

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 684 486**

51 Int. Cl.:

**F16F 15/03** (2006.01)

**F16F 7/10** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **06.04.2006 E 12187902 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.07.2018 EP 2546544**

54 Título: **Aislamiento de vibraciones**

30 Prioridad:

**06.04.2005 GB 0506990**

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

**03.10.2018**

73 Titular/es:

**BAE SYSTEMS PLC (100.0%)  
6 Carlton Gardens  
London SW1Y 5AD, GB**

72 Inventor/es:

**JOHNSON, FREDERICK y  
DALEY, STEPHEN**

74 Agente/Representante:

**CARPINTERO LÓPEZ, Mario**

**ES 2 684 486 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

Aislamiento de vibraciones

## CAMPO TÉCNICO

5 La presente invención se refiere a un método y a un aparato para aislar las vibraciones de la maquinaria de su entorno, particular aunque no exclusivamente maquinaria giratoria para embarcaciones marítimas.

## TÉCNICA ANTERIOR

10 La maquinaria de trabajo es una fuente principal de vibración en embarcaciones marítimas y se ha dedicado un esfuerzo considerable a desarrollar sistemas de aislamiento que reducen la transmisión al casco. Un problema particular asociado con el aislamiento de maquinaria en entornos marítimos es la resonancia estructural. Esto ocurre principalmente en la estructura de soporte de maquinaria. Tal resonancia conduce a fuerzas muy elevadas transmitidas a través de los elementos de montaje de maquinaria, y esto plantea un problema de vibración muy significativo. Mover la maquinaria genera un espectro complejo de fuerzas desequilibradas y en embarcaciones marítimas se ha dedicado un esfuerzo considerable al desarrollo de sistemas de montaje elástico que reducen la transmisión de estas fuerzas a través de los elementos de montaje de la maquinaria al casco.

15 Una aproximación común para el aislamiento de vibraciones es montar artículos de maquinaria marítima en un armazón o plataforma y para soportar esta plataforma desde el casco sobre un conjunto de elementos de montaje de caucho. Si las estructuras soportadas se comportaran como un cuerpo rígido ideal, la curva de transmisibilidad de la fuerza (función de transferencia de la fuerza de vibración a la fuerza transmitida) sería como la línea descendente de forma monótona de la fig. 1. En la práctica sin embargo la maquinaria soportada y su plataforma siempre serán flexibles en cierta medida.  
20 Como resultado, las resonancias estructurales son excitadas, y se ha mostrado una curva de transmisibilidad de la fuerza típica para elementos de montaje elásticos mediante la curva en pico en la fig. 1. Esto ilustra tres regímenes de frecuencia distintos: el primero por debajo de la resonancia de 5 Hz, donde toda la fuerza generada por la maquinaria, principalmente la fuerza gravitatoria, es transmitida a través de los elementos de montaje elásticos; el segundo, la propia resonancia de 5 Hz donde la maquinaria, que actúa como un cuerpo rígido, está "rebotando" en los elementos de montaje elásticos, y el tercero, por encima de la resonancia de 5 Hz, donde la maquinaria está resultando flexible y modos resonantes estructurales individuales son excitados. La resonancia de 5 Hz es llamada la frecuencia resonante del elemento de montaje. Por encima de esta frecuencia la transmisibilidad de la fuerza disminuye generalmente con frecuencia creciente y esto da como resultado que las fuerzas generadas por vibraciones de maquinaria sean atenuadas antes de llegar al casco. Sin embargo, la atenuación de la fuerza en este régimen puede ser dominada por resonancias estructurales. Las resonancias estructurales actúan como amplificadores mecánicos y por tanto generan grandes picos en la curva de transmisibilidad de la fuerza como se ha mostrado.

Debido a los compromisos que tienen que hacerse en el diseño de sistemas de aislamiento pasivo, se han propuesto sistemas activos y semi-activos. En la Solicitud de Patente WO 01/18416, y Active vibration control for marine applications ("Control de vibración activa para aplicaciones marinas") de Daley, S., y col., IFAC Journal Control Engineering Practice, Volumen 12, Número 4, págs. 465-474, publicado el 25 de Julio de 2003, y en A Smart Spring Mounting System for Marine Applications ("Un Sistema de Montaje de Resorte Inteligente para Aplicaciones Marinas") de Johnson, A. y Daley, S., ISCV11 Conference on Sound and vibration ("Conferencia sobre Sonido y vibración), St. Petersburgo, Julio de 2004, se ha propuesto un sistema de montaje activo que comprende una agrupación de un gran número de elementos de montaje, comprendiendo cada elemento de montaje un accionador electromagnético en paralelo con elementos pasivos para formar un elemento de montaje compuesto como se ha mostrado esquemáticamente en la fig. 2. Con el fin de evitar la transmisión de grandes fuerzas a frecuencias correspondientes a resonancias de estructura soportadas, el sistema de montaje cumple un número de requisitos clave. El primer requisito es que el elemento de montaje compuesto no transmita ninguna fuerza adicional al casco como un resultado de cualquier desplazamiento local de la estructura soportada en su punto de fijación. Como resultado no se genera ninguna fuerza adicional sobre el casco a partir de las resonancias excitadas. Así el elemento de montaje compuesto debe tener efectivamente rigidez cero. Un segundo requisito es que para soportar la estructura cada elemento de montaje compuesto también debe ser capaz de generar una fuerza de demanda externa para compensar las fuerzas desequilibradas. Las fuerzas desequilibradas, generadas por la maquinaria móvil, dan como resultado tanto desplazamientos lineales como angulares de la estructura de soporte. Las fuerzas de demanda externa generadas por cada elemento de montaje compuesto son los medios por los que estos desplazamientos lineales y angulares pueden ser opuestos continuamente para devolverles hacia sus posiciones de equilibrio de una manera controlada. Como se ha mostrado en la fig. 2, la fuerza real sobre un casco generada por el elemento de montaje compuesto es medida por una celda de carga (o medidor de tensión) y comparada con un valor de demanda global, con el fin de corregir continuamente la corriente del electroimán.

