

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 557 464**

51 Int. Cl.:

F04B 49/00 (2006.01)
F04B 35/04 (2006.01)
F04B 49/06 (2006.01)
F04B 49/10 (2006.01)
H02K 23/00 (2006.01)
H02P 6/00 (2006.01)
H02P 25/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.05.2011 E 11738584 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **07.10.2015 EP 2568179**

54 Título: **Sistema para controlar un pistón de un compresor lineal resonante, un procedimiento para controlar un pistón de un compresor lineal resonante y un compresor lineal resonante**

30 Prioridad:

05.05.2010 BR PI1001388

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

26.01.2016

73 Titular/es:

WHIRLPOOL S.A. (50.0%)
Av. das Nações Unidas, 12.995, 32º Andar
Brooklin Novo
04578-000 São Paulo SP, BR y
FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE DO ESTADO DE
SANTA CATARINA - UDESC (50.0%)

72 Inventor/es:

DAINEZ, PAULO SERGIO;
OLIVEIRA, JOSÉ DE y
NIED, ADEMIR

74 Agente/Representante:

ZEA CHECA, Bernabé

ES 2 557 464 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 para controlar un pistón de un compresor lineal resonante, un procedimiento para controlar un pistón de un compresor lineal resonante y un compresor lineal resonante.

5 La presente invención se refiere a un sistema de control para el pistón de un compresor lineal resonante, especialmente diseñado para funcionar a su máxima eficiencia, siendo capaz tal sistema de accionar dicho compresor sin el uso de sensores para medir magnitudes o variables mecánicas.

10 La presente invención se refiere, además, a un procedimiento para controlar el pistón de un compresor lineal resonante, cuyas etapas permiten estimar la velocidad y el desplazamiento de dicho pistón, con el fin de controlar el motor del compresor de manera eficiente.

15 Adicionalmente, la presente invención se refiere a un compresor lineal resonante provisto de un sistema de control tal como se propone en el objeto que se reivindica.

Descripción de la técnica anterior

20 Los compresores de pistones alternativos generan presión comprimiendo el gas que hay en el interior de un cilindro a través del movimiento axial del pistón, de modo que el gas que se encuentra en el lado de baja presión, es decir, el lado de presión de aspiración o de evaporación, entra en el cilindro a través de la válvula de aspiración. El gas se comprime entonces en el interior del cilindro mediante el movimiento del pistón y después de haber sido comprimido sale del cilindro a través de la válvula de descarga hacia el lado de alta presión, es decir, el lado de presión de descarga o condensación.

25 Especialmente para compresores lineales resonantes, el pistón es accionado por un actuador lineal, que está formado por un soporte y unos imanes que pueden ser accionados por una o más bobinas. El compresor lineal comprende, además, uno o más muelles, que conectan la parte móvil (pistón, soporte de imanes) con la parte fija, estando esta última formada por el cilindro, el estator, la cabeza de la bobina y el bastidor. Las piezas móviles y los muelles forman el conjunto resonante del compresor.

30 Dicho conjunto resonante, accionado por un motor lineal, tiene la función de desarrollar un movimiento alternativo lineal, haciendo que el movimiento del pistón dentro del cilindro ejerza una acción de compresión del gas que ha entrado a través de la válvula de aspiración de manera que pueda descargarse a través de la válvula de descarga en el lado de alta presión.

35 La amplitud de funcionamiento del compresor lineal se ajusta por el balance de potencia generada por el motor, con la potencia consumida por el mecanismo de compresión, además de las pérdidas generadas en este proceso. Con el fin de lograr la máxima eficiencia termodinámica y la máxima capacidad de refrigeración, el desplazamiento máximo del pistón debe acercarse lo más posible al final de la carrera, reduciendo así el volumen de gas muerto en el proceso de compresión.

40 Con el fin de hacer que este proceso sea factible, es necesario conocer con gran precisión la carrera del pistón, con el fin de evitar el riesgo de impacto del pistón en el final de la carrera en la cabeza del equipo. Este impacto podría generar un ruido acústico, pérdida de eficiencia del aparato o incluso ruptura del compresor.

45 Por lo tanto, cuanto mayor sea el error en la estimación/medición de la potencia del pistón mayor es el coeficiente de seguridad requerido entre el desplazamiento máximo y el final de carrera, para hacer funcionar el compresor con seguridad, lo que da lugar a una pérdida de rendimiento del producto.

50 Por otra parte, si es necesario reducir la capacidad de refrigeración del compresor debido a la menor necesidad de utilizar el sistema de refrigeración, es posible reducir la carrera máxima de operación del pistón, reduciendo así la potencia suministrada por el compresor y, por lo tanto, es posible controlar la capacidad de refrigeración del compresor, obteniéndose de este modo una capacidad variable.

55 Una característica adicional importante del funcionamiento de los compresores lineales resonantes es la frecuencia de accionamiento de los mismos. Algunas técnicas anteriores muestran que el accionamiento del compresor a su frecuencia de resonancia hace que el equipo trabaje a su máxima eficacia.

60 Sin embargo, estas técnicas generalmente hacen uso de sensores de posición y/o velocidad para el funcionamiento del sistema, lo que aumenta considerablemente los costes finales del producto.

A continuación, se da una breve descripción de soluciones de la técnica anterior empleadas en la actualidad para conocer la carrera del pistón del compresor. Los documentos que se citan a continuación hacen uso de sensores de

posición, por ejemplo, el caso brasileño PI 0001404-4. Este documento presenta, además los inconvenientes de una dificultad de aislamiento y ruido de contacto eléctrico.

5 El documento PI 0203724-6 se refiere a una bomba de fluido y una placa de transferencia de fluido, siendo dichos elementos particularmente aplicables a compresores lineales para detectar la posición del pistón respectivo y evitar que este último choque con la placa de transferencia de fluido o la placa de válvula con variaciones en las condiciones de funcionamiento del compresor, o incluso variaciones en la tensión de alimentación. Dicha técnica emplea un sensor inductivo montado en la placa de válvula, con el fin de medir la distancia pistón/placa directamente en la parte superior del pistón. Se trata de una solución de alta precisión, pero requiere espacio para instalar el sensor en la placa de válvula y es más costoso, además de requerir calibración.

15 Otras soluciones de la técnica anterior, como las descritas en los documentos US5.897.296, JP 1336661 y US 5.897.269, hacen uso de un sensor de posición. Por lo tanto, estas aplicaciones presentan una mayor complejidad de implementación y/o mantenimiento, además de un coste más elevado. Cabe señalar, además, que en estos últimos casos se requiere un mayor número de cables y conexiones externas al compresor, lo que dificulta su uso en entornos de gran variación de temperatura y presión.

20 Por otra parte, pocas técnicas de la técnica anterior que no utilizan sensores de posición, como los documentos US 5.342.176, US 5.496.153, US 4.642.547 y US 6.176.683, además de KR 96-79125, KR 96-15062, WO00079671 y WO03044365, no presentan una buena precisión o estabilidad de funcionamiento, razón por lo cual es necesario emplear otros tipos de sensores, tales como medidores de temperatura o acelerómetros para detectar el impacto, además de un dimensionamiento más costoso para el compresor en vista de los requisitos de rendimientos para su correcto funcionamiento.

25 En US 2003/0026701 se explica una técnica anterior conocida, donde se describe un aparato y un procedimiento de funcionamiento para controlar de manera precisa y exacta un compresor de motor alternativo. En base a esta técnica anterior, se detecta la diferencia de fase entre un primer valor de velocidad del motor y la corriente aplicada al motor; se detecta un valor de la velocidad del motor en el punto de inflexión de un valor de fase detectado y se almacena como valor de referencia. El control de la velocidad del motor se controla en base al valor de referencia y el primer valor de velocidad.

35 En base a lo anterior, la presente invención prevé un sistema y un procedimiento para controlar el pistón de un compresor lineal resonante capaz de accionar el compresor a su eficiencia máxima, sin utilizar sensores para medir magnitudes o variables mecánicas.

Objetivos de la Invención

40 Un primer objetivo de la presente invención es disponer un sistema de control para controlar el pistón de un compresor lineal resonante, capaz de accionar el compresor a su frecuencia de resonancia, para obtener la eficiencia máxima del equipo en sistemas de refrigeración.

45 Un segundo objetivo de la presente invención es disponer un procedimiento capaz de estimar el desplazamiento y la velocidad del pistón de un compresor lineal resonante, a partir de un modelo de masa/resorte y un modelo eléctrico de motor del compresor, utilizando sólo magnitudes eléctricas medidas en dicho motor.

50 Un tercer objetivo de la presente invención es reducir los costes del compresor eliminando sensores que normalmente están destinados a medir magnitudes o variables mecánicas, tales como sensores de posición, velocidad, temperatura y presión, y la consiguiente reducción del número de cables y conexiones necesarios para el funcionamiento del compresor lineal resonante.

55 Otro objetivo de la presente invención es proporcionar un accionamiento del compresor lineal resonante con un coeficiente de seguridad reducido entre el desplazamiento máximo del pistón y el final de carrera, con el fin de optimizar el funcionamiento de los equipos, además de obtener el máximo rendimiento del compresor, sin perjudicar la fiabilidad y la seguridad del producto.

Finalmente, otro objetivo de la presente invención es presentar una solución sustancialmente simplificada respecto a las técnicas de la técnica anterior para producción a gran escala.

Breve descripción de la invención

60 Una manera de lograr los objetivos de la presente invención es disponer un sistema de control para controlar el pistón de un compresor lineal resonante, siendo el compresor lineal resonante parte integral de un circuito de refrigeración, comprendiendo el compresor lineal resonante por lo menos un cilindro, por lo menos un cabezal del compresor, por lo menos un motor eléctrico y por lo menos un muelle, alojando el cilindro operativamente el pistón, comprendiendo el sistema de control por lo menos una unidad de control electrónico, comprendiendo la unidad de

control electrónico por lo menos un circuito electrónico de vigilancia y por lo menos un circuito de control asociado eléctricamente entre sí, estando asociada eléctricamente la unidad de control electrónico al motor eléctrico del compresor lineal resonante, estando configurado el circuito electrónico de vigilancia para medir por lo menos una magnitud eléctrica del motor eléctrico del compresor lineal resonante, estando configurado el circuito electrónico de
 5 vigilancia para estimar por lo menos un conjunto de parámetros eléctricos del compresor lineal resonante y por lo menos un conjunto de parámetros mecánicos del compresor lineal resonante, estando configurado el circuito electrónico de vigilancia para estimar y proporcionar por lo menos un parámetro de control del sistema para el circuito de control a partir de la magnitud eléctrica medida y el conjunto de parámetros eléctricos y mecánicos estimados, estando configurado el circuito de control para accionar el motor eléctrico del compresor lineal resonante
 10 a partir de los parámetros de control estimados, comprendiendo los parámetros de control estimados por lo menos un desplazamiento máximo del pistón del compresor, accionando el circuito de control el motor del compresor lineal resonante a partir de los parámetros de control estimados.

Una segunda manera de lograr los objetivos de la presente invención es disponer un procedimiento de control para controlar el pistón de un compresor lineal resonante, comprendiendo el compresor lineal resonante por lo menos un motor eléctrico, estando accionado el motor eléctrico por un convertidor de frecuencia, comprendiendo el procedimiento de control las siguientes etapas:

- a) medir, en cada ciclo de funcionamiento del compresor lineal resonante, con una frecuencia de discretización, una corriente medida del motor eléctrico;
- b) calcular un ciclo de funcionamiento del compresor lineal resonante a partir de la corriente medida del motor eléctrico y, en base al ciclo de funcionamiento calculado, calcular una frecuencia de resonancia del compresor lineal resonante;
- c) calcular, en cada ciclo de funcionamiento del compresor lineal resonante, a la frecuencia de discretización, una corriente del motor calculada, un desplazamiento de pistón y una velocidad del pistón;
- d) calcular, en cada ciclo de funcionamiento del compresor lineal resonante, a la frecuencia de discretización, un error de corriente calculado por la diferencia entre la corriente medida y la corriente calculada del motor;
- e) calcular, en un ciclo de funcionamiento, en base al desplazamiento del pistón calculado en la etapa c, un desplazamiento máximo del pistón del compresor lineal resonante;
- f) calcular, en un ciclo de funcionamiento, una potencia de entrada real del motor eléctrico a partir de la corriente medida y a partir de una tensión de funcionamiento aplicada por el inversor del motor eléctrico;
- g) calcular, en un ciclo de funcionamiento, una potencia disipada en una resistencia eléctrica del motor a partir de la corriente medida;
- h) calcular una fuerza de amortiguación total a partir de la velocidad del pistón calculada en la etapa c);
- i) calcular una potencia disipada por la amortiguación total a partir de la fuerza de amortiguación total calculada en la etapa anterior y a partir de la velocidad del pistón calculada en la etapa c);
- j) calcular una fuerza continua equivalente en función de la potencia de entrada real en el motor eléctrico calculada en la etapa f) y en función del ciclo de funcionamiento calculado en la etapa b);
- k) calcular, partiendo del desplazamiento máximo del pistón y la velocidad y de la corriente medida, un valor de funcionamiento-tensión para aplicarlo al motor eléctrico del compresor lineal; y
- l) aplicar al motor eléctrico del compresor lineal resonante el valor de la tensión de funcionamiento calculado en la etapa k).

Hay que mencionar que el procedimiento anterior comprende, además, una etapa de calcular un coeficiente de elasticidad total del compresor lineal resonante, a partir de la frecuencia de resonancia calculada en la etapa b), y un coeficiente de amortiguación total del compresor lineal resonante, calculado a partir del balance de potencia.

