscisas de la figura 8, corresponde a la masa de gas equivalente a la fuga de gas a través de la parte inferior del pistón 1, y esta última, a su vez, está representada por el área llena de la gráfica de la figura 9.
- 45 Por lo tanto, puede concluirse que de todo el gas que entra en la holgura perimetral 12 entre el pistón 1 y el cilindro 2, poco se escapará a través de la zona inferior en forma de fugas. La mayor parte del gas se desplaza entre la holgura perimetral 12 y la cámara de compresión 4.
- 50 Por lo tanto, la mayor parte de la potencia perdida debido a la holgura perimetral 12 existente entre el pistón 1 y el cilindro 2 que se muestra en la figura 5 proviene del efecto de irreversibilidad, no del efecto de fuga.
- 55 Las densidades de gas más altas se producen en la zona superior del pistón 1 cuando este último se encuentra más cerca de la cabeza 3, debido al hecho de que las altas presiones en esta zona son capaces de comprimir el gas en un volumen más pequeño.
- 60 En base a la identificación de la zona del conjunto pistón-1/ cilindro-2 responsable de la mayor pérdida de eficiencia de la compresión, es posible conseguir una solución de alta eficiencia energética, que es el centro de la presente invención.
- La manera de reducir el efecto de irreversibilidad causado por la holgura entre el pistón 1 y el cilindro 2 es mantener la holgura tan pequeña como sea posible, de modo que aquí será menor el volumen disponible para la acumulación de gas a alta presión en la holgura perimetral 12 durante la fase de compresión. De esta manera, es posible establecer un flujo de gas más pequeño entre la cámara de compresión 4 y la holgura perimetral 12.

Sin embargo, la disminución de la holgura perimetral 12 entre el pistón 1 y el cilindro 2 encuentra sus límites en los límites de presión del proceso de fabricación (procesos de mecanizado) que se utiliza para realizar el pistón 1 y el cilindro 2.

5

Como norma, la holgura perimetral entre el pistón 1 y el cilindro 2 puede ser como sigue: contra menor sean los errores de la cilindridad en la superficie exterior del pistón 1 y la superficie interior del cilindro 2 menor será la holgura. En la actualidad, esta holgura en los compresores de refrigeración es de aproximadamente unas pocas micras.

10

Adicionalmente, hay que señalar que el error de la cilindridad obtenida en piezas como pistones 1 y cilindros 2 depende de la longitud de las superficies cilíndricas, es decir, de la longitud del pistón 1 y el cilindro 2. La relación se establece de manera que, contra mayor sea la longitud de la pieza, mayor es la cilindridad que presenta. Por lo tanto, una opción de reducir el error de cilindridad para permitir reducir la holgura perimetral 12 podría ser simplemente reducir la longitud del pistón 1 y/o el cilindro 2.

15

La figura 10 muestra un conjunto de pistón/cilindro con una gran holgura en la zona superior del pistón 1 debido al elevado error de cilindridad del cilindro.

20

La disminución de la longitud del pistón 1 y el cilindro 2, sin embargo, no resulta adecuada para compresores que utilizan cojinetes aerostáticos en lugar de aceite lubricante, ya que necesitan un pistón 1 y cilindro 2 más largos, de manera que los cojinetes aerostáticos proporcionarán el apoyo necesario para el pistón 1, evitando el contacto entre el conjunto pistón 1/cilindro; de otro modo, el conjunto se vería sometido a un desgaste prematuro y, en consecuencia, a una pérdida de eficiencia.

25

El problema a resolver por la presente invención es, por lo tanto, uno que es exclusivo de compresores que utilizan cojinetes aerostáticos. Por una parte, existen las dificultades mencionadas en el párrafo anterior y, por otra parte, solamente los compresores con cojinetes aerostáticos presentan una holgura perimetral 12 a través de la cual fluye el gas de refrigeración.

30

Dado que no era posible reducir la longitud del pistón 1 y el cilindro 2 para lograr una reducción de los errores de cilindridad, debido a las cuestiones de estabilidad y la disposición de rodamiento del pistón 1 en el cilindro 2, se ha encontrado una solución que permite lograr el efecto de un pistón 1 o cilindro 2 más corto. Esta solución se traduce en un descenso de la holgura perimetral 12 entre el pistón 1 y el cilindro 2 sin necesidad de reducir la longitud de una de las partes del conjunto pistón/cilindro.