55 En uso, cada electroimán es utilizado en primer lugar para pretensar los elementos de montaje pasivos mediante una fuerza estática  $F$  de modo que el cambio en la fuerza en la maquinaria puede ser  $\pm F$  aumentando o disminuyendo la corriente a través de los electroimanes; así se requiere generar una fuerza de control máxima de al menos  $2F$ . Cuando la potencia es desactivada está tensión previa es aliviada. Una dificultad con esta aproximación simple es que la gran no

linealidad del electroimán hace un control de realimentación simple insatisfactorio. Para superar esto, se necesita un control local más complejo que implique tanto alimentación hacia delante del desplazamiento del elemento de montaje relativo como realimentación de la fuerza transmitida. El documento US 6644590 B2 describe un sistema activo y método para montar un componente vibratorio a una estructura de soporte para reducir la transmisión de vibración y ruido que pasa del componente vibratorio a la estructura de soporte y, más particularmente, a un sistema de reducción de vibración y ruido activo y a un método para utilizar en un avión de ala giratoria. Son deseables otras mejoras en sistemas de montaje, en particular para reducir la complejidad y el tamaño del sistema de montaje.

#### RESUMEN DE LA INVENCION

La presente invención tiene como un objeto proporcionar un elemento de montaje mejorado para maquinaria para aislar la vibración de la maquinaria.

En un primer aspecto, la invención proporciona un sistema para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, teniendo el sistema las características expuestas en la reivindicación 1 a continuación.

En un segundo aspecto, la invención proporciona un método para montar maquinaria, y para aislar las vibraciones de la misma, teniendo el método las características expuestas en la reivindicación 13 a continuación.

Opcionalmente, las características preferidas de la invención son expuestas en las reivindicaciones dependientes.

En una primera realización ejemplar, la invención proporciona un método para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, que comprende:

soportar dicha maquinaria por medio de un soporte que incluye una pluralidad de elementos de montaje elásticos, comprendiendo cada elemento de montaje un medio elástico pasivo para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y medios de aislamiento activo,

y controlar dichos medios de aislamiento activo de cada uno de dichos elementos de montaje de tal manera que por debajo de dicha frecuencia resonante un parámetro de rendimiento, principalmente rigidez, de cada elemento de montaje es esencialmente el del medio elástico pasivo, y controlar dichos medios de aislamiento activo de cada uno de dichos elementos de montaje de tal manera que, por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje al menos sobre una banda de frecuencia deseada, esencialmente una rigidez cero del elemento de montaje es mantenida para resonancias estructurales excitadas, y de tal manera que modos de movimiento de cuerpo rígido de dicho soporte son compensados, preferiblemente minimizados.

En una realización ejemplar adicional, la invención comprende un sistema de montaje para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el sistema:

un soporte para dicha maquinaria, que incluye una pluralidad de elementos de montaje elásticos, y un medio de control para controlar la rigidez de los elementos de montaje como una función de frecuencia.

y comprendiendo cada elemento de montaje un medio elástico pasivo para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y medios de aislamiento activo acoplados a dicho medio de control y en los que está dispuesto el medio de control, por debajo de la frecuencia resonante de modo que un parámetro de rendimiento, principalmente rigidez, de cada elemento de montaje es esencialmente el del medio elástico pasivo, y que, por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje y sobre al menos una banda de frecuencia deseada, el medio de control está dispuesto para mantener esencialmente una rigidez cero del elemento de montaje a resonancias estructurales excitadas, y para compensar, y minimizar preferiblemente los modos de movimiento de cuerpo rígido del soporte.

Para los propósitos de la memoria descriptiva, el "rendimiento" de un elemento de montaje es determinado por parámetros, principalmente rigidez, y en menor medida, por su amortiguación interna.

La invención comprueba que hay tres problemas principales para influir en la fuerza de control máxima ejercida en un sistema de montaje concretamente:

- 1) para modificar la propia resonancia de montaje las fuerzas de control necesitan ser comparables con la fuerza gravitatoria en toda la plataforma de la maquinaria;
- 2) para mantener la "rigidez cero" a vibraciones locales, particularmente las generadas por resonancias excitadas;
- 3) para modificar y minimizar la transmisión de fuerzas desequilibradas al casco.

Con respecto a 1), es posible, de acuerdo con la invención, diseñar algoritmos de control global de modo que solo puedan modificar el rendimiento de montaje para frecuencias mayores que la frecuencia resonante del elemento de montaje, y que la rigidez, en y por debajo de las frecuencias resonantes del elemento de montaje, puede ser hecha coincidir de forma precisa con la de los elementos pasivos. Como una consecuencia las cargas estáticas permanecen

soportadas completamente solo por el medio elástico pasivo. Esto reduce sustancialmente las