

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 713 227**

51 Int. Cl.:

F04B 35/04 (2006.01)

F04B 49/02 (2006.01)

F04B 49/06 (2006.01)

F04B 49/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.01.2012 E 15001898 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **02.01.2019 EP 2957770**

54 Título: **Sistema y procedimiento de control para compresores alternativos**

30 Prioridad:

26.01.2011 BR PI1100026

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

20.05.2019

73 Titular/es:

**WHIRLPOOL S.A. (100.0%)
Avenida das Nações Unidas nº12.995 32º andar,
Brooklin Novo
04578-000 São Paulo - SP, BR**

72 Inventor/es:

**SCHWARZ, MARCOS GUILHERME y
GUOLO NAZARIO, FILIPE**

74 Agente/Representante:

MILTENYI , Peter

ES 2 713 227 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

Sistema y procedimiento de control para compresores alternativos.

- 5 La presente invención se refiere a un sistema y a un procedimiento que permiten controlar el comportamiento de parada (frenado) de un compresor alternativo.

DESCRIPCIÓN DE LA TÉCNICA ANTERIOR

- 10 Los compresores herméticos de tipo alternativo comprenden un tipo de biela-manivela-y-pistón con movimiento alternativo y se utilizan ampliamente en equipos de refrigeración, en el hogar y en la industria comercial.

- Los compresores alternativos pueden ser de tipo de capacidad fija, en el que el control de los dos estados de velocidad fija (ON/OFF) se lleva a cabo al activar el compresor a una temperatura máxima y desactivar el compresor a una temperatura mínima, o compresores de capacidad variable, en los que el control se lleva a cabo mediante algún dispositivo electromecánico o circuito electrónico capaz de responder a una programación que depende de las variables a controlar en el equipo de refrigeración, tal como por ejemplo la temperatura interior de los compartimentos, en el que el compresor actúa en ciclos de funcionamiento alternativo a velocidades variables y se para. Un compresor alternativo con velocidad variable es conocido por el documento DE 696 26 073 T2.

- 20 Durante los períodos de funcionamiento, los compresores alternativos son responsables de hacer circular el gas de refrigeración a través del circuito de refrigeración, siendo el mecanismo de biela-manivela-y-pistón responsable de llevar a cabo movimientos cíclicos en los que el pistón eleva la presión del gas durante su avance y el gas de refrigeración aplica un esfuerzo contrario sobre el mecanismo y al eje de giro. Este esfuerzo sobre el pistón y la consiguiente reacción sobre el mecanismo y eje de giro varía significativamente durante todo un giro del eje de giro, siendo la variación directamente proporcional a los valores de presión del gas de refrigeración (es mayor cuanto mayor es la diferencia entre las presiones de evaporación y de condensación del circuito de refrigeración).

- 30 Por lo tanto, con equipo de refrigeración que utiliza compresores alternativos, en los momentos en los que el compresor está desactivado el mecanismo todavía gira debido a la inercia del conjunto, principalmente la inercia del rotor del motor, que impone el movimiento de giro. El movimiento de inercia provoca una sacudida durante la parada del compresor debido a un impulso contrario sobre el pistón, provocado por la diferencia de presión del gas. El impulso está provocado por la interrupción brusca del eje o por el movimiento de giro en sentido contrario en la última vuelta del eje debido a que el pistón no es capaz de superar la presión. De este modo, el gas se comprime y se descomprime en un movimiento alternativo, lo que puede provocar problemas al compresor alternativo.

- Debido a esto, la sacudida de la parada es típica en compresores alternativos para refrigeración. En general, se diseñan sistemas de suspensión de muelles en el interior del compresor, que soportan todo el conjunto, con el fin de absorber impulsos y atenuarlos, y que no se produzcan problemas, tales como ruptura de muelles o eliminar ruidos debido a impactos entre piezas. Cuanto mayor sea la diferencia en la presión bajo la cual funciona el compresor, mayores son los impulsos de parada.