35

De acuerdo con lo que se ha demostrado mediante los resultados de los modelos teóricos, contra más pequeña sea la holgura perimetral 12 posible más necesaria y beneficiosa es más cerca de la zona superior del pistón 1, es decir, cuanto más cerca de la zona del pistón 1 se lleve a cabo la reducción de la holgura perimetral 1, mayor es el efecto de reducción de la irreversibilidad, puesto que es en esta zona donde tienen lugar los mayores flujos de gas-masa que entran y salen de la holgura perimetral 12.

40

No es necesario reducir la holgura perimetral 12 a lo largo de la longitud de holgura (Cf), ni durante todo el ciclo de movimiento oscilatorio del pistón 1, más bien en el momento en que se producen las presiones cerca de la presión de descarga en la cámara de compresión 4, es decir, cuando el pistón 1 se encuentra cerca de la cabeza 3.

45

A este respecto, el problema de la holgura perimetral 12 pueden resolverse utilizando una holgura en la zona superior del pistón 1 más pequeña que en la zona inferior del pistón 1.

50

Preferiblemente, pero no obligatoriamente, una solución de la presente invención para la irreversibilidad es mediante el uso de componentes (pistón y/o cilindro) con una sección transversal variable, con el fin de crear una parte específica en la que la distancia se reduzca de manera efectiva. Estas zonas tienen unas longitudes que son bastante menores que las longitudes de los propios componentes y, por esta razón, presentarán menores errores de cilindridad que en los componentes internos.

55

Por lo tanto, la holgura entre el pistón 1 y el cilindro 2 puede reducirse exclusivamente en estas zonas.

60

Las figuras 11 a 14 muestran posibles realizaciones del conjunto de pistón/cilindro que garantizan una mejor eficiencia del compresor. El pistón 1, debido a su menor diámetro inferior, permite un aumento de la holgura en la parte inferior del conjunto pistón/cilindro y la consiguiente reducción de la holgura superior del pistón 1.

Hay que señalar que cualquiera que sea la solución la holgura en la parte superior del pistón 1 es siempre menor que en cualquier otra zona del conjunto pistón/cilindro. Adicionalmente, contra más cerca se encuentre el pistón 1 de la cabeza 3 más pequeña es la holgura perimetral.

5 Las figuras 11 a 14 muestran que pueden encontrarse soluciones en las que el diámetro inferior del pistón 1 se reduzca respecto al resto de su cuerpo (figura 11). El mismo resultado puede lograrse a través de una o más secciones variables del pistón 1 y el cilindro 2, a la vez que se obtiene una holgura perimetral 12 que es reducida en la zona superior del conjunto de pistón/cilindro.

10 Las figuras 12 y 13 muestran posibles realizaciones geométricas del conjunto pistón 1/cilindro 2 que hacen uso de dos secciones diferentes en uno de los elementos pistón 1 o cilindro 2 con el objetivo de reducir la holgura perimetral 12 a medida que el pistón 1 se acerca a la parte superior del cilindro 2.

15 En la figura 12, el pistón 1 presenta dos secciones diferentes, presentando la sección adyacente a la zona superior del pistón 1 un diámetro mayor que la zona adyacente a la parte inferior del pistón 1, es decir, la parte superior del pistón presenta una dimensión mayor que el resto del pistón 1. De este modo, a medida que el pistón 1 se mueve hacia la parte superior de un cilindro 2 que es ligeramente arqueado en su dirección longitudinal, la holgura diametral 12 se reduce a un mínimo cuando el pistón 1 se encuentra cerca de la parte superior del cilindro 2. Esta forma ligeramente arqueada del cilindro 2 en su dirección longitudinal puede definirse como una forma superior de
20 segmento de círculo.