En otra realización, los objetivos de la presente invención se consiguen a través de un procedimiento de control para controlar el pistón de un compresor lineal resonante, comprendiendo el compresor lineal resonante por lo menos un motor eléctrico, accionándose el motor eléctrico eléctricamente mediante un convertidor de frecuencia, comprendiendo el procedimiento de control las siguientes etapas:

- i) medir, a partir de un circuito electrónico microprocesado y en un ciclo de funcionamiento del compresor lineal resonante, una corriente medida del motor eléctrico;
- ii) calcular, en base a la corriente medida y en una tensión de funcionamiento aplicada al inversor del motor eléctrico, por lo menos un conjunto de parámetros eléctricos del motor y por lo menos un conjunto de parámetros mecánicos del compresor lineal;
- iii) calcular, a partir de los valores medidos y calculados en las etapas i) y ii), un desplazamiento máximo y una velocidad del pistón del compresor lineal resonante;

- iv) ajustar, partiendo del desplazamiento máximo y la velocidad del pistón obtenidos en la etapa iii), un nuevo valor para la tensión de funcionamiento que se aplica al inversor del motor eléctrico del compresor lineal; y
 v) aplicar al inversor del motor eléctrico del compresor lineal resonante la tensión de funcionamiento ajustada en la etapa iv).

Finalmente, los objetivos de la presente invención se consiguen por medio de un compresor lineal resonante que comprende un procedimiento de control del pistón tal como se define en el objeto que se reivindica.

Breve descripción de los dibujos

La presente invención se describe ahora con mayor detalle con referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales:

- la figura 1 representa una vista esquemática de un compresor lineal resonante;
- la figura 2 ilustra una vista esquemática del modelo mecánico del compresor lineal resonante empleado en la presente invención;
- la figura 3 ilustra una vista esquemática del modelo eléctrico del compresor lineal resonante de la presente invención;
- la figura 4 ilustra un diagrama de bloques del modelo del compresor lineal resonante;
- la figura 5 muestra un diagrama de bloques del modelo del observador de estado para el compresor lineal resonante de la presente invención;
- la figura 6 muestra un diagrama de bloques simplificado del control de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención;
- la figura 7 muestra un diagrama de bloques del control y el inversor de la presente invención;
- la figura 8 ilustra un diagrama de bloques del sistema de control del pistón que emplea valores de corriente y velocidad de acuerdo con una realización preferida de la presente invención;
- la figura 9 ilustra un diagrama de bloques del sistema de control del pistón empleando los valores de tensión y frecuencia en una segunda realización de la presente invención;
- la figura 10 representa un diagrama de flujo del procedimiento de control de acuerdo con las etapas previstas en la presente invención;
- la figura 11 muestra una gráfica separada que muestra, entre otras magnitudes, el perfil de la corriente medida del compresor lineal de la presente invención;
- la figura 12 muestra una gráfica de la fuerza de presión de gas;
- la figura 13 muestra una gráfica de la fuerza elástica equivalente, la fuerza de amortiguación equivalente y la fuerza continua equivalente (desplazamiento); y
- la figura 14 muestra una gráfica de la fuerza resultante (suma de las 3 fuerzas equivalentes), de acuerdo con la presente invención.

Descripción detallada de las figuras

La figura 1 muestra una vista esquemática de un compresor lineal resonante 100, empleado en la presente invención. En este equipo, el pistón es accionado por un actuador lineal, el cual está formado por un soporte 4 y unos imanes 5 accionados por una o más bobinas 6. La misma figura muestra, además, que uno o más muelles 7a y 7b conectan la parte móvil (pistón 1, soporte 4 e imanes 5) a la parte fija formada por el cilindro 2, estator 12, bobinas 6, cabezal 3 y bastidor 13. Las partes móviles y los muelles forman el conjunto resonante del presente compresor 100.

Así, el conjunto resonante accionado por el motor lineal tiene la función de desarrollar un movimiento alternativo lineal, haciendo que el movimiento del pistón en el interior del cilindro ejerza una fuerza de compresión de gas para comprimir el gas que ha entrado a través de la válvula de aspiración 3a hasta el punto en que se puede ser descargado a través de la válvula de descarga 3b hacia el lado de alta presión.

La amplitud de funcionamiento del compresor lineal 100 se ajusta por el balance de potencia generada por el motor y la potencia consumida por el mecanismo tras la compresión, además de las pérdidas generadas en este proceso. Con el fin de lograr la máxima eficiencia termodinámica y la máxima capacidad de refrigeración, el desplazamiento del pistón debe acercarse lo más posible a su final de carrera, reduciendo así el volumen de gas muerto en el proceso de compresión.

Para hacer que este proceso sea factible, tiene que conocerse con precisión la carrera del pistón, con el fin de evitar el riesgo de impacto del pistón en el final de carrera (cabezal), ya que este impacto puede generar ruido acústico y pérdida de eficiencia, o incluso ruptura del compresor. Por lo tanto, cuanto mayor sea el error de la estimación/medida de la posición del pistón mayor es el coeficiente de seguridad requerido entre el desplazamiento máximo y el final de carrera, para hacer funcionar el compresor en condiciones de seguridad, lo que da lugar a una pérdida de rendimiento del equipo final.

A la vista de lo anterior, la presente invención dispone un sistema y un procedimiento para controlar el pistón de un compresor lineal, capaz de estimar con precisión la velocidad y el desplazamiento de dicho pistón, a partir de una serie de parámetros de funcionamiento de dicho compresor, de una de manera simplificada y eficiente. Dicho compresor es parte integral de un circuito de refrigeración y, tal como ya se ha mencionado, comprende por lo menos un cilindro 2, por lo menos un cabezal 3, por lo menos un motor eléctrico, además de por lo menos un muelle 7a/7b, de manera que el cilindro 2 alojará operativamente el pistón 1.

De acuerdo con las enseñanzas de la presente invención, el sistema de control que se propone comprende por lo menos una unidad de control electrónico 15, estando formada esta unidad por al menos un circuito electrónico de vigilancia 20 y por lo menos un circuito de control 30 asociados entre sí. La unidad de control electrónico 15 está asociada eléctricamente al motor eléctrico del compresor lineal resonante 100.

La figura 6 muestra un diagrama de bloques simplificado del sistema de control de la presente invención.

En general, dicho circuito electrónico de vigilancia 20 está configurado para medir por lo menos una magnitud eléctrica del motor eléctrico del compresor lineal resonante 100, estando configurado dicho circuito de vigilancia 20 para estimar por lo menos un conjunto de parámetros eléctricos del compresor lineal resonante 100 y por lo menos un conjunto de parámetros mecánicos del compresor lineal resonante 100.

El circuito electrónico de vigilancia 20 está configurado y se implementa preferentemente a partir de un circuito electrónico microprocesado, o uno equivalente.

Las figuras 6 a 10 ilustran diagramas de bloques donde se estiman los parámetros eléctricos y mecánicos. En otras palabras, el circuito electrónico de vigilancia 20 está configurado para estimar y proporcionar por lo menos un parámetro de control Pc del sistema para el circuito de control 30 a partir de la magnitud eléctrica medida y el conjunto de parámetros eléctricos y mecánicos.

El circuito de control 30, a su vez, está configurado para accionar el motor eléctrico del compresor lineal resonante 100 a partir de los parámetros de control Pc estimados. Tales parámetros de control Pc estimados comprenden por lo menos un desplazamiento máximo Dmax del pistón 1 del compresor 100.

Preferiblemente, los parámetros de control Pc comprenden, además, una velocidad del pistón Ve(t) del compresor 100, de modo que el circuito de control 30 acciona el motor del compresor lineal resonante 100 a partir de los valores de la velocidad del pistón Ve(t) y el desplazamiento máximo Dmax estimado.

Más preferiblemente, la magnitud eléctrica medida está compuesta por un valor de corriente funcionamiento i_{m1} , o simplemente corriente medida i_m , del compresor lineal resonante 100.

Una característica totalmente innovadora del presente sistema de control se refiere a la modelización matemática propuesta, formada a partir de un modelo eléctrico y mecánico del compresor lineal 100.

La figura 2 ilustra un modelo mecánico del compresor lineal 100, mientras que la figura 3 muestra un modelo eléctrico para el mismo equipo.

En mayor detalle, el conjunto de parámetros eléctricos se calcula a partir del modelo matemático eléctrico del compresor lineal resonante 100, estando definido dicho modelo en base a un circuito eléctrico RL en serie con una fuente de tensión, de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$V_{ENT}(t) = V_R(i_e(t)) + V_L(i_e(t)) + V_{MT}(v_e(t)) \quad (1)$$

donde:

$V_R(i_e(t)) = R \cdot i_e(t)$; tensión de la resistencia [V];

$$V_L(i_e(t)) = L \cdot \frac{di_e(t)}{dt} \quad ; \text{tensión del inductor [V];}$$

$V_{MT}(V_e(t)) = K_{MT} V_e(t)$; tensión inducida del motor o FCEM [V];

$V_{ENT}(t)$; tensión de alimentación[V];

R ; resistencia eléctrica del motor del compresor

L ; inductancia del motor del compresor (100)

K_{MT} ; constante de la fuerza y la tensión del motor

$v_e(t)$; velocidad del pistón calculada

$i_e(t)$; corriente del motor estimada o calculada.

Respecto a la modelización mecánica del compresor, los parámetros mecánicos de compensación se calculan a partir de un modelo matemático mecánico del compresor lineal resonante 100, de manera que dicho modelo se define en base a un sistema mecánico de masa/muelle de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$m \cdot \frac{d^2 d_e(t)}{dt^2} = F_{MT}(i_e(t)) - F_{ML}(d_e(t)) - F_{AM}(v_e(t)) - F_G(d_e(t)) \quad (2)$$

donde:

- 10 $F_{MT}(i_e(t)) = K_{MT} \cdot i_e(t)$; fuerza del motor [N];
- $F_{ML}(d_e(t)) = K_{ML} \cdot d_e(t)$; fuerza elástica [N];
- $F_{AM}(v_e(t)) = K_{AM} \cdot v_e(t)$; fuerza de amortiguación [N];
- 15 $F_G(d_e(t))$; fuerza de presión de gas en el cilindro [N];
- K_{MT} ; constante del motor
- K_{ML} ; constante de elasticidad
- K_{AM} ; primera constante de amortiguación
- m ; masa de la parte móvil
- 20 $d_e(t)$; desplazamiento calculado del pistón del compresor.

De manera más general y de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención, es posible establecer que el conjunto de parámetros eléctricos y el conjunto de parámetros mecánicos, cuando se combinan, definan un conjunto de parámetros electromecánicos, que tienen forma de matriz (3) de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A \cdot x(t) + B \cdot u(t) + F \cdot g(t) \\ y(t) &= C \cdot x(t) \end{aligned} \quad (3)$$

25

donde:

- 30 $x(t) = (V_e(t) \ d_e(t) \ i_e(t))^T$; vector de estado
- $y(t) = i_e(t)$; salida del sistema
- $u(t) = V_{ENT}(t)$; tensión de alimentación [V]
- $g(t) = F_G(d_e(t))$; fuerza de presión de gas en el cilindro [N];

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{K_{AM}}{m} & -\frac{K_{ML}}{m} & \frac{K_{MT}}{m} \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{MT}}{L} & 0 & -\frac{R}{L} \end{pmatrix}$$

35 ; matriz dinámica del sistema

$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{L} \end{pmatrix}^T$$

; vector de entrada de alimentación

$$F = \begin{pmatrix} \frac{1}{m} & 0 & 0 \end{pmatrix}^T$$

; vector de entrada de presión

- 40 $C = (0 \ 0 \ 1)$; vector de salida
- K_{MT} ; constante del motor
- K_{ML} ; constante de elasticidad
- K_{AM} ; primera constante de amortiguación
- R ; resistencia eléctrica del compresor
- L ; inductancia del motor del compresor (100)
- 45 m ; masa de la parte móvil
- $d_e(t)$; desplazamiento calculado del pistón del compresor
- $v_e(t)$; velocidad del pistón calculada
- $i_e(t)$; corriente del motor.

En base a la ecuación de la matriz propuesta en la presente invención, y tal como se muestra en un diagrama de bloques en la figura 4, la única salida del sistema es la corriente eléctrica del motor del compresor 100, ya que el modelado desarrollado tiene en cuenta solamente la medición de magnitudes eléctricas.

5 Cabe señalar que la fuerza de presión de gas $F_G(d(t))$, mencionada en la ecuación matricial anterior, varía con las presiones de aspiración y descarga, así como con el desplazamiento del pistón 1, tal como se ilustra en la figura 12, entre otras magnitudes lineales y no lineales del sistema, hecho que justifica su aplicación en el modelado propuesto en el presente objeto; de lo contrario podrían producirse errores significativos efectos no deseados en el control del compresor lineal 100.

10 Por lo tanto, la presente invención compensa los efectos causados en el sistema por la fuerza de la presión de gas, ya que esta última provoca por lo menos tres efectos principales en dicho equipo, a saber:

- 15 1. variación en la frecuencia de resonancia;
2. consumo de energía que se transfiere al gas; y
3. desplazamiento del punto medio de la oscilación del pistón 1 (variación en el desplazamiento).

Con el fin de superar los efectos anteriores, la presente invención sustituye la fuerza de presión de gas $F_G(d(t))$ por otras 3 fuerzas lineales que compensan los efectos de esta fuerza de presión, que son: una fuerza elástica equivalente, una fuerza de amortiguación equivalente y una fuerza continua equivalente, tal como se muestra en las figuras 13 y 14.

La siguiente ecuación muestra el cálculo de la fuerza de presión de gas y sus respectivas fuerzas atenuantes:

$$25 \quad F_G(t) = K_{AMEq} \cdot Vd + K_{MLEq} \cdot d + F_{Cont} \quad (4)$$

La fuerza elástica equivalente se ajusta para compensar los efectos de la variación de la frecuencia de resonancia, mientras que la fuerza de amortiguación equivalente se ajusta para compensar el consumo de energía. Por otra parte, la fuerza continua equivalente se ajusta para compensar el desplazamiento del punto medio de la oscilación del pistón.