- 45 Una de las soluciones de ingeniería para el problema de la sacudida al parar el compresor es un diseño equilibrado de los muelles de suspensión. La función principal de los muelles de suspensión es atenuar la transmisión de vibraciones generadas durante el funcionamiento normal en el sistema de bombeo debido al movimiento alternativo del pistón, evitando así que estas vibraciones pasen al cuerpo exterior del compresor y, como consecuencia, al refrigerador, lo que provoca ruidos. De esta manera, los muelles deben ser, por lo tanto, lo suficientemente blandos para atenuar la vibración del funcionamiento normal, además de absorber el impulso de parada. Por otra parte, los muelles no deben diseñarse para que sean excesivamente blandos hasta el punto de que permitan un gran desplazamiento del conjunto durante este impulso de parada, ya que esto puede producir impactos en los topes mecánicos, aumentando el ruido. Del mismo modo, debe adoptarse un diseño con el fin de no producir un esfuerzo excesivo sobre los muelles hasta el punto de causar fatiga o rotura de los mismos.

- 55 Es posible señalar que la sacudida de la parada es más intensa en compresores que funcionan con mayores diferencias de presión y en compresores que tienen una masa interna de sus componentes más pequeña. Además, factores vinculados al estado de presión y la masa del conjunto hacen que sea difícil diseñar los muelles de suspensión, y cuanto más se quiere atenuar la vibración del funcionamiento normal, más elevado es este proyecto, sobre todo en funcionamiento a baja velocidad. Debido a esto, se dan condiciones de contorno aún más severas, que son difíciles de cumplir.

- 60 En diseños donde existen severas condiciones de presión, una optimización del peso del conjunto y la necesidad de reducir considerablemente el nivel de vibración en funcionamiento a baja velocidad, la solución al diseño de muelles no puede satisfacer todas las condiciones deseadas.

El documento US 5.986.419 A se refiere a compresores de refrigeración herméticos en los que durante el arranque del motor puede evitarse un giro no deseado del motor en sentido contrario mediante un par de frenado que se producirá si el motor comienza a girar en sentido contrario.

5 El documento US 5.820.349 A describe cómo impedir el giro en sentido contrario en compresores "scroll" y compresores de tornillo, concretamente generando una señal de frenado y aplicando un par de frenado que se opone al giro contrario cuando se detecta.

10 Los documentos US 7.300.257 B2 y US 6.544.017 B1 tratan problemas durante la desconexión de compresores "scroll" y compresores de tornillo, en el que el primer documento describe no terminar bruscamente el suministro de energía eléctrica sino accionar el motor a una velocidad de giro reducida hasta que se igualen las presiones en el compresor, mientras que el último describe que se dispone un freno de giro contrario.

15 El documento JP H07-167076 A describe impedir el giro inverso en un compresor de rotación manteniendo el motor en un estado frenado una vez que se ha detenido, en lugar de disponer una válvula antirretorno, que normalmente se aplica para impedir el giro inverso.

20 El documento JP 2000-287 485 A se refiere nuevamente al giro inverso que puede ocurrir en compresores de rotación, en particular, compresores "scroll" y helicoidales, una vez que se han detenido debido a diferencias de presión en el exterior de los compresores.

25 El documento US 5.220.259 A describe un sistema de accionamiento por motor de CC que está conectado mecánicamente para impulsar una bomba de líquido que puede realizar un movimiento alternativo lineal, en el que, para evitar un estado de parada para bajas velocidades, se inicia una secuencia de frenado del motor cuando el motor desacelera a más de un valor predeterminado.

El documento US 3.540.813 describe un compresor alternativo en el cual se disponen unos muelles de láminas para absorber la vibración.

30 OBJETIVOS DE LA INVENCION

Un primer objetivo de esta invención es disponer un sistema y un procedimiento para reducir la rigidez de los muelles del sistema de suspensión, minimizando así el nivel de vibración durante el funcionamiento normal.

35 Otro objetivo de esta invención es disponer un sistema y un procedimiento que sean capaces de reducir la demanda de robustez del sistema de suspensión, manteniendo el nivel de fiabilidad y vida útil de los muelles, evitando la rotura de los mismos.