La figura 13 muestra una situación análoga a la figura 12, pero esta vez es el cilindro 2 que tiene dos secciones que presentan diámetros diferentes. Naturalmente, con el fin de garantizar una menor holgura diametral 12, el cilindro 2 experimenta un estrechamiento en la sección en la parte que se encuentra situada más cerca de la parte superior del cilindro (la parte superior del cilindro 2 tiene una dimensión menor que la parte restante del cilindro 2), lo que
25 proporciona la mínima holgura diametral necesaria 12.

La figura 14 muestra otra de estas posibles realizaciones, que pueden conseguirse por medio de un cilindro 2 que tiene una geometría de tipo troncocónica, donde la parte de menor diámetro se encontraría en la zona superior del cilindro 2. Por lo tanto, a medida que la parte superior del pistón 1 se acerca a la parte superior del cilindro 2, la holgura perimetral 12 se reduce.
30

La solución de la presente invención se consigue, por lo tanto, cuando se asegura una relación en la que la dimensión de la holgura perimetral 12 varía de manera inversamente proporcional respecto a la densidad del gas presente en la holgura perimetral 12.
35

Habiéndose descrito ejemplos de realización preferidos, debe entenderse que el alcance de la presente invención abarca otras posibles variaciones, las cuales están limitadas solamente por el contenido de las reivindicaciones adjuntas.
40

REIVINDICACIONES

1. Conjunto de pistón/cilindro, estando situado el pistón (1) de manera desplazable en el interior del cilindro (2), moviéndose el pistón entre un punto muerto superior (TDC/PMS) y un punto muerto inferior (BDC/PMI), existiendo una holgura perimetral (12) entre una pared interior del cilindro (2) y una pared exterior del pistón (1) para una disposición de rodamiento aerostático (1), en el que
- 5
- existe una holgura perimetral mínima (12) en la parte superior del pistón (1) cuando el pistón (1) se encuentra en su punto muerto superior (TDC/PMS),
- 10
- estando caracterizado el conjunto por el hecho de que:
- la holgura (12) es siempre menor en la parte superior del pistón (1) que en cualquier otra zona del conjunto de pistón/cilindro.
- 15
2. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la holgura perimetral (12) es variable desde el punto muerto inferior (BDC/PMI) al punto muerto superior (TDC/PMS).
3. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con las reivindicaciones 1 y 2, caracterizado por el hecho de que contra más cerca se encuentra la holgura perimetral (12) de la parte superior del pistón (1) menor es ésta.
- 20
4. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado por el hecho de que el pistón (1) presenta una sección transversal variable.
5. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado por el hecho de que el cilindro (1) presenta una sección transversal variable.
- 25
6. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado por el hecho de que la parte superior del pistón (1) presenta una dimensión mayor que la parte restante del pistón (1).
- 30
7. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado por el hecho de que la parte superior del cilindro (2) presenta una dimensión menor que la parte restante del cilindro (2).
8. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado por el hecho de que el pistón (1) es cónico.
- 35
9. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 8, caracterizado por el hecho de que el pistón (1) presenta una forma de segmento de círculo.
10. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 9, caracterizado por el hecho de que el cilindro (2) presenta una geometría de tipo troncocónica.
- 40
11. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 1 a 10, caracterizado por el hecho de que el cilindro (2) presenta forma de segmento de círculo.
- 45
12. Compresor lineal caracterizado por el hecho de que comprende un conjunto de pistón/cilindro tal como se define en las reivindicaciones 1 a 11.
13. Conjunto de pistón/cilindro para un compresor lineal, estando situado el pistón (1) de manera desplazable en el interior del cilindro (2), moviéndose el pistón entre una parte de alta presión (Pd) y una parte de baja presión (Ps), presentando la parte de alta presión (Pd) una mayor densidad de gas que la parte de baja presión (Ps), definiéndose una holgura perimetral (12) entre una pared interior del cilindro (2) y una pared exterior del pistón (1) para una disposición de rodamiento aerostático (1) con gas, estando caracterizado el conjunto por el hecho de que:
- 50
- la dimensión de la holgura perimetral (12) varía de manera inversamente proporcional respecto a la densidad del gas en la holgura perimetral (12).
- 55
14. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que el pistón (1) presenta una sección transversal variable.
- 60
15. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con las reivindicaciones 13 y 14, caracterizado por el hecho de que el cilindro (1) presenta una sección transversal variable.

16. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con las reivindicaciones 13 a 15, caracterizado por el hecho de que la parte superior del pistón (1) presenta una dimensión mayor que la parte restante del pistón (1).
- 5 17. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con las reivindicaciones 13 a 16, caracterizado por el hecho de que la parte superior del cilindro (2) presenta una dimensión menor que la parte restante del cilindro (2).
18. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con las reivindicaciones 13 a 18, caracterizado por el hecho de que el pistón (1) presenta una forma de segmento de círculo.
- 10 19. Conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con las reivindicaciones 13 a 19, caracterizado por el hecho de que el cilindro (2) es cónico.
20. Conjunto de pistón/cilindro según las reivindicaciones 11 a 20, caracterizado por el hecho de que el cilindro (2) presenta una forma de segmento de círculo.
- 15 21. Compresor lineal caracterizado por el hecho de que comprende un conjunto de pistón/cilindro de acuerdo con las reivindicaciones 13 a 21.

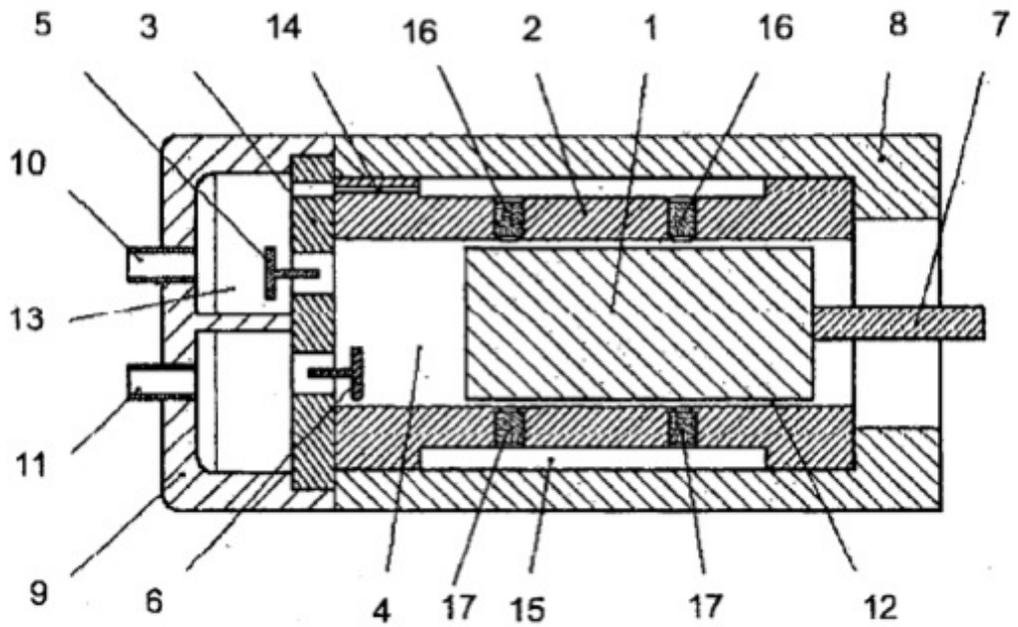


Fig. 1

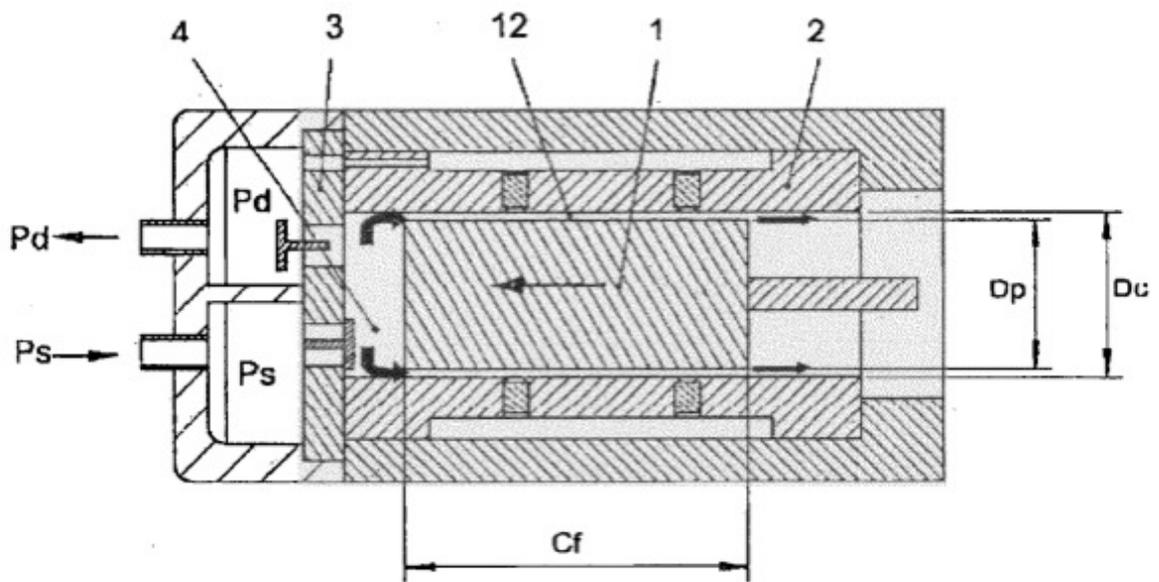


Fig. 2

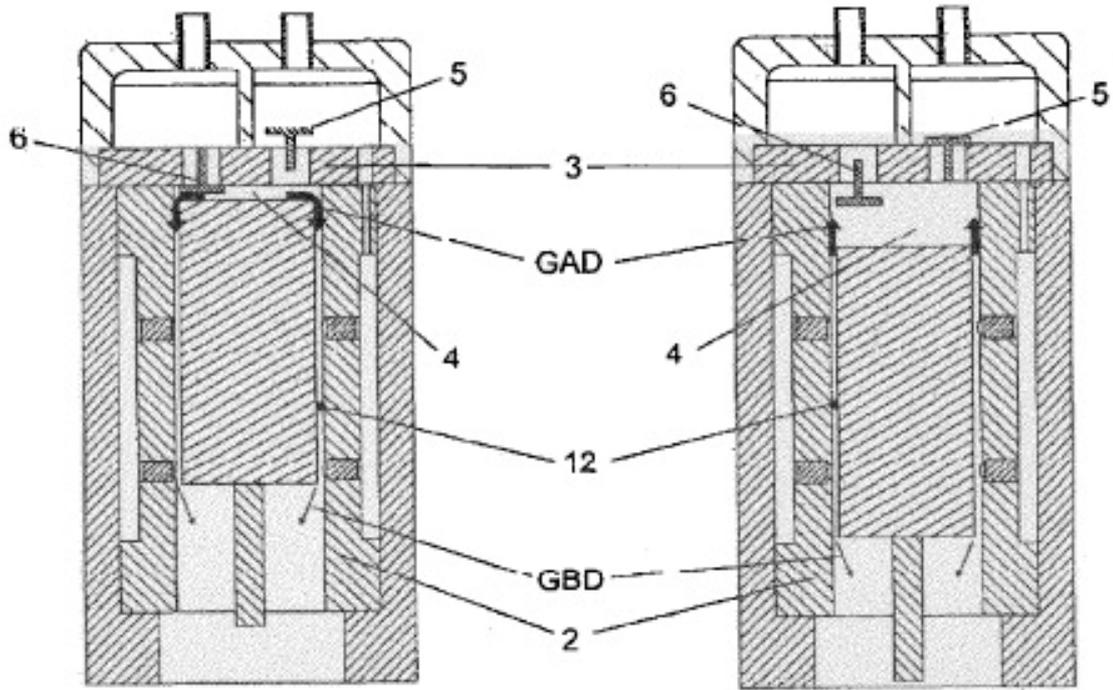


Fig. 3

Fig. 4

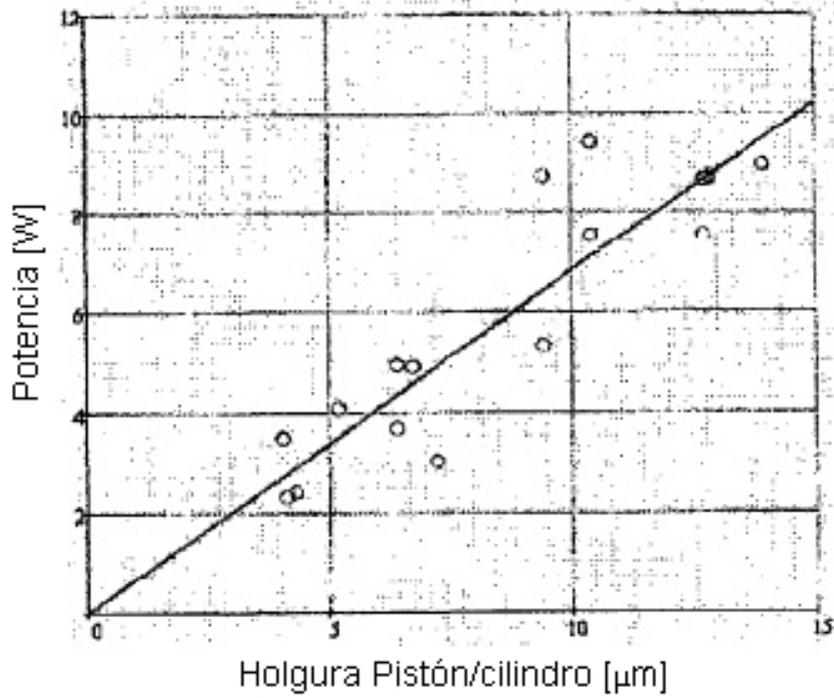


Fig. 5

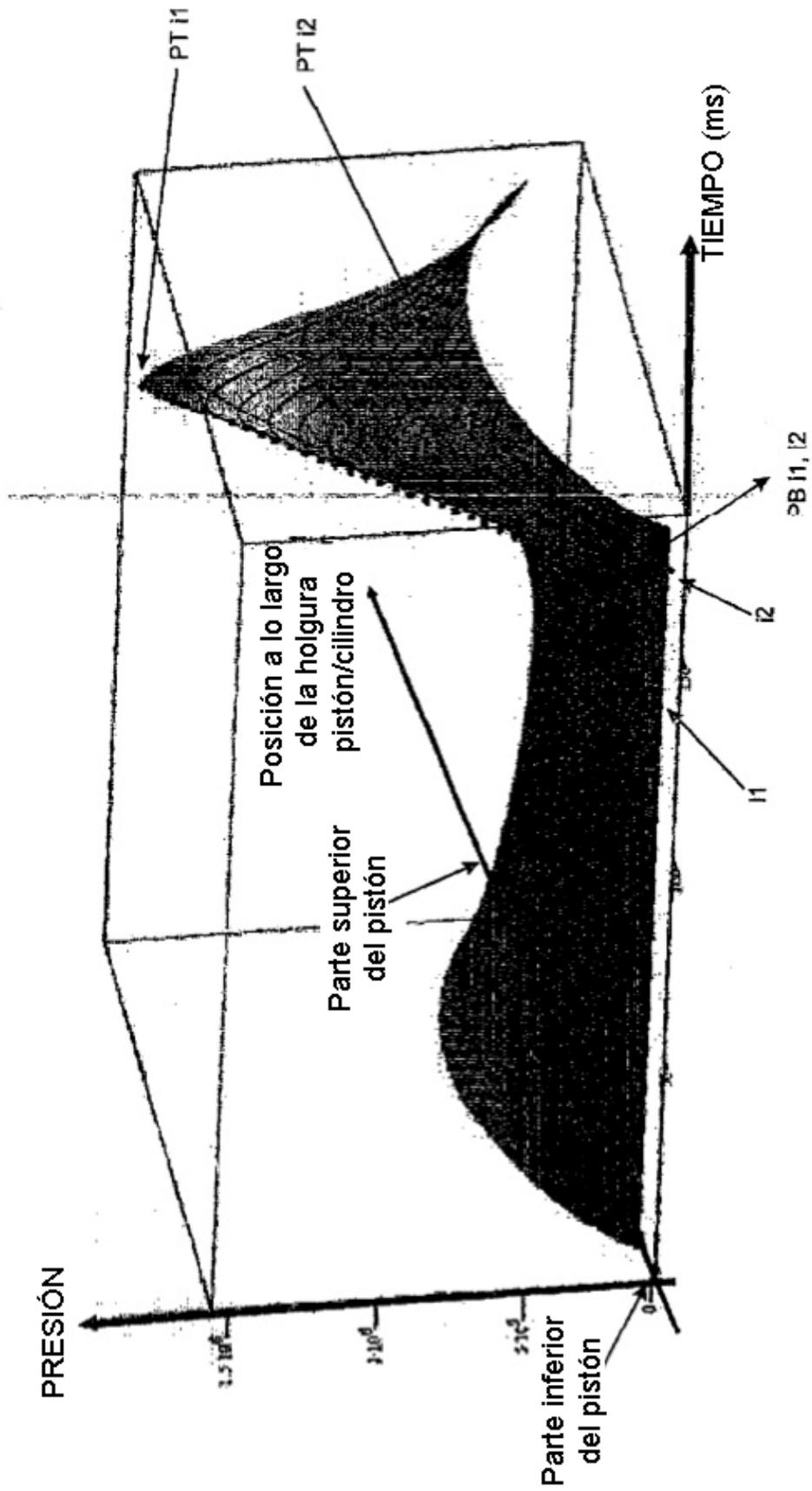
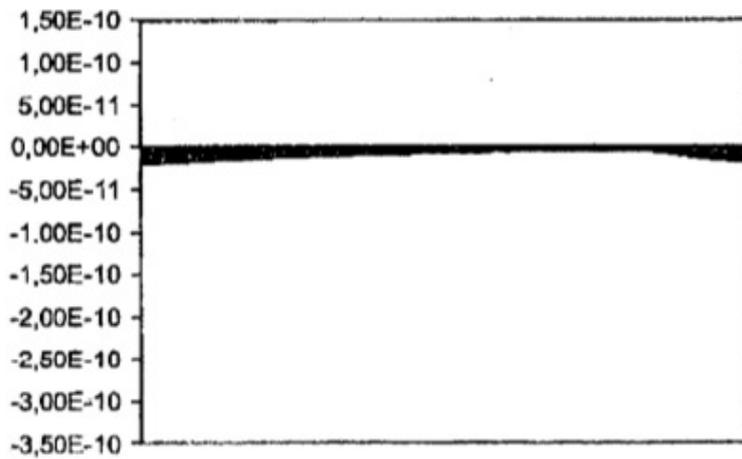
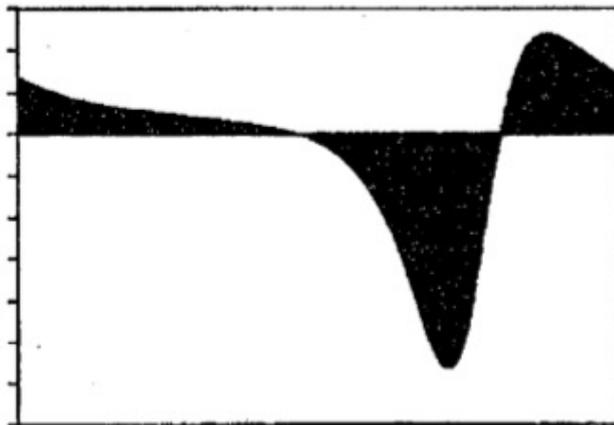
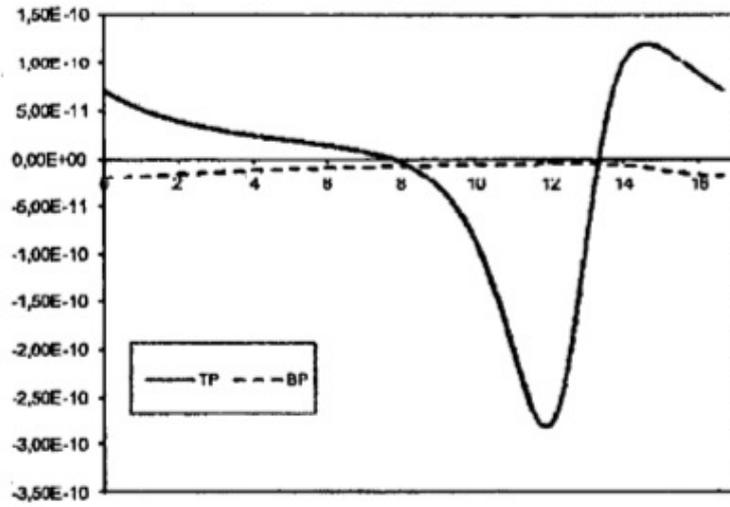