30 Cabe señalar que la adición de una fuerza elástica es equivalente a añadir una segunda constante de elasticidad K_{MLEq} en la ecuación mecánica a la naturaleza lineal de dichas fuerzas. El mismo principio es válido para la segunda constante de amortiguación K_{AMEq} en la ecuación mecánica. La fuerza de presión de gas se sustituye, de acuerdo con la presente invención, por una fuerza continua F_{Cont} .

35 De este modo, el sistema que se propone puede representarse por las siguientes ecuaciones, de modo que, en este modelo, la matriz A es variable en función de K_{MLEq} e K_{AMEq} , y la entrada $g(t)$ es continua.

$$40 \quad \begin{pmatrix} \dot{v}(t) \\ \dot{d}(t) \\ \dot{i}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{K_{AM} + K_{AMEq}}{m} & -\frac{K_{ML} + K_{MLEq}}{m} & \frac{K_{FMT}}{m} \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{VMT}}{L} & 0 & -\frac{R}{L} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v(t) \\ d(t) \\ i(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot V_{ENT}(t) + \begin{pmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot F_{Cont} \quad (5)$$

o

$$\dot{x}(t) = A(K_{MLEq}, K_{AMEq}) \cdot x(t) + B \cdot u(t) + F \cdot g(t)$$

$$y(t) = C \cdot x(t)$$

45 donde

$$x(t) = \begin{pmatrix} v(t) \\ d(t) \\ i(t) \end{pmatrix},$$

$$y(t) = i(t), u(t) = V_{ENT}(t), g(t) = F_{Cont}$$

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{K_{AM} + K_{AMEq}}{m} & -\frac{K_{ML} + K_{MLEq}}{m} & \frac{K_{FMT}}{m} \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{VMT}}{L} & 0 & -\frac{R}{L} \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L} \end{pmatrix}, \quad F = \begin{pmatrix} 1 \\ m \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$C = (0 \ 0 \ 1)$$

Cabe señalar que, en la última representación, lo que importa no es el valor aislado de K_{ML} e K_{MLEq} , o la parte de cada constante, sino más bien el valor total $K_{ML} + K_{MLEq}$, lo que significa que es posible sustituir esta suma por un coeficiente único, denominado coeficiente de elasticidad total K_{MLT} .

$$K_{MLT} = K_{ML} + K_{MLEq} \quad (6)$$

Dicho coeficiente de elasticidad total K_{MLT} se ajusta a cada ciclo del motor lineal, de acuerdo con una frecuencia de resonancia F_R del sistema, tal como se muestra en la siguiente ecuación 7. La frecuencia de resonancia se ajusta a cada ciclo por la lectura del período de la corriente real o medida i_m del motor. La figura 1 ilustra el perfil de la medida de la corriente i_m de la característica del motor en este tipo de aplicación y el período de la frecuencia de resonancia.

$$F_R = \frac{1}{T_R} K_{MLT} = m \cdot 4 \cdot (\pi \cdot F_R)^2 \quad (7)$$

donde

F_R - frecuencia de resonancia
 T_R - período de la frecuencia de resonancia

De manera similar, es importante conocer el valor total de la constante de amortiguación ($K_{AM} + K_{AMEq}$). Por lo tanto, es posible sustituirla por un coeficiente único, denominado aquí coeficiente de amortiguación total K_{AMT} , que se ajusta para cada ciclo del motor lineal.

$$K_{AMT} = K_{AM} + K_{AMEq} \quad (8)$$

Una característica importante en la presente invención se refiere al ajuste del balance de potencia del sistema. Este ajuste se desarrolla si la potencia medida en la entrada del sistema es mayor que la potencia consumida por la fuerza de amortiguación total del observador 20, más la pérdida de la denominada resistencia del observador 20. Por lo tanto, en este caso, se hace necesario aumentar el coeficiente de amortiguación total K_{AMT} , de lo contrario se debe reducir el coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}).

Las siguientes ecuaciones muestran el cálculo de las principales magnitudes asociadas a las potencias del sistema de control de la presente invención:

$$a = \frac{T_R}{\Delta t} \quad (9)$$

$$P_e = \frac{1}{T_R} \sum_{n=0}^a u_c[n] \cdot i_M[n] \cdot \Delta t \quad (10)$$

$$P_R = \frac{1}{T_R} \sum_{n=0}^a R \cdot i[n]^2 \cdot \Delta t \quad (11)$$

$$F_{AMT}[k] = K_{AMT} \cdot v[k] \quad (12)$$

$$P_{AM} = \frac{1}{T_R} \sum_{n=0}^a F_{AMT}[n] \cdot v[n] \cdot \Delta t \quad (13)$$

donde

- 5 a - número de muestras en un periodo de la frecuencia de resonancia;
 P_e - potencia medida en la entrada del motor;
 P_R - potencia en la resistencia calculada por el estimador;
 F_{AM} - fuerza producida por la amortiguación total calculada por el estimador;
 P_{AM} - potencia disipada por el total calculado por el estimador;
 10 T_R - período de la frecuencia de resonancia o período de un ciclo de actuación;
 Δt - período de muestreo o período entre dos muestras consecutivas.

La figura 7 muestra en mayor detalle los principales bloques funcionales del sistema de control para un pistón 1, de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención.

- 15 La Figura 8 ilustra un diagrama de bloques para una realización preferida del sistema de control reivindicado.

A dicho sistema, en base al conjunto de parámetros electrónicos descritos anteriormente, se le envía de nuevo un error de la corriente del observador 20i_{eo} multiplicado por un vector de ganancia K, calculándose el error de la corriente i_{eo} por la diferencia entre la corriente medida i_m y la corriente calculada del motor i_e(t).

Matemáticamente, el modelo electromecánico del observador de estado del compresor lineal resonante 100 se calcula en forma de matriz por:

$$\begin{aligned} i_{eo}(t) &= i_m(t) - i_e(t) \\ \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + F \cdot g(t) + K i_{eo}(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{aligned} \quad (14)$$

De nuevo, cabe señalar que el motor eléctrico del compresor lineal resonante 100 se acciona a través de la unidad de control 15 a una frecuencia de resonancia F_R calculada en cada ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal 100. Dicho ciclo de funcionamiento T_R se mide a través de la corriente medida i_m y se calcula para que tenga el período de la corriente medida i_m. La figura 11, tal como ya se ha mencionado para el sistema de la presente invención, ilustra el perfil de dicha corriente medida i_m, siendo posible obtener su periodo de funcionamiento observando los momentos en que los que la corriente i_m pasa por cero.

Es importante señalar que el funcionamiento del compresor 100 a la frecuencia de resonancia F_R permite conseguir el máximo rendimiento de todo el sistema, sin afectar a la fiabilidad y a la seguridad del equipo final.

Muy preferiblemente, la corriente calculada del motor i_e(t), el desplazamiento del pistón d_e(t) y la velocidad del pistón v_e(t) del compresor lineal 100 se calculan a una frecuencia de discretización F_d que es sustancialmente mayor que la frecuencia de resonancia F_R, siendo operable dicha frecuencia de discretización F_d aproximadamente 10 veces o más la frecuencia de resonancia F_R.

El desplazamiento máximo D_{MAX} se calcula a partir del desplazamiento del pistón $d_e(t)$ durante un ciclo de funcionamiento T_R . Análogamente, el conjunto de parámetros mecánicos se calcula en cada ciclo de funcionamiento T_R .

En la figura 8 puede observarse, además, que el accionamiento del compresor lineal resonante 100 se da en base a una tensión de funcionamiento U_C , calculándose esta tensión U_C en base a los valores calculados de desplazamiento máximo D_{MAX} y la velocidad de desplazamiento del pistón $v_e(t)$. Dichos valores de estado se comparan con valores de referencia a través de controladores de estado tales como PI (proporcional e integral) de PID (proporcional, integral y derivativo).

Tal como ya se ha mencionado anteriormente, la presente invención presenta un procedimiento innovador para controlar el pistón de un compresor lineal resonante 100. Dicho procedimiento prevé un compresor provisto de un motor eléctrico, siendo accionado este último por un convertidor de frecuencia.

El citado procedimiento comprende esencialmente la siguiente etapa:

- a) medir cada ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal resonante 100, con una frecuencia de discretización F_d , una corriente medida i_m del motor eléctrico;
- b) calcular un ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal resonante 100, a partir de la corriente medida i_m del motor eléctrico y, en base al ciclo de funcionamiento calculado T_R , calcular una frecuencia de resonancia R_F del compresor lineal resonante 100;
- c) calcular cada ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal resonante 100 a la frecuencia de discretización F_d , una corriente calculada del motor $i_e(t)$, un desplazamiento del pistón $d_e(t)$ y una velocidad del pistón $v_e(t)$;
- d) calcular cada ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal resonante 100, a la frecuencia de discretización R_F , un error de la corriente i_{e0} calculado por la diferencia entre la corriente medida i_m y la corriente calculada del motor $i_e(t)$;
- e) calcular, en base al desplazamiento del pistón $d_e(t)$ calculado en la etapa c), un desplazamiento máximo D_{MAX} del pistón del compresor lineal resonante 100;
- f) calcular, en un ciclo de funcionamiento T_R , una potencia de entrada real P_e en el motor eléctrico a partir de la corriente medida i_m y a partir de una tensión de funcionamiento U_C aplicada por el inversor del motor eléctrico;
- g) calcular, en un ciclo de funcionamiento T_R , una potencia disipada P_R como una resistencia eléctrica del motor R a partir de la corriente medida i_m ;
- h) calcular una fuerza de amortiguación total F_{AMT} , producida en un ciclo de funcionamiento T_R a partir de un coeficiente de amortiguación total K_{AMT} y a partir de la velocidad del pistón $V_e(t)$ calculada en la etapa c);
- i) calcular una potencia disipada por la amortiguación total P_{AMT} a partir de la fuerza de amortiguación total F_{AMT} calculada en la etapa anterior y de la velocidad del pistón $V_e(t)$ calculada en la etapa c);
- j) calcular una fuerza continua equivalente F_{Cont} en función de la potencia de entrada real P_e en el motor eléctrico calculada en la etapa f) y en función del ciclo de funcionamiento T_R calculado en la etapa b);
- k) calcular, a partir del desplazamiento máximo D_{MAX} y a partir de la velocidad del pistón $V_e(t)$ y la corriente medida i_m , un valor de la tensión de funcionamiento U_C que se aplica al motor eléctrico del compresor lineal 100; y
- l) aplicar al motor eléctrico del compresor lineal resonante 100 el valor de la tensión de funcionamiento U_C calculado en la etapa k.

El presente procedimiento tiene, además, una etapa para calcular el coeficiente de elasticidad total K_{MLT} del compresor lineal resonante 100, a partir de la frecuencia de resonancia R_F calculada en la etapa b).

Además, el procedimiento que se propone prevé una etapa para calcular el coeficiente de amortiguación total K_{AMT} del compresor lineal resonante 100, a partir de la potencia real P_e , la potencia disipada P_R y la potencia disipada por la amortiguación total P_{AMT} .

Respecto a la corrección de dicho coeficiente de amortiguación total K_{AMT} , éste se ajusta una vez por ciclo a partir de las siguientes etapas:

- m) si la potencia de entrada real P_e calculada es mayor que la suma de la potencia disipada por la amortiguación total P_{AMT} con la potencia disipada P_R , entonces aumentar el valor del coeficiente de amortiguación total K_{AMT} a un siguiente ciclo de funcionamiento T_R ; y
- n) si la potencia de entrada real P_e calculada es menor que la suma de la potencia disipada por el desplazamiento total P_{AMT} con la potencia disipada P_R , entonces disminuir el valor del coeficiente de amortiguación total K_{AMT} a un siguiente ciclo de funcionamiento T_R .

De lo contrario el coeficiente de amortiguación total K_{AMT} se calcula en base a las siguientes ecuaciones:

$$P_{AMT} = P_e - P_R$$

$$K_{AMT} = \frac{2 \cdot P_{AMT}}{(2 \cdot \pi \cdot F_R \cdot D_{MAX})^2} \quad (15)$$

5

El coeficiente de elasticidad total K_{MLT} se calcula a través de la ecuación:

$$K_{MLT} = m \cdot 4 \cdot (\pi \cdot F_R)^2 \quad (16)$$

10 donde

F_R = frecuencia de resonancia;

15 A partir del coeficiente de elasticidad total K_{MLT} y a partir del coeficiente de amortiguación total K_{AMT} , se calcula y se ajusta el modelo de observador, para así de compensar la variación en las presiones de aspiración y descarga (obteniendo un sistema adaptativo). Para el modelo continuo este ajuste solamente afecta a la matriz dinámica A el diseño del vector de ganancia K. En la práctica, para sistemas discretos (o discretizados), el proceso de discretización y la variación del coeficiente de elasticidad total K_{MLT} y en el de amortiguación total K_{AMT} también da lugar a una variación de las matrices B y F.

20

Por lo tanto, a partir del coeficiente de elasticidad total K_{MLT} y a partir del de amortiguación total K_{AMT} se calcula un conjunto de matrices A, B y F con el fin de diseñar un vector de ganancia K. En otras palabras, a partir del coeficiente de elasticidad total K_{AMLT} y el coeficiente de amortiguación total K_{AMT} se calcula una primera matriz de coeficientes A, una segunda matriz de coeficientes B, una tercera matriz de coeficientes F y un vector de ganancia K, en un ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal resonante 100. En este caso, el presente sistema genera un modelo de coeficientes variables, denominado también sistema adaptativo, que se ajusta a cada ciclo de funcionamiento del compresor 100.