40 Otro objetivo de esta invención es disponer un sistema y un procedimiento que sean capaces de permitir que el compresor funcione en condiciones de alta diferencia de presión, bajo las cuales pueda desactivarse sin impactos no deseados y sin que se generen ruidos.

BREVE DESCRIPCION DE LA INVENCION

45 Los objetivos de la invención se consiguen mediante un sistema de control para compresores de refrigeración, comprendiendo el sistema por lo menos un control electrónico y un compresor alternativo, que comprende por lo menos un conjunto mecánico que tiene por lo menos un mecanismo de compresión y un motor, estando configurado el sistema de control para detectar una velocidad de giro del mecanismo de compresión y aplicar un par de frenado al conjunto mecánico después de detectar que la velocidad de giro es inferior a un nivel de velocidad, en el que la velocidad de giro del mecanismo de compresión tiene un valor cero en el momento en que el nuevo ciclo de compresión está a punto de comenzar.

50 En particular, la velocidad de giro tiene un valor predefinido para el nivel de velocidad, de modo que pueda aplicarse el par de frenado.

55 Además, la invención dispone un procedimiento de control para un compresor hermético de refrigeración, que comprende las etapas de:

- 60 (a) detectar una velocidad de giro de un conjunto mecánico, que comprende por lo menos un mecanismo de compresión y un motor;
- (b) comparar la velocidad de giro con un nivel de velocidad; y
- (c) aplicar un par de frenado para desacelerar el conjunto mecánico si la detección indica que la velocidad de giro es inferior al nivel de velocidad, de manera que la velocidad de giro del mecanismo

de compresión tiene un valor cero en el momento en que el nuevo ciclo de compresión está a punto de comenzar.

En particular, la etapa (b) compara la velocidad de giro con un valor predefinido para el nivel de velocidad, de modo que pueda aplicarse el par de frenado.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La presente invención se describirá ahora con mayor detalle con referencia a las siguientes figuras:

- Figura 1 - representación de un sistema de refrigeración;
- Figura 2 - representación del control de un compresor, así como los principales subsistemas dentro del compresor;
- Figura 3 - representación de los detalles del subsistema mecánico de un compresor alternativo;
- Figura 4 - representación del proceso de compresión y de la velocidad del eje de un compresor;
- Figura 5 - representación del proceso de compresión y de la velocidad del eje de un compresor durante un proceso de parada de acuerdo con el estado de la técnica; y
- Figura 6 - representación del proceso de compresión y de la velocidad del eje de un compresor durante un proceso de parada de acuerdo con la presente invención.

DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LAS FIGURAS Y DE LA INVENCION

Tal como se representa en la figura 1, un sistema de refrigeración comprende un compresor alternativo 3, que es alimentado por una red de energía eléctrica 1 y tiene un controlador electrónico 2 capaz de controlar el funcionamiento de un compresor alternativo 3. El compresor alternativo 3 acciona un gas refrigerante en un circuito cerrado de circulación de gas 18, creando un flujo de gas de refrigeración 7 en el interior de este circuito, dirigiendo el gas a un condensador 5. Después del condensador 5, el gas de refrigeración pasa a través de un dispositivo de refrigeración de flujo 6 que puede ser, por ejemplo, un tubo capilar. A continuación, el gas es conducido a un evaporador 4 y más tarde vuelve al compresor alternativo 3, reiniciándose el circuito de gas de recirculación.

La figura 2 ilustra un enfoque en subsistemas dentro del compresor alternativo, estando formado el compresor alternativo 3 por una carcasa 17, unos muelles de suspensión 11 que son responsables de la amortiguación de la vibración mecánica generada por el movimiento de un conjunto mecánico 12, formado por el motor 9 y los mecanismos de compresión 8, que están interconectados mecánicamente entre sí por el eje 10 que transmite par y movimiento giratorio.