Fig. 6



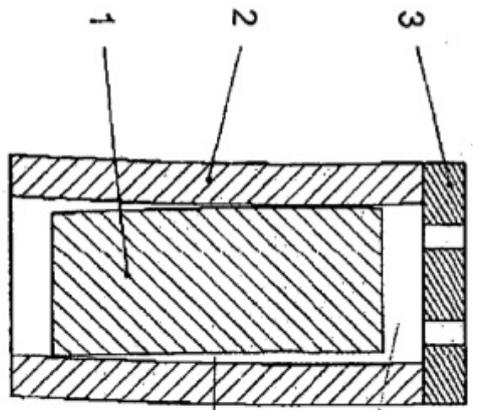


Fig. 10

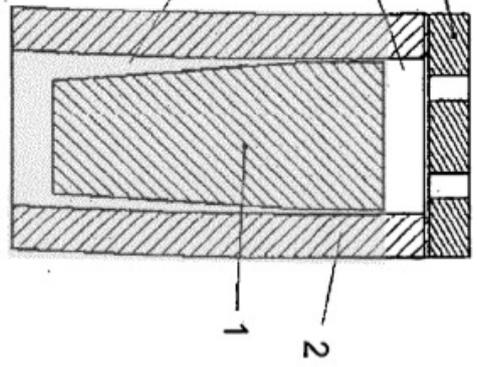


Fig. 11

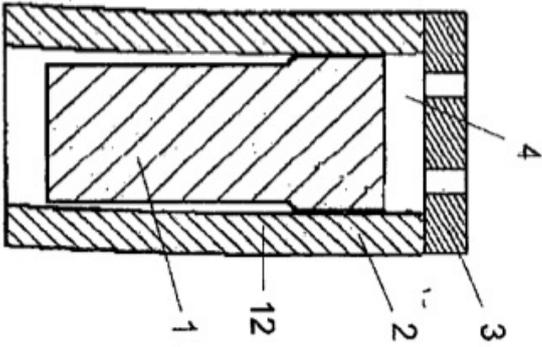


Fig. 12

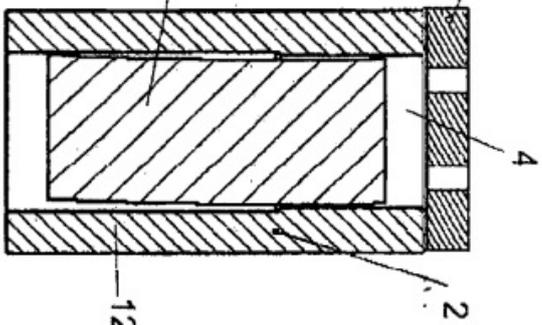


Fig. 13

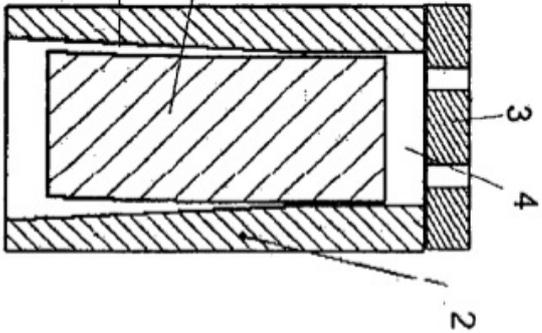


Fig. 14

REFERENCIAS CITADAS EN LA DESCRIPCIÓN

5 *Esta lista de referencias citadas por el solicitante es únicamente para la comodidad del lector. No forma parte del documento de la patente europea. A pesar del cuidado tenido en la recopilación de las referencias, no se pueden excluir errores u omisiones y la EPO niega toda responsabilidad en este sentido.*

Documentos de patentes citados en la descripción

10 • WO 2004106737 A