25

El procedimiento reivindicado en la presente solicitud da lugar a un modelado matemático del compresor lineal 100, tal como ya se ha mencionado para el sistema de control que se propone.

30

En un primer momento, el procedimiento prevé el uso de un modelo matemático eléctrico del compresor 100 definido en base a un circuito eléctrico RL en serie con una fuente de tensión, que se calcula a través de la ecuación 1, la cual ya se ha detallado anteriormente para el sistema de control del pistón 1. Para una mejor comprensión, se reproduce a continuación la ecuación 1:

35

$$V_{ENT}(t) = V_R(i_e(t)) + V_L(i_e(t)) + V_{MT}(v_e(t)) \quad (1)$$

Los parámetros y valores que se refieren a la ecuación anterior son los mismos que se han mostrado antes para el sistema de control de la presente invención.

40

Análogamente, el procedimiento de control del pistón de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención tiene en cuenta un modelado matemático mecánico del compresor lineal 100, que se define en base a un sistema mecánico de masa/muelle de acuerdo con la ecuación 2 a continuación, ya representada anteriormente:

45

$$m \cdot \frac{d^2 d(t)}{dt^2} = F_{MT}(i_e(t)) - F_{ML}(d_e(t)) - F_{AM}(v(t)) - F_G(d_e(t)) \quad (2)$$

Los parámetros mecánicos de la ecuación anterior son los que se han definido para el sistema de control del pistón 1 de la presente invención. Tal como ya se ha mencionado, la fuerza de la presión del gas en el cilindro $FG(d(t))$ se calcula mediante la ecuación 4, la cual se reproduce a continuación para una mejor comprensión:

50

$$F_G(t) = K_{AMEq} \cdot Vd + K_{MLEq} \cdot d + F_{Cont} \quad (4)$$

En otra realización, el procedimiento de control propuesto comprende un modelo matemático electrónico del compresor lineal 100 que se obtiene a través de una matriz similar, tal como se propone para el sistema de control, a partir de la siguiente ecuación 3, ya definida anteriormente:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A.x(t) + B.u(t) + F.g(t) \\ y(t) &= C.x(t) \end{aligned} \quad (3)$$

Por lo tanto, los parámetros de la ecuación anterior son los que ya se han definido para el modelado del sistema de control de la presente invención.

En el procedimiento previsto, al modelo matemático electrónico del compresor lineal 10, al igual que para el sistema desarrollado, se le envía de nuevo un error de la corriente del observador i_{eo} multiplicado por un vector de ganancia K , calculándose el error de la corriente del observador i_{eo} por la diferencia entre la corriente medida i_m y la corriente calculada del motor $i_e(t)$, siendo el modelo matemático electrónico del compresor lineal resonante 100 de acuerdo con la ecuación 14, la cual se reproduce a continuación, ya definida anteriormente para el sistema de control:

$$\begin{aligned} i_{eo}(t) &= i_m(t) - i_e(t) \\ \dot{x}(t) &= A.x(t) + B.u(t) + F.g(t) + K.i_{eo}(t) \\ y(t) &= C.x(t) \end{aligned} \quad (14)$$

La figura 8 muestra, tal como ya se ha mencionado, una realización preferida para el sistema de control y el procedimiento propuestos. Para una configuración de este tipo, se prevén las siguientes etapas adicionales:

- o) ajustar una primera corriente eléctrica de referencia I_{1ref} a partir de la comparación entre el desplazamiento máximo D_{MAX} del pistón calculado en la etapa "e" y un desplazamiento de referencia programado D_{REF} ;
- p) ajustar una segunda corriente eléctrica de referencia i_{1ref} ajustada por la velocidad del pistón $V_e(t)$ calculada en la etapa c);
- q) ajustar un error de la corriente de control (i_{ce}) por la diferencia entre la corriente eléctrica de referencia (I_{2ref}) y la corriente medida (i_m);
- r) ajustar la tensión de funcionamiento (u_c) aplicada al convertidor de frecuencia del motor eléctrico a partir del error de la corriente de control i_{ce} calculado en la etapa anterior.

Tal como se muestra en la figura 8, la primera corriente eléctrica de referencia I_{1ref} se genera en una salida del primer controlador de estado proporcional e integral PI_1 . Este controlador puede estar formado, además, por un controlador derivativo proporcional integral.

La misma figura 8 muestra que la tensión de funcionamiento u_c aplicada al convertidor del motor eléctrico se genera en una salida de un segundo controlador de estado proporcional e integral PI_{12} o uno derivativo proporcional integral.

De manera más amplia, el presente procedimiento de control para un pistón de compresor lineal está configurado a partir de las siguientes etapas:

- i) medir, a partir de un circuito electrónico microprocesado y un ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal resonante (100), con una frecuencia discretizada F_d , una corriente medida i_m del motor eléctrico;
- ii) calcular, en base a la corriente medida i_m y de una tensión de funcionamiento u_c aplicada al inversor del motor eléctrico, por lo menos un conjunto de parámetros eléctricos del motor y por lo menos un conjunto de parámetros mecánicos del compresor lineal 100;
- iii) calcular, en base a los valores medidos y calculados en las etapas i) y ii), un desplazamiento máximo D_{MAX} y una velocidad del pistón $V_e(t)$ del compresor lineal resonante 100;
- iv) ajustar, a partir del desplazamiento máximo D_{MAX} y la velocidad del pistón $V_e(t)$ obtenida en la etapa iii), un nuevo valor para la tensión de funcionamiento u_c que se aplica al inversor del motor eléctrico del compresor lineal 100; y
- v) aplicar al inversor del motor eléctrico del compresor lineal resonante 100 la tensión de funcionamiento u_c ajustada en la etapa iv).

De nuevo, hay que señalar que el valor de la tensión de funcionamiento u_c se calcula en un ciclo de funcionamiento T_R del compresor lineal resonante 100, de modo que el ciclo de funcionamiento T_R define el funcionamiento del compresor lineal 100 a la frecuencia de resonancia R_F .

5 El procedimiento descrito anteriormente también tiene en cuenta que el conjunto de parámetros eléctricos se calcula a partir de un modelo matemático eléctrico del compresor lineal resonante 100. Tal como se ha descrito anteriormente, el conjunto de parámetros mecánicos se calcula a partir de un modelo matemático mecánico del compresor lineal resonante 100, o todavía a partir de un modelo matemático electromecánico del compresor lineal resonante 100 definido en base a los conjuntos de parámetros eléctricos y mecánicos.

10 Las ecuaciones 1 y 2 definidas en la presente invención también se aplican a la metodología más completa anterior, es decir, al electromotor del compresor 100, modelado como un circuito eléctrico RL en serie, y al mismo compresor 100 modelado como un sistema mecánico de masa/muelle.

15 La igualación de la matriz definida por la ecuación 3 se aplica también en este último procedimiento de control, a partir de la concepción de un sistema electromecánico.

Por lo tanto, el sistema y el procedimiento para controlar el pistón 1 de un compresor lineal resonante 100, tal como se describe en la presente invención, logran sus objetivos cuando un conjunto de parámetros estimados permite el funcionamiento del compresor 100 a su máxima eficiencia, sin hacer uso de sensores configurados para la medición de magnitudes o variables mecánicas.

20 Por una parte, la realización preferida mostrada en la figura 8 imparte al sistema que se reivindica un control simple y eficiente para el compresor 100, empleando el desplazamiento y la velocidad del pistón 1 estimados por el circuito electrónico de vigilancia 20, mientras que la realización alternativa mostrada en la figura 9 permite un control capaz de reemplazar la señal de velocidad por una señal senoidal en fase con dicha velocidad.

25 Ambas soluciones son capaces de optimizar la eficiencia del compresor, sin hacer uso de dispositivos de medición auxiliares, teniendo en cuenta, además, la estimación del desplazamiento máximo D_{MAX} del pistón 1, lo cual contribuye en gran medida a reducir el tiempo de ingeniería en la instalación, simplificando el proceso de producción para la reducción de componentes y la reducción del número de conexiones requeridas, y especialmente en el mantenimiento del equipo final. Tales soluciones operan el presente sistema con seguridad, permitiendo así que el pistón 1 trabaje en su recorrido máximo sin colisionar con el cabezal del compresor.

35 Finalmente, la presente invención proporciona un compresor lineal resonante 100 que comprende un procedimiento de control del pistón tal como se define en la invención que se reivindica.

Habiéndose descrito una realización preferida, debe entenderse que el alcance de la presente invención abarca otras variaciones posibles, que solamente se limitan por el contenido de las reivindicaciones adjuntas, las cuales incluyen los posibles equivalentes.

40

REIVINDICACIONES

1. Sistema de control para controlar el pistón (1) de un compresor resonante lineal (100), siendo el compresor lineal resonante (100) parte integral de un circuito de refrigeración, comprendiendo el compresor lineal resonante (100) por lo menos un cilindro (2), por lo menos un cabezal (3), por lo menos un motor eléctrico y por lo menos un muelle, el cilindro (2) alojando operativamente el pistón (1);
 el sistema de control comprende por lo menos una unidad de control electrónico (15), comprendiendo la unidad de control electrónico (15) por lo menos un circuito electrónico de vigilancia (20) y por lo menos un circuito de control (30), asociados entre sí;
 estando la unidad de control electrónico (15) asociada eléctricamente al motor eléctrico del compresor lineal resonante (100);
 estando configurado el circuito electrónico de vigilancia (20) para medir por lo menos una magnitud eléctrica del motor eléctrico del compresor lineal resonante (100); estando caracterizado el sistema de control por el hecho de que el circuito electrónico de vigilancia (20) está configurado para estimar por lo menos un conjunto de parámetros eléctricos del motor del compresor resonante lineal (100) y por lo menos un conjunto de parámetros mecánicos del compresor lineal resonante (100);
 estando configurado el circuito electrónico de vigilancia (20) para estimar y proporcionar por lo menos un parámetro de control (Pc) del sistema para el circuito de control (30) a partir de la magnitud eléctrica medida y un conjunto de parámetros eléctricos y mecánicos estimados;
 estando configurado el circuito de control (30) para accionar el motor eléctrico del compresor lineal resonante (100) a partir de los parámetros de control estimados (Pc), comprendiendo los parámetros de control estimados (Pc) por lo menos un desplazamiento máximo (D_{MAX}) del pistón (1) del compresor (100).

2. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que los parámetros de control estimados (Pc) comprenden, además, una velocidad del pistón (V_e(t)) del compresor (100), accionando el circuito de control (30) el motor del compresor lineal resonante (100) a partir de los parámetros de control estimados (Pc) del sistema y por el hecho de que la magnitud eléctrica medida es un valor de corriente de funcionamiento (i_m) del motor del compresor lineal resonante (100).

3. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con las reivindicaciones 1 y 2, caracterizado por el hecho de que

i) el conjunto de parámetros eléctricos se calcula a partir de un modelo matemático eléctrico del compresor lineal resonante (100), estando definido el modelo matemático eléctrico del compresor lineal (100) en base a un circuito eléctrico RL en serie con una fuente de tensión y calculado a través de la siguiente ecuación:

$$V_{ENT}(t) = V_R(i_e(t)) + V_L(i_e(t)) + V_{MT}(v_e(t))$$

donde:

- $V_R(i_e(t)) = R \cdot i_e(t)$; tensión de la resistencia [V];
- $V_L(i_e(t)) = L \cdot \frac{di_e(t)}{dt}$; tensión del inductor [V];
- $V_{AM}(V_e(t)) = K_{MT} \cdot V_e(t)$; tensión inducida del motor o FCEM [V];
- $V_{ENT}(t)$; tensión de alimentación[V];
- R ; resistencia eléctrica del motor del compresor
- L ; inductancia del motor del compresor (100)
- K_{MT} ; constante de la fuerza y la tensión del motor
- $v_e(t)$; velocidad del pistón calculada
- $i_e(t)$; corriente del motor estimada o calculada.

ii) el conjunto de parámetros mecánicos se calcula a partir de un modelo matemático mecánico del compresor lineal resonante (100), estando definido el modelo matemático mecánico del compresor lineal resonante (100) en base a un sistema mecánico de masa/muelle de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$m \cdot \frac{d^2 d_e(t)}{dt^2} = F_{MT}(i_e(t)) - F_{ML}(d_e(t)) - F_{AM}(v_e(t)) - F_G(d_e(t)) \quad (2)$$

donde:

| | | |
|----|--|--|
| | $F_{MT}(i_e(t)) = K_{MT} \cdot i_e(t)$ | ; fuerza del motor [N]; |
| | $F_{ML}(d_e(t)) = K_{ML} \cdot d_e(t)$ | ; fuerza elástica [N]; |
| 5 | $F_{AM}(v_e(t)) = K_{AM} \cdot v_e(t)$ | ; fuerza de amortiguación [N]; |
| | $F_G(d(t))$ | ; fuerza de presión de gas en el cilindro [N]; |
| | K_{MT} | ; constante del motor |
| | K_{ML} | ; constante de elasticidad |
| | K_{AM} | ; primera constante de amortiguación |
| | m | ; masa de la parte móvil |
| 10 | $v_e(t)$ | ; velocidad del pistón |
| | $d_e(t)$ | ; desplazamiento del pistón |
| | $i_e(t)$ | ; corriente del pistón calculada; |

15 iii) el conjunto de parámetros eléctricos y el conjunto de parámetros mecánicos, cuando se combinan, definen un conjunto de parámetros electromecánicos, obteniéndose los parámetros electromecánicos a través de la siguiente ecuación de matrices:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A \cdot x(t) + B \cdot u(t) + F \cdot g(t) \\ y(t) &= C \cdot x(t) \end{aligned} \quad (3)$$