Las vibraciones mecánicas generadas por el mecanismo de compresión 8, debido al desequilibrio y variación de par, son filtradas por los muelles de suspensión 11. Por esta razón, los muelles de suspensión 11 se proyectan de manera que presentan un bajo coeficiente de elasticidad (es decir, son tan blandos como sea posible), con el fin de aumentar la eficacia de filtración las vibraciones. Sin embargo, este diseño aumenta la amplitud del transitorio de la oscilación y el desplazamiento del conjunto mecánico 12 durante la parada del compresor alternativo 3, si los muelles de suspensión 11 se fabrican blandos, pudiendo provocar impactos mecánicos entre el conjunto mecánico 12 (accionamiento y compresión) contra la carcasa 17 del compresor alternativo 3, generando ruido acústico y posibles fatigas o rupturas de los muelles de suspensión 11.

La figura 3 muestra el mecanismo de compresión 8, que comprende un eje de giro 10 al cual está acoplada la biela 16. La biela 16 modifica el movimiento giratorio del eje de giro 10 durante el movimiento alternativo, que acciona un pistón 15 para desplazarse en el interior de un cilindro 13, provocando que el gas comprimido circule a través de una placa de válvula 14. Este mecanismo comprime el gas, por lo que se generan elevadas diferencias de presión y elevados picos de par de reacción. El movimiento giratorio del eje de giro 10 se mantiene por su propia inercia, manteniéndose su velocidad media por el par que produce el motor 9.

La figura 4 presenta un par operativo 20, generado por el motor 9, que se encuentra con un par de reacción 21 del mecanismo de compresión 8, configurado para producir una variación de una velocidad de giro 23 del eje de giro 10 del compresor alternativo 3. Esta velocidad de giro 23 del eje de giro 10 varía a lo largo de un ciclo de compresión, que comienza en el punto muerto inferior del pistón 15, generalmente cuando el ángulo de giro es cero, llegando a la compresión máxima y al par de reacción máximo 21 en general en un ángulo inferior cercano a 180 grados de giro, lo que provoca la desaceleración del eje.

Tal como puede apreciarse en la figura 5, durante el proceso de parada del compresor alternativo 3 de acuerdo con el estado de la técnica, en el momento de la parada 22 cuando el motor 9 deja de generar par operativo 20, el mecanismo de compresión 8 continúa su movimiento de inercia alimentado por la energía cinética almacenada en el eje de giro 10, disminuyendo la velocidad de giro 23 del eje de giro 10 gradualmente con cada ciclo de compresión

que se ha completado, extrayendo energía cinética del eje de masas de giro 10, hasta el momento de impulso 24, en el que, debido al muy reducido giro del eje de giro, no hay suficiente energía para completar el ciclo de compresión.

Por lo tanto, el eje de giro 10 pierde rápidamente velocidad de giro 23, es decir, se produce una elevada deceleración (rpm/s), lo que provoca un impulso inverso en el mecanismo de compresión 8 en el momento de impulso 24. La desaceleración del mecanismo de compresión 8 en un período de tiempo muy corto impulsa todo el conjunto mecánico 12 y puede hacer que el eje de giro 10 gire en sentido contrario. La energía cinética del eje de giro 10 depende de la velocidad de giro (al cuadrado) y la inercia del eje de giro 10. El impulso inverso que se produce en la parada brusca provoca un fuerte impulso en el conjunto mecánico 12 y, de esta manera, provoca un gran desplazamiento y un posible impacto mecánico entre el conjunto mecánico 12 y la carcasa 17, provocando así ruido y fatiga de los muelles de suspensión 11.

La figura 6 muestra, de manera inversa, una gráfica de acuerdo con la presente invención, que muestra la solución de los problemas indicados, en la que, durante el proceso de parada del compresor alternativo 3, en el momento de frenado 32 cuando el motor 9 deja de generar par operativo, el mecanismo de compresión 8 continúa su movimiento de inercia alimentado por la energía cinética almacenada en el eje de giro 10, disminuyendo la velocidad de giro 33 del eje de giro 10 gradualmente hasta que el giro del eje de giro 10 sea menor que un nivel de velocidad 34. Cuando el controlador electrónico 2 detecta que el giro del eje de giro 10 alcanza el nivel de velocidad 34, en el siguiente momento 35 el controlador electrónico 2 aplica un par de frenado 36 en sentido contrario al giro del mecanismo de compresión 8.