20 donde:

| | | |
|----|---------------------------------------|--|
| | $x(t) = (v_e(t) \ d_e(t) \ i_e(t))^T$ | ; vector de estado |
| | $y(t) = i_e(t)$ | ; salida del sistema |
| 25 | $u(t) = V_{ENT}(t)$ | ; tensión de alimentación [V] |
| | $g(t) = F_G(d(t))$ | ; fuerza de presión de gas en el cilindro [N]; |

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{K_{AM}}{m} & -\frac{K_{ML}}{m} & \frac{K_{MT}}{m} \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{MT}}{L} & 0 & -\frac{R}{L} \end{pmatrix}$$

30 ; matriz dinámica del sistema

$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{L} \end{pmatrix}^T$$

; vector de entrada de alimentación

$$F = \begin{pmatrix} \frac{1}{m} & 0 & 0 \end{pmatrix}^T$$

; vector de entrada de presión

$$C = (0 \ 0 \ 1)$$

35 ; vector de salida

K_{MT}

; constante del motor

K_{ML}

; constante de elasticidad

K_{AM}

; primera constante de amortiguación

R

; resistencia eléctrica del compresor

L

; inductancia del motor del compresor (100)

40 m

; masa de la parte móvil

$v_e(t)$

; velocidad del pistón

$d_e(t)$

; desplazamiento del pistón

$i_e(t)$

; corriente calculada del pistón;

45 iv) el conjunto de parámetros electromecánicos se calcula a partir del modelo matemático electromecánico del compresor lineal resonante (100), estando definido el modelo matemático electromecánico del compresor lineal resonante (100) en base a la ecuación de matrices, enviándosele de nuevo al sistema de control un error de la corriente del observador (i_{eo}) multiplicado por un vector de ganancia (K), calculándose el error de la corriente del observador (i_{eo}) por la diferencia entre la corriente medida (i_m) y la corriente calculada del motor ($i_e(t)$), obteniéndose el modelo matemático electromecánico del compresor lineal resonante (100) por:

$$i_{eo}(t) = i_m(t) - i_e(t)$$

$$\dot{x}(t) = A.x(t) + B.u(t) + F.g(t) + K.i_{eo}(t)$$

$$y(t) = C.x(t)$$

4. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que el motor eléctrico del compresor lineal resonante (100) se acciona a través de una unidad de control (15) a una frecuencia de resonancia (FR) calculada en cada ciclo de funcionamiento (T_R) del compresor lineal (100), el ciclo de funcionamiento (T_R) se mide a través de la corriente medida (i_m) y se calcula para que tenga el mismo periodo de la corriente medida (i_m).

5. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que circuito electrónico de vigilancia (20) está configurado a partir de un circuito electrónico microprocesado.

6. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con la reivindicación 3 y 4, caracterizado por el hecho de que la corriente calculada del motor ($i_e(t)$), el desplazamiento del pistón ($d_e(t)$) y la velocidad del pistón ($V_e(t)$) del compresor lineal (100) se calculan a una frecuencia de discretización (F_d) sustancialmente mayor que la frecuencia de resonancia (F_R).

7. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con las reivindicaciones 1 y 6, caracterizado por el hecho de que el desplazamiento máximo (D_{MAX}) se calcula a partir del desplazamiento del pistón ($d_e(t)$) durante un ciclo de funcionamiento (T_R).

8. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) según la reivindicación 4, caracterizado por el hecho de que el conjunto de parámetros mecánicos se calcula en cada ciclo de funcionamiento (T_R).

9. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) según la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que el accionamiento del compresor lineal resonante (100) se da en base a una tensión de funcionamiento (u_C), calculándose la tensión de funcionamiento (u_C) en base a los valores calculados de desplazamiento máximo (D_{MAX}) y velocidad de desplazamiento del pistón ($v_e(t)$), comparándose dichos valores con valores de referencia a través de controladores de estado.

10. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con la reivindicación 3, caracterizado por el hecho de que:

i) el conjunto de parámetros electromecánicos incluye una fuerza de presión de gas en el interior del cilindro $F_G(d(t))$ que se calcula por:

$$F_G(t) = K_{AMEq} \cdot v_e(t) + K_{MLEq} \cdot d_e(t) + F_{Cont}$$

donde:

K_{MLEq} = segunda constante de elasticidad
 K_{AMEq} = segunda constante de amortiguación
 F_{Cont} = fuerza continua equivalente

ii) un coeficiente de elasticidad total (K_{MLT}) se define como la suma de la constante de elasticidad con la segunda constante de elasticidad

$$K_{MLT} = K_{ML} + K_{MLEq}$$

iii) el coeficiente de elasticidad total (K_{MLT}) se calcula a través de la ecuación:

$$K_{MLT} = m \cdot 4 \cdot (\pi \cdot F_R)^2$$

donde

55

F_R = frecuencia de resonancia.

iv) el coeficiente total de amortiguación (K_{AMT}) se define como la suma de la constante de amortiguación con la segunda constante de amortiguación:

$$K_{AMT} = K_{AM} + K_{AMEq}$$

v) la fuerza continua equivalente (F_{Cont}) se calcula en función de la potencia de entrada real (P_e) en el motor eléctrico y en función del ciclo de funcionamiento (T_R).

11. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con las reivindicaciones 3 y 10, caracterizado por el hecho de que la fuerza elástica se calcula a través de la ecuación:

$$F_{ML}(d_e(t)) = K_{MLT} \cdot d_e(t)$$

12. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con la reivindicación 10, caracterizado por el hecho de que el coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) se calcula a través del balance de potencia:

i) el coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) se calcula a través de la ecuación:

$$P_{AMT} = P_E - P_R$$

$$K_{AMT} = \frac{2 \cdot P_{AMT}}{(2 \cdot \pi \cdot F_R \cdot D_{MAX})^2}$$

donde

P_E = potencia de entrada real
 P_R = potencia disipada en la resistencia del motor
 D_{MAX} = desplazamiento del motor máximo;

ii) si la potencia de entrada real (P_e) calculada es mayor que la suma de la potencia disipada por la amortiguación total (P_{AMT}) con la potencia disipada (P_R), entonces aumentar el valor del coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) a un siguiente ciclo de funcionamiento (T_R); y

iii) si la potencia de entrada real (P_e) calculada es menor que a la suma de la potencia disipada por el desplazamiento total (P_{AMT}) con la potencia disipada (P_R), entonces disminuir el valor del coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) a un siguiente ciclo de funcionamiento (T_R).

13. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con las reivindicaciones 3 y 10, caracterizado por el hecho de que una fuerza de amortiguación se calcula a través de la ecuación:

$$F_{AM}(v_e(t)) = K_{AMT} \cdot v_e(t)$$

14. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con las reivindicaciones 3, 10 y 11, caracterizado por el hecho de que una matriz dinámica del sistema (A) se calcula a través de la ecuación:

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{K_{AMT}}{m} & -\frac{K_{MLT}}{m} & \frac{K_{MT}}{m} \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{MT}}{L} & 0 & -\frac{R}{L} \end{pmatrix}$$

15. Sistema de control para el pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con la reivindicación 10, caracterizado por el hecho de que una primera matriz de coeficientes (A), una segunda matriz de coeficientes (B), una tercera matriz de coeficientes (F) y un vector de ganancia (K), en un ciclo de funcionamiento (T_R) del compresor

lineal resonante (100), se ajustan a partir del coeficiente de elasticidad total (K_{MLT}) y coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}).

5 16. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante, comprendiendo el compresor lineal resonante (100) por lo menos un motor eléctrico, siendo accionado el motor eléctrico por un convertidor de frecuencia, estando caracterizado el procedimiento de control por el hecho de que comprende las siguientes etapas:

- 10 a) medir, en cada ciclo de funcionamiento (T_R) del compresor lineal resonante (100), con una frecuencia de discretización (F_d), una corriente medida (i_m) del motor eléctrico;
- 10 b) calcular un ciclo de funcionamiento (T_R) del compresor lineal resonante (100) a partir de la corriente medida (i_m) del motor eléctrico y, en base al ciclo de funcionamiento calculado (T_R), calcular una frecuencia de resonancia (F_R) del compresor lineal resonante 100;
- 15 c) calcular, en cada ciclo de funcionamiento (T_R) del compresor lineal resonante (100) a la frecuencia de discretización (F_d), una corriente calculada del motor ($i_e(t)$), un desplazamiento del pistón ($d_e(t)$) y una velocidad del pistón ($V_e(t)$);
- 15 d) calcular, en cada ciclo de funcionamiento (T_R) del compresor lineal resonante (100), a la frecuencia de discretización (F_R), un error de la corriente (i_{e0}) calculado por la diferencia entre la corriente medida (i_m) y la corriente calculada del motor ($i_e(t)$);
- 20 e) calcular, en base al desplazamiento del pistón ($d_e(t)$) calculado en la etapa c), un desplazamiento máximo (D_{MAX}) del pistón del compresor lineal resonante (100);
- 20 f) calcular, en un ciclo de funcionamiento (T_R), una potencia de entrada real (P_e) en el motor eléctrico a partir de la corriente medida (i_m) y a partir de una tensión de funcionamiento (u_C) aplicada por el inversor del motor eléctrico;
- 25 g) calcular, en un ciclo de funcionamiento (T_R), una potencia disipada (P_R) como una resistencia eléctrica del motor (R) a partir de la corriente medida (i_m);
- 25 h) calcular una fuerza de amortiguación total (F_{AMT}), producida en un ciclo de funcionamiento (T_R) a partir de un coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) y a partir de la velocidad del pistón ($V_e(t)$) calculada en la etapa c);
- 30 i) calcular una potencia disipada por la amortiguación total (P_{AMT}) a partir de la fuerza de amortiguación total (F_{AMT}) calculada en la etapa anterior y a partir de la velocidad del pistón ($V_e(t)$) calculada en la etapa c);
- 30 j) calcular una fuerza continua equivalente (F_{Cont}) en función de la potencia de entrada real (P_e) en el motor eléctrico calculada en la etapa f) y en función del ciclo de funcionamiento (T_R) calculado en la etapa b);
- 35 k) calcular, a partir del desplazamiento máximo (D_{MAX}) y a partir de la velocidad del pistón ($V_e(t)$) y la corriente medida (i_m), un valor de la tensión de funcionamiento (u_C) que se aplica al motor eléctrico del compresor lineal (100); y
- 40 l) aplicar al motor eléctrico del compresor lineal resonante (100) el valor de la tensión de funcionamiento (u_C) calculado en la etapa k).

40 17. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con la reivindicación 16, caracterizado por el hecho de que comprende una etapa para calcular el coeficiente de elasticidad total (K_{MLT}) del compresor lineal resonante (100) partiendo de la frecuencia de resonancia (F_R) calculada en la etapa b).

45 18. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con la reivindicación 16, caracterizado por el hecho de que el coeficiente de elasticidad (K_{MLT}) se calcula a través de la ecuación:

$$K_{MLT} = m \cdot 4 \cdot (\pi \cdot F_R)^2$$

50 donde:

F_R = frecuencia de resonancia.

55 y el coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) del compresor lineal resonante (100) a partir de la potencia de entrada real (P_e), la potencia disipada (P_R) y la potencia disipada por la amortiguación total (P_{AMT}).

19. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con la reivindicación 16, caracterizado por el hecho de que comprende, además, las siguientes etapas:

60 m) el coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_{AMT} = P_E - P_R$$

$$K_{AMT} = \frac{2 \cdot P_{AMT}}{(2 \cdot \pi \cdot F_R \cdot D_{MAX})^2}$$

5 n) si la potencia de entrada real (P_e) calculada es mayor que la suma de la potencia disipada por la amortiguación total (P_{AMT}) con la potencia disipada (P_R), entonces aumentar el valor del coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) a un siguiente ciclo de funcionamiento (T_R).

o) si la potencia de entrada real (P_e) calculada es menor que la suma de la potencia disipada por la amortiguación total (P_{AMT}) con la potencia disipada (P_R), entonces disminuir el valor del coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) al siguiente ciclo de funcionamiento (T_R).

10 20. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con las reivindicaciones 16 a 19, caracterizado por el hecho de que una primera una matriz de coeficientes (A), una segunda matriz de coeficientes (B), una tercera matriz de coeficientes (F) y un vector de ganancia (K), en un ciclo de funcionamiento (T_R) del compresor lineal resonante (100), se ajustan a partir del coeficiente de elasticidad total (K_{MLT}) y el coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}).

15 21. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con la reivindicación 16, caracterizado por el hecho de que comprende, además:

20 p) un modelo matemático eléctrico del compresor lineal resonante (100) se define en base a un circuito eléctrico RL en serie con una fuente de tensión y se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$V_{ENT}(t) = V_R(i_e(t)) + V_L(i_e(t)) + V_{MT}(v_e(t))$$

donde:

25 $V_R(i_e(t)) = R \cdot i_e(t)$; tensión de la resistencia [V];
 $V_L(i_e(t)) = L \cdot \frac{di_e(t)}{dt}$; tensión del inductor [V];
 $V_{MT}(V_e(t)) = K_{MT} \cdot v_e(t)$; tensión inducida del motor o FCEM [V];
 $V_{ENT}(t)$; tensión de alimentación[V];
 R ; resistencia eléctrica del motor del compresor
 30 L ; inductancia del motor del compresor (100)
 K_{MT} ; constante de la fuerza y la tensión del motor
 $v_e(t)$; velocidad del pistón calculada
 $i_e(t)$; corriente del motor estimada o calculada.