Preferiblemente, esta parada se realiza mediante el control electrónico 2, que detecta el tiempo entre los cambios de posición del rotor. Tal como puede apreciarse las figuras 5 y 6, el período de carrera del pistón (entre 0° y 360°) varía de manera inversamente proporcional respecto a la velocidad. De esta manera, el control electrónico 2 puede configurarse para detectar el período que necesita el mecanismo de compresión 8 para llevar a cabo su movimiento (entre 0° y 360°) y comparar dicho período con un tiempo de referencia máximo. Este tiempo de referencia máximo está relacionado con el período que necesita el mecanismo de compresión 8 para llevar a cabo su movimiento en el nivel de velocidad 34. De esta manera, puede afirmarse que el par de frenado 36 se aplica cuando la velocidad de giro del eje de giro 10 es menor que un nivel de velocidad 34 que está predefinido por el control electrónico 2. En las realizaciones preferidas de la presente invención, el par de frenado 36 se aplica generalmente cuando el par de reacción 31 pasa por uno de sus valores máximos (picos), para facilitar el frenado utilizando la inercia del motor 9, que ya se encuentra bajo deceleración. Los aspectos más relevantes de este par de frenado 36 son su intensidad, que depende del nivel de corriente que circulará a través de los devanados del motor 9, y su duración, que puede ir desde el momento en que alcanza el nivel de velocidad 34 hasta que se completa la parada del motor 9.

La aplicación del par de frenado 36 puede realizarse de varias maneras. Preferiblemente se emplean los procedimientos de añadir una resistencia entre los devanados del motor 9, lo que provoca que la corriente generada por el movimiento del motor 9 circule en un circuito cerrado y genere un par contrario al movimiento (que también puede realizarse por medio de una modulación PWM del inversor que controla el motor 9), o la aplicación de una corriente contraria a la aplicada al motor 9 cuando está en funcionamiento.

Este siguiente momento 35 después del nivel de velocidad 34 comprende gran parte de la última vuelta del eje de giro 10, que comienza un período de frenado 37 del eje de giro 10. De esta manera, se evita que tenga lugar el último ciclo de compresión, evitándose de este modo también un fuerte impulso inverso en el mecanismo de compresión 8. De esta manera se realiza la desaceleración del eje de giro 10 y se distribuye por toda la última vuelta de manera controlada, resultando en un valor de desaceleración (rpm/s) que es sustancialmente menor que el que se observa en la técnica actual. Para que se produzca este hecho, el nivel de velocidad de giro 34 del eje de giro 10 debe ser preferiblemente suficiente para que la energía cinética almacenada en el eje de giro 10 del compresor alternativo 3 sea capaz de completar un ciclo de compresión completo, evitándose de este modo una desaceleración repentina y una sacudida del mecanismo de compresión 8.

De este modo, la presente invención permite que los muelles de suspensión 11 del mecanismo 12 se diseñen de manera que tengan un bajo coeficiente de elasticidad, siendo muy eficaces para filtrar vibraciones, y que todavía se impidan impactos del conjunto mecánico 12 con la carcasa 17 del compresor alternativo 3. Además, la presente invención evita un gran desplazamiento de este conjunto mecánico 12 durante el transitorio de parada, minimizando el esfuerzo mecánico y la fatiga que producen los muelles de suspensión 11.

Por lo tanto, la presente invención define un sistema y un procedimiento que reduce significativamente (o incluso elimina) sacudidas en el conjunto mecánico del compresor durante su parada, por medio de una desaceleración controlada del conjunto de biela-manivela-y-pistón en toda la última vuelta del eje de giro, evitando esto que el pistón decelere bruscamente durante el último ciclo de compresión de gas incompleto y también evitando la producción de un elevado impulso con par.