35 q) un modelo matemático mecánico del compresor lineal resonante (100) se define en base a un sistema mecánico de masa/muelle de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$m \cdot \frac{d^2 d_e(t)}{dt^2} = F_{MT}(i_e(t)) - F_{ML}(d_e(t)) - F_{AM}(v_e(t)) - F_G(d_e(t))$$

donde:

40 $F_{MT}(i_e(t)) = K_{MT} \cdot i_e(t)$; fuerza del motor [N];
 $F_{ML}(d_e(t)) = K_{ML} \cdot d_e(t)$; fuerza elástica [N];
 $F_{AM}(V_e(t)) = K_{AM} \cdot v_e(t)$; fuerza de amortiguación [N];
 $F_G(d_e(t))$; fuerza de presión de gas en el cilindro [N];
 45 K_{MT} ; constante del motor
 K_{ML} ; constante de elasticidad
 K_{AM} ; primera constante de amortiguación
 m ; masa de la parte móvil
 $v_e(t)$; velocidad del pistón.
 50 $d_e(t)$; desplazamiento del pistón
 $i_e(t)$; corriente del motor calculada;

r) un modelo matemático electromecánico del compresor lineal (100), que se obtiene por:

$$\dot{x}(t) = A.x(t) + B.u(t) + F.g(t)$$

$$y(t) = C.x(t)$$

donde:

$$x(t) = \begin{pmatrix} v_e(t) \\ d_e(t) \\ i_e(t) \end{pmatrix},$$

$$y_e(t) = i_e(t), u(t) = V_{ENT}(t), g(t) = F_G(t)$$

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{K_{AM}}{m} & -\frac{K_{ML}}{m} & \frac{K_{FMT}}{m} \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{VMT}}{L} & 0 & -\frac{R}{L} \end{pmatrix}, B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ L \end{pmatrix}, F = \begin{pmatrix} 1 \\ m \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix},$$

5 C = (0 0 1) s) al modelo matemático electromecánico del compresor lineal (100) se le envía de nuevo un error de la corriente del observador (i_{eo}) multiplicado por un vector de ganancia (K), calculándose el error de la corriente (i_{eo}) por la diferencia entre la corriente medida (i_m) y la corriente calculada del motor ($i_e(t)$), obteniéndose el modelo matemático electromecánico del compresor lineal resonante (100) por:

10

$$i_{eo}(t) = i_m(t) - i_e(t)$$

$$\dot{x}(t) = A.x(t) + B.u(t) + F.g(t) + K.i_{eo}(t)$$

$$y(t) = C.x(t)$$

15

t) una fuerza de presión de gas en el interior del cilindro $F_G(d(t))$ se calcula por:

$$F_G(t) = K_{AMEq} \cdot v_e(t) + K_{MLEq} \cdot d_e(t) + F_{Cont}$$

donde:

20

K_{MLEq} = segunda constante de elasticidad
 K_{AMEq} = segunda constante de amortiguación
 F_{Cont} = fuerza continua equivalente.

25

22. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con la reivindicación 18, caracterizado por el hecho de que el coeficiente de elasticidad total (K_{MLT}) se define como la suma de la constante de elasticidad con la segunda constante de elasticidad, calculado a través de la ecuación:

$$K_{MLT} = K_{ML} + K_{MLEq}$$

30

23. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con las reivindicaciones 21 y 22, caracterizado por el hecho de que la fuerza elástica se calcula mediante la ecuación:

$$F_{ML}(d_e(t)) = K_{MLT} \cdot d_e(t)$$

35

24. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con la reivindicación 16, caracterizado por el hecho de que el coeficiente de amortiguación total (K_{AMT}) se define como la suma de la constante de amortiguación con la segunda constante de amortiguación calculada a través de la ecuación:

$$K_{AMT} = K_{AM} + K_{AMEq}$$

25. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con las reivindicaciones 21 y 24, caracterizado por el hecho de que una fuerza de amortiguación total se calcula a través de la ecuación:

$$F_{AM}(d_e(t)) = K_{AMT} \cdot d_e(t)$$

5 26. Procedimiento de control para un pistón (1) de un compresor lineal resonante (100) de acuerdo con las reivindicaciones 21, 22, 23 y 24, caracterizado por el hecho de que la matriz dinámica del sistema (A) se calcula a través de la ecuación:

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{K_{AMT}}{m} & -\frac{K_{MLT}}{m} & \frac{K_{MT}}{m} \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{MT}}{L} & 0 & -\frac{R}{L} \end{pmatrix}$$

10 27. Procedimiento de control para el pistón de un compresor lineal resonante de acuerdo con las reivindicaciones 16 y 19, caracterizado por el hecho de que comprende, además, las siguientes etapas:

- 15 i) ajustar una primera corriente eléctrica de referencia (i_{1ref}) que se genera en una salida de un primer controlador de estado proporcional e integral (P_{i1}) o derivativo proporcional integral, comprando el desplazamiento máximo (D_{MAX}) del pistón calculado en la etapa "e" y un desplazamiento de referencia programado (D_{REF});
- ii) ajustar una segunda corriente eléctrica de referencia (i_{2ref}) multiplicando la primera corriente eléctrica de referencia (i_{1ref}) ajustada por la velocidad del pistón ($V_e(t)$) calculada en la etapa c);
- 20 iii) ajustar un error de la corriente de control (i_{ce}) por la diferencia entre la segunda corriente eléctrica de referencia (i_{2ref}) y la corriente medida (i_m);
- iv) ajustar la tensión de funcionamiento (u_c) aplicada al convertidor de frecuencia del motor eléctrico, que se genera en una salida de un segundo controlador de estado proporcional e integral (P_{i2}) o derivativo proporcional integral, a partir del error de la corriente de control i_{ce}) calculado en la etapa anterior.

25 28. Compresor resonante lineal (100) caracterizado por el hecho de que comprende un sistema de control tal como se define en las reivindicaciones 1 a 15.

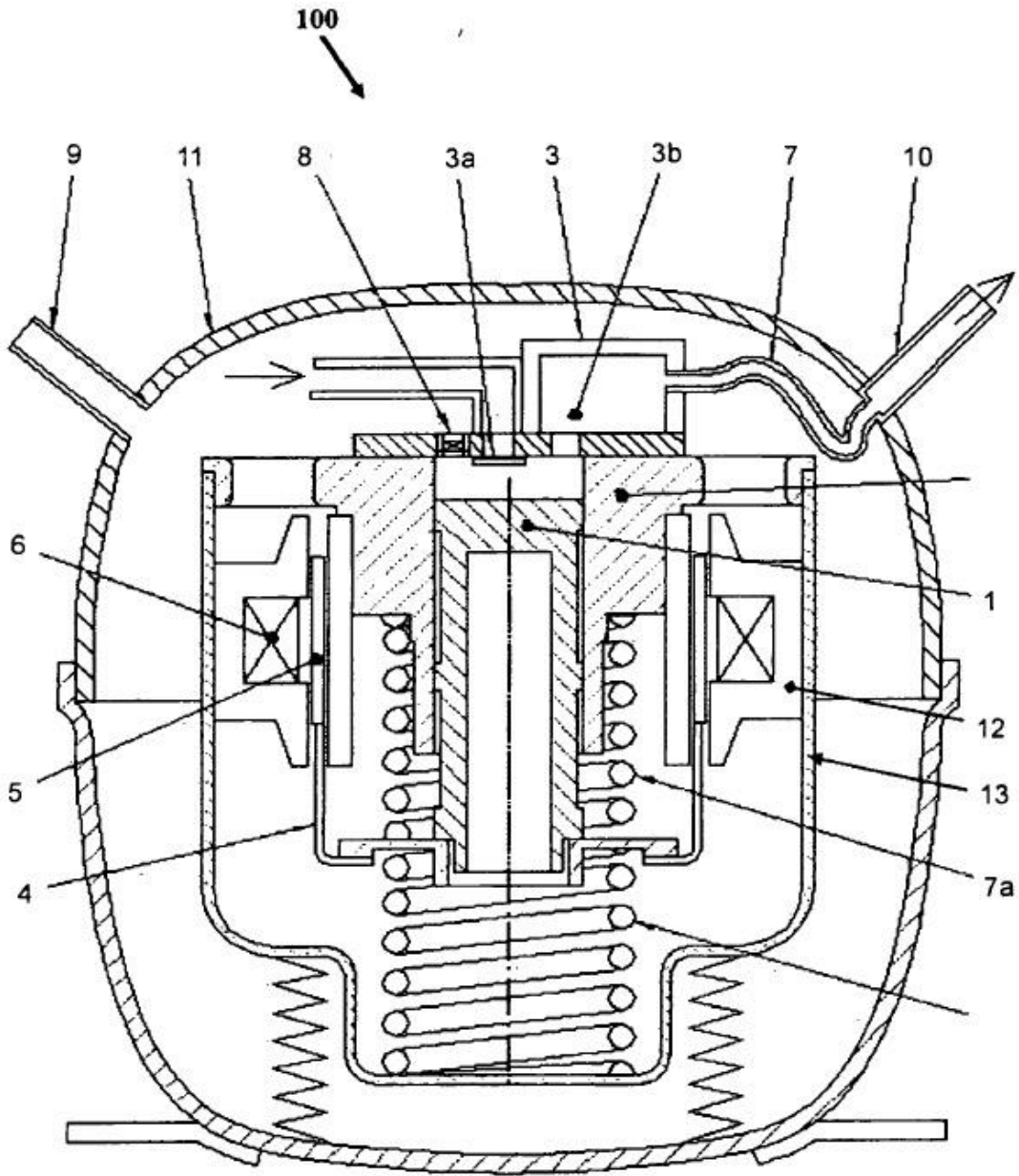


FIG. 1

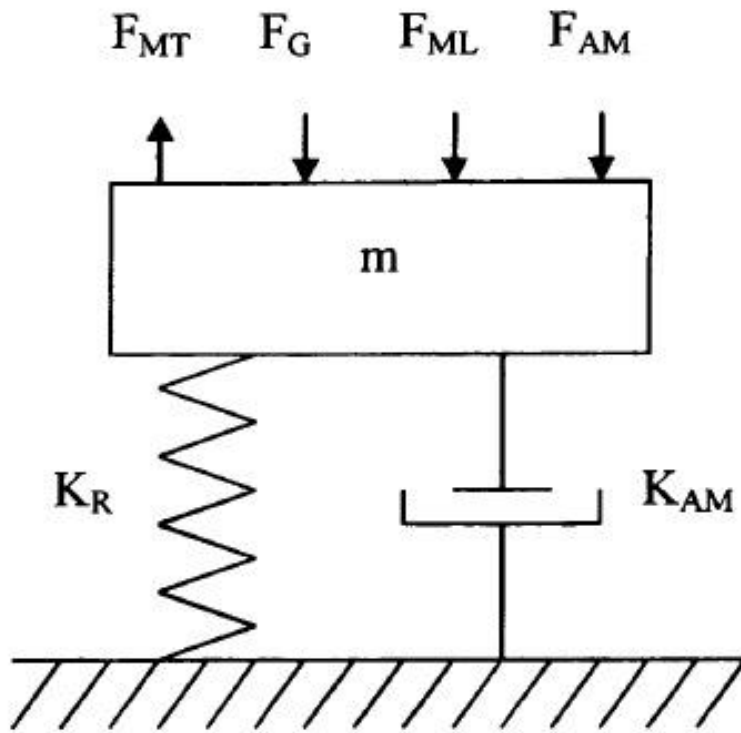


FIG. 2

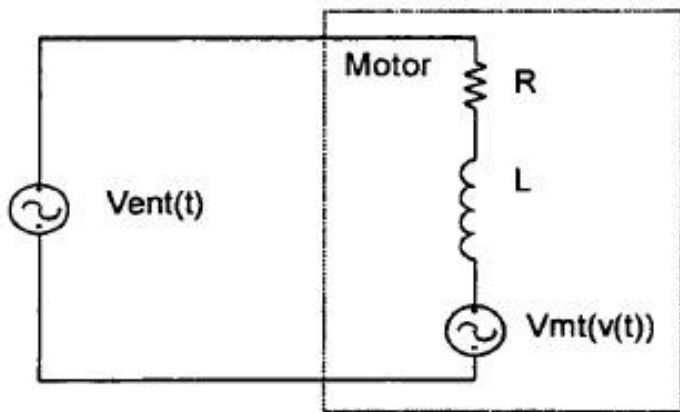


FIG. 3

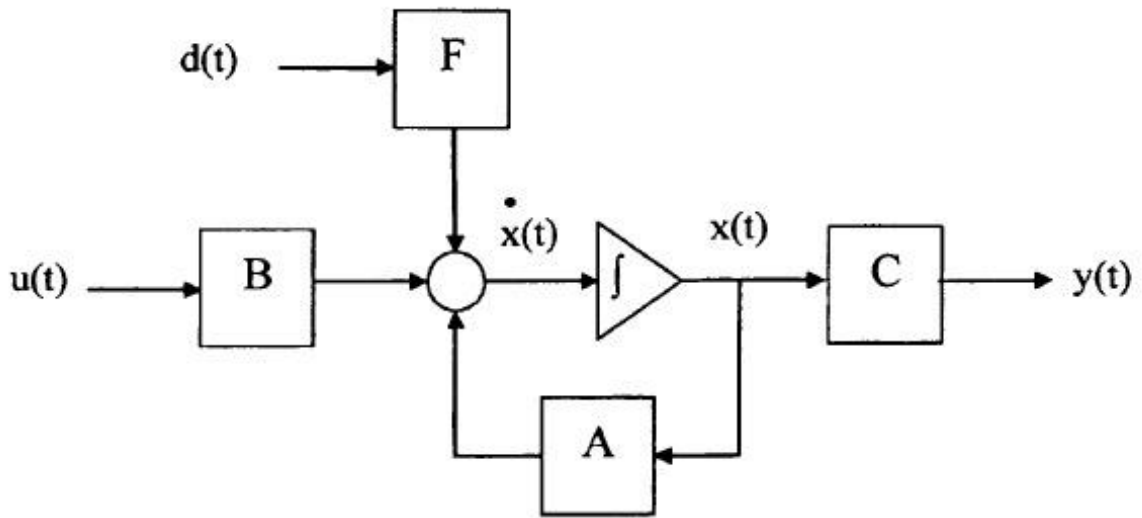


FIG. 4

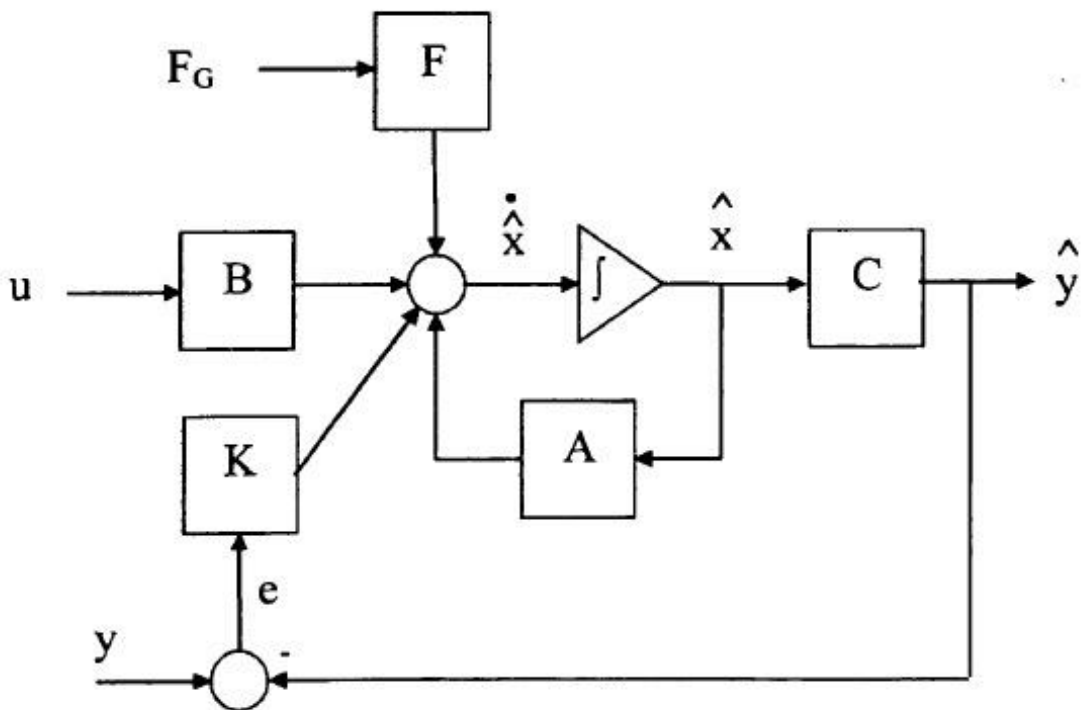


FIG. 5

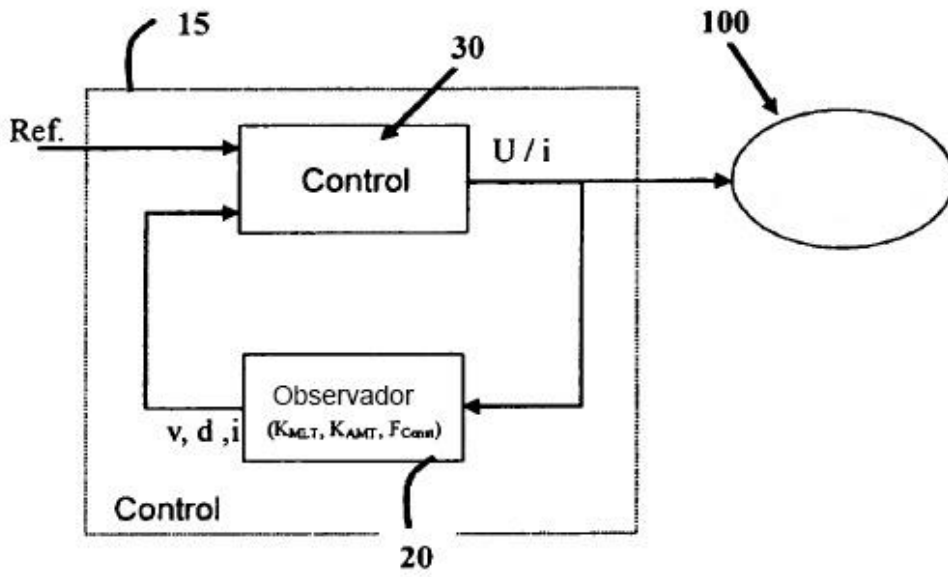


FIG. 6

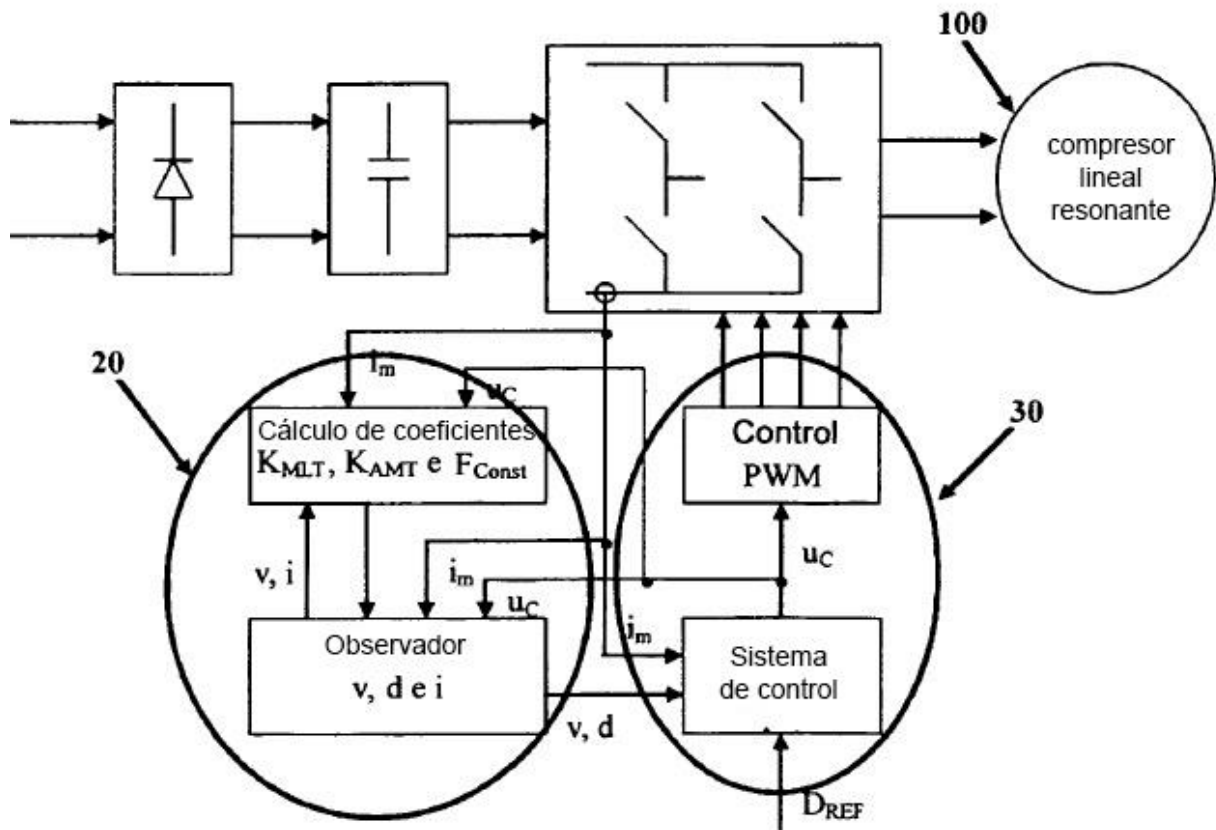


FIG. 7

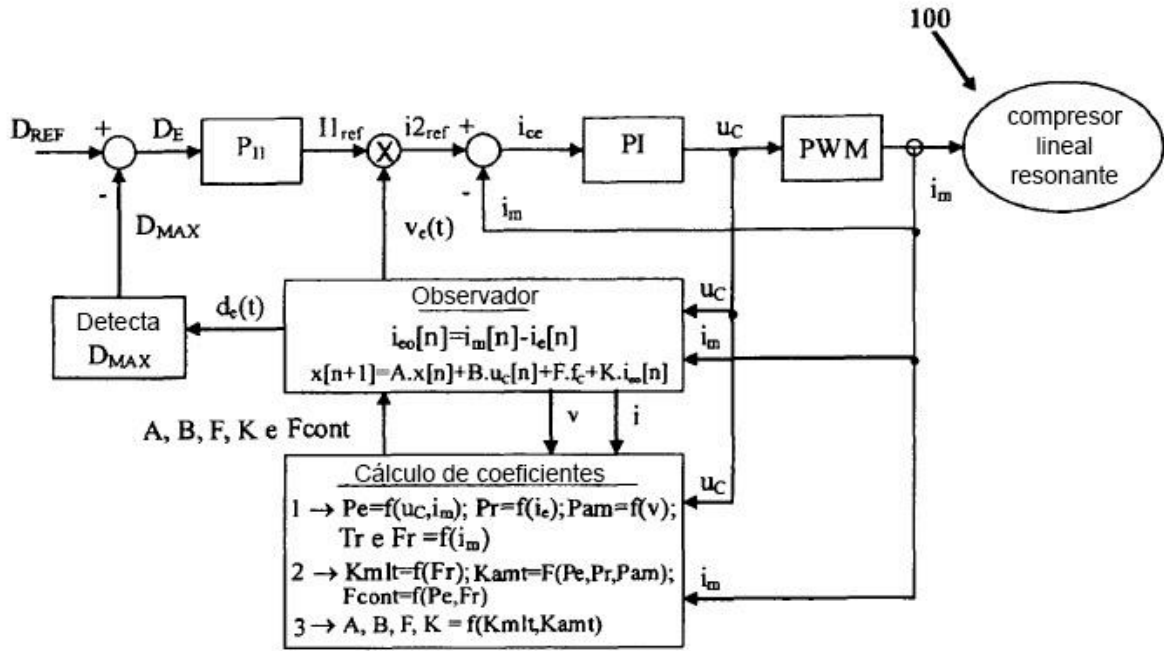


FIG. 8

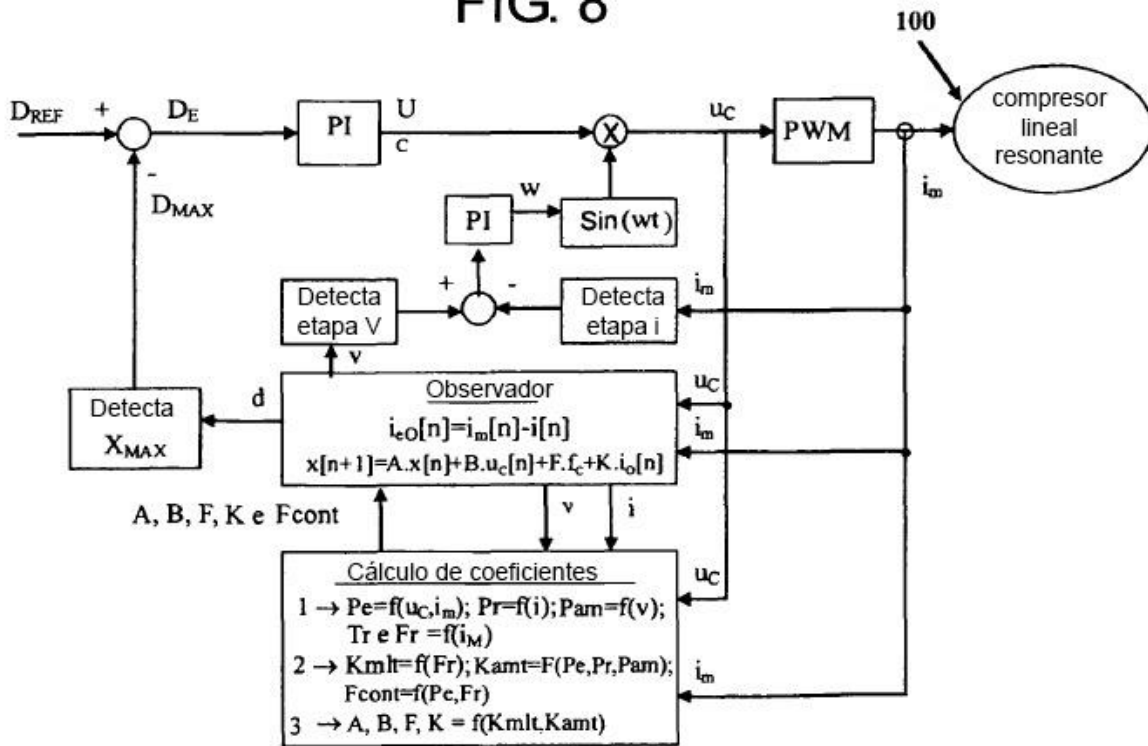


FIG. 9

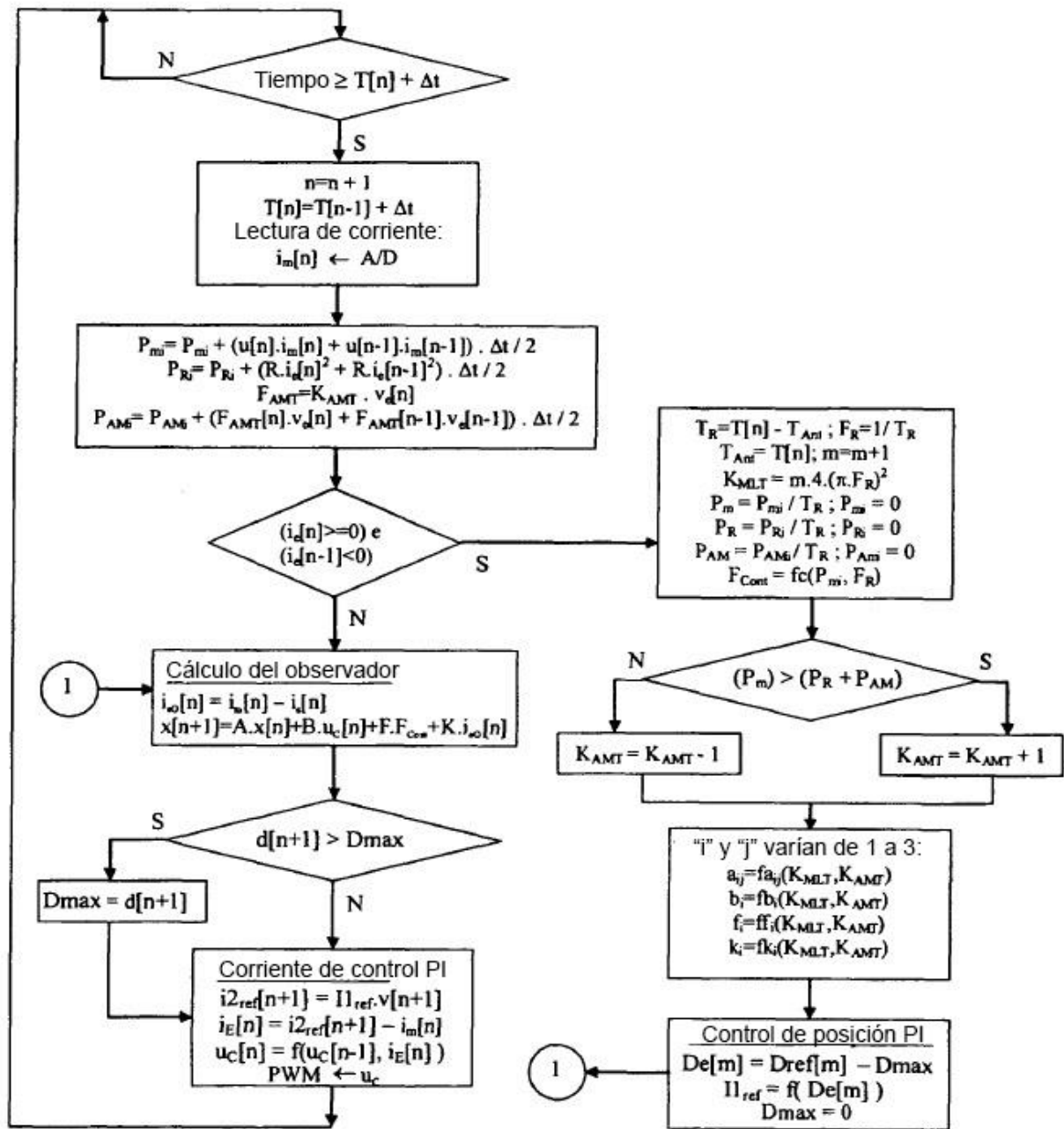


FIG. 10

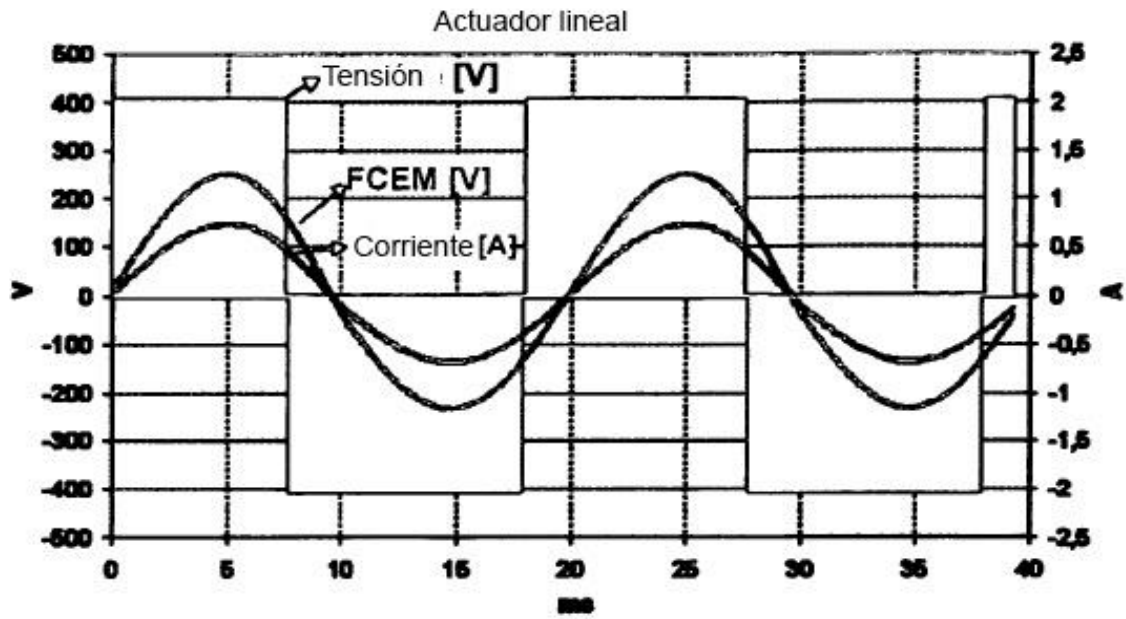


FIG. 11

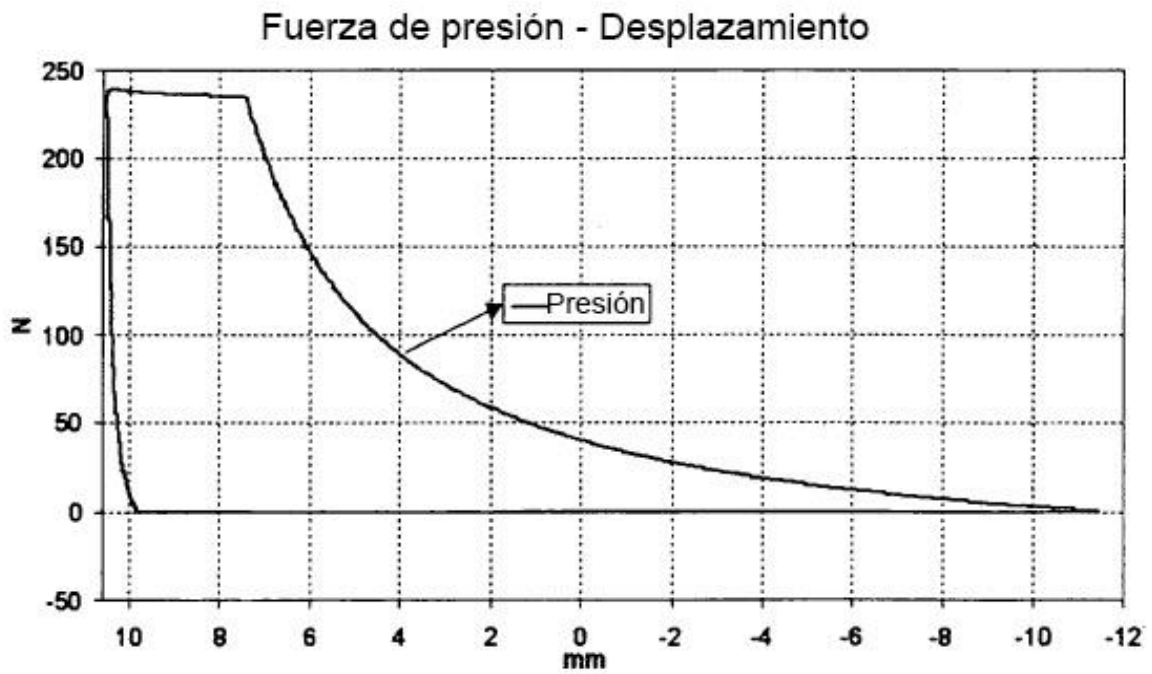


FIG. 12