Habiéndose descrito un ejemplo de realización preferido, debe entenderse que el alcance de la presente invención abarca otras posibles variantes, estando limitado únicamente por el contenido de las reivindicaciones que se acompañan.

REIVINDICACIONES

1. Sistema de control de un compresor de refrigeración, comprendiendo el sistema por lo menos:

- 5 - un control electrónico (2); y
 - un compresor alternativo (3) que comprende por lo menos un conjunto mecánico (12), que incluye por lo menos un mecanismo de compresión (8) y un motor (9);
 - estando caracterizado el sistema de control por el hecho de que
10 el control electrónico (2) está configurado para detectar una velocidad de giro (33) del mecanismo de compresión (8) y aplicar un par de frenado (36) al conjunto mecánico (12) tras detectar que la velocidad de giro (33) está por debajo de un nivel de velocidad positiva (34), en el que la velocidad de giro (33) del mecanismo de compresión (8) tiene un valor cero en el momento en que el nuevo ciclo de compresión está a punto de comenzar.
- 15 2. Sistema de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que el control electrónico (2) está adaptado para detectar el período que el mecanismo de compresión (8) necesita para realizar su movimiento y para comparar dicho período con un tiempo de referencia máximo, relacionándose el tiempo de referencia máximo con el período que el mecanismo de compresión (8) necesita para realizar su movimiento al nivel de velocidad (34).
- 20 3. Sistema de acuerdo con la reivindicación 2, caracterizado por el hecho de que el nivel de velocidad (34) está configurado para garantizar que la inercia del conjunto mecánico (12) será capaz de llevar a cabo un ciclo de compresión completo.
- 25 4. Sistema de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que está adaptado de manera que la aplicación del par de frenado (36) se inicia en el siguiente momento (35) después de que se haya completado un ciclo de compresión.
- 30 5. Sistema de acuerdo con la reivindicación 4, caracterizado por el hecho de que está adaptado de manera que la aplicación del par de frenado (36) finaliza en el momento en que un nuevo ciclo de compresión está a punto de comenzar.
- 35 6. Sistema de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que el par de frenado (36) está configurado para una desaceleración gradual de la velocidad de giro (33).
- 40 7. Sistema de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que el par de frenado (36) tiene un sentido contrario al de la velocidad de giro (33).
- 45 8. Procedimiento de control para un compresor de refrigeración hermético alternativo (2), que comprende las etapas de:
 (a) detectar una velocidad de giro (33) de un conjunto mecánico (12) que comprende por lo menos un mecanismo de compresión (8) y un motor (9);
 (b) comparar la velocidad de giro (33) con un nivel de velocidad (34); y
 (c) aplicar un par de frenado (36) para deceleración del conjunto mecánico (12) después de detectar que la velocidad de giro (33) está por debajo del nivel de velocidad (34), de manera que la velocidad de giro (33) del mecanismo de compresión (8) tiene un valor cero en el momento en que está a punto de comenzar el nuevo ciclo de compresión.
- 50 9. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 8, caracterizado por el hecho de que la etapa (a) detecta el período que el mecanismo de compresión (8) necesita para realizar su movimiento y la etapa (b) compara dicho período con un tiempo de referencia máximo relacionado con el período que el mecanismo de compresión (8) necesita para realizar su movimiento al nivel de velocidad (34).
- 55 10. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 9, caracterizado por el hecho de que el nivel de velocidad (34) garantiza que la inercia del conjunto mecánico (12) podrá realizar un ciclo de compresión completo.
- 60 11. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 8, caracterizado por el hecho de que la etapa (c) se inicia en un momento (35) después de completar un ciclo de compresión.
12. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 11, caracterizado por el hecho de que la etapa (c) finaliza en el momento en que el ciclo de compresión está a punto de iniciarse.

13. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 8, caracterizado por el hecho de que la etapa (c) está configurada para provocar una desaceleración gradual de la velocidad de giro (33).

5 14. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 8, caracterizado por el hecho de que la etapa (c) se lleva a cabo aplicando un par contrario a la velocidad de giro (33).