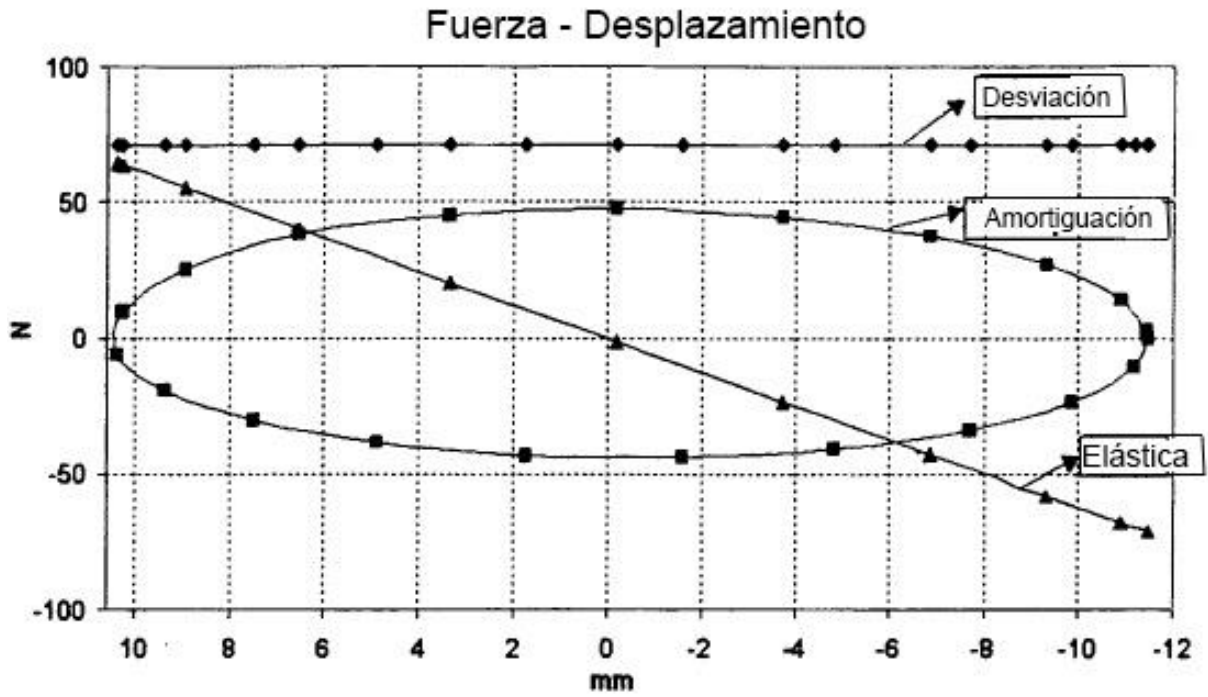


FIG. 13

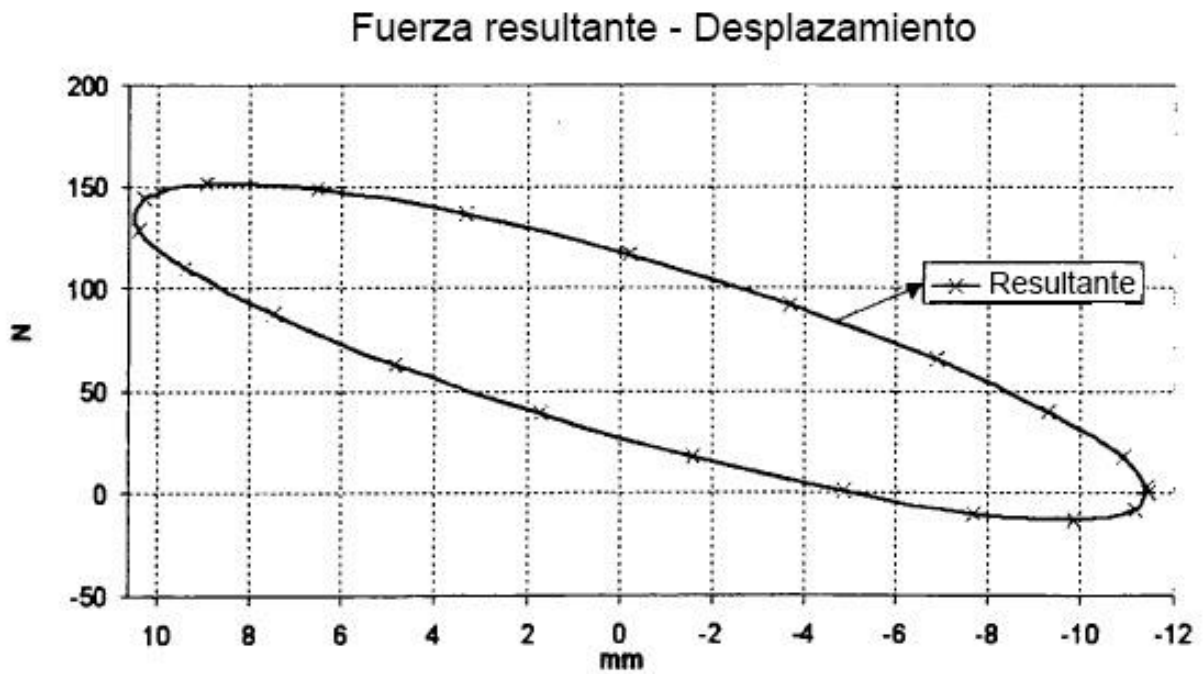


FIG. 14

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 | <ul style="list-style-type: none">• BR PI00014044 [0013]• WO PI02037246 A [0014]• US 5897296 A [0015]• JP 1336661 A [0015]• US 5897269 [0015] | <ul style="list-style-type: none">• US 4642547 A [0016]• US 6176683 B [0016]• KR 9679125 [0016]• KR 9615062 [0016]• WO 00079671 A [0016] |
| 15 | <ul style="list-style-type: none">• US 5342176 A [0015]• US 5496153 A [0016] | <ul style="list-style-type: none">• WO 03044365 A [0016]• US 20030026701 A [0017] |