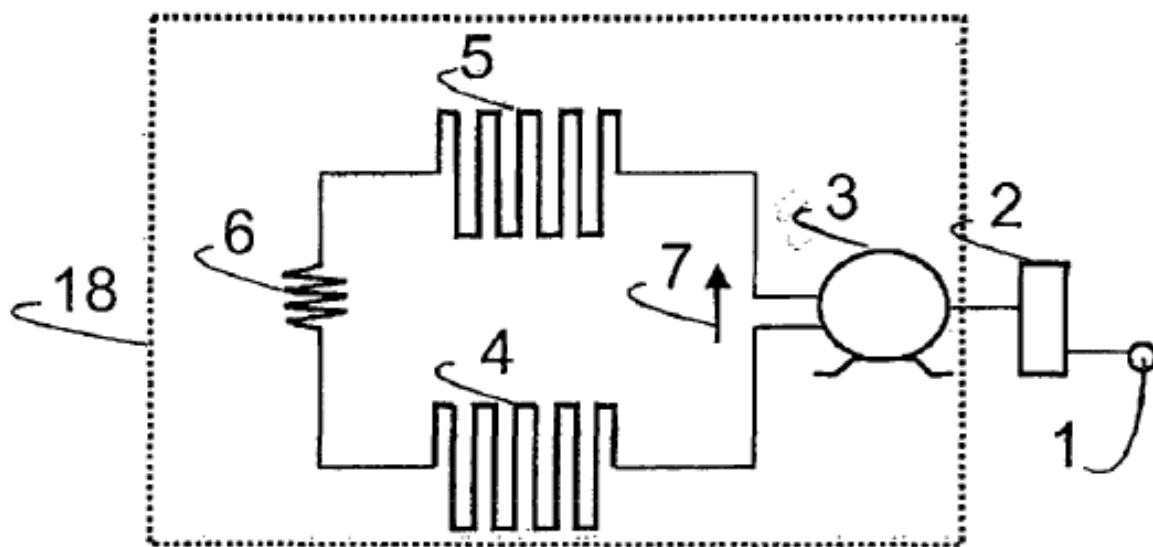


fig. 1

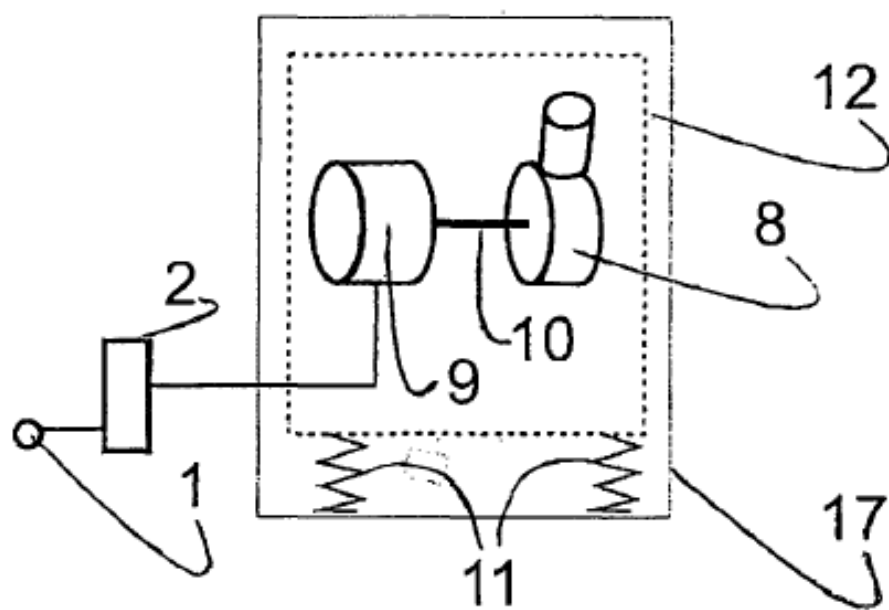


fig. 2

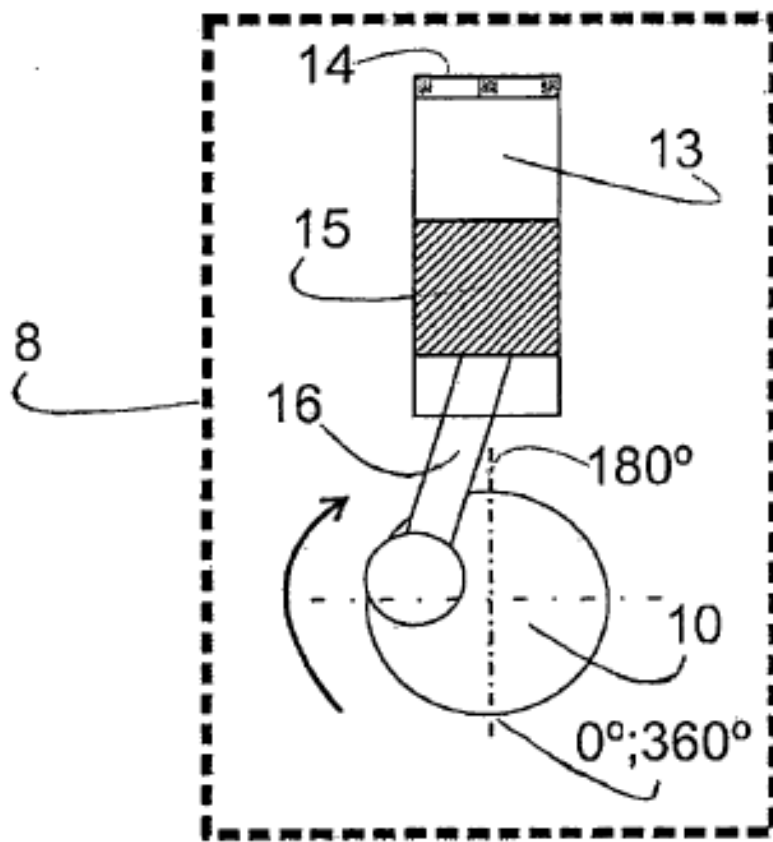


fig. 3

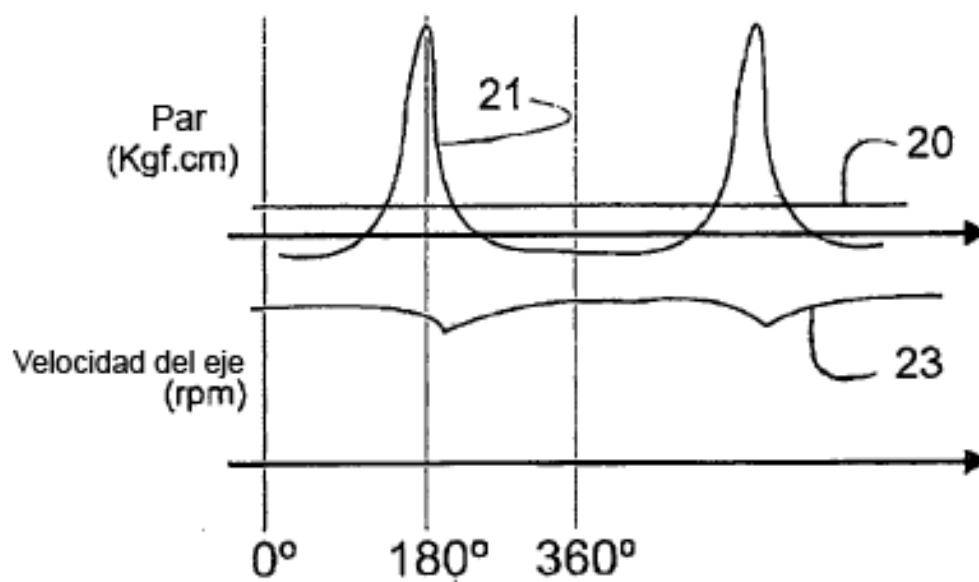


fig. 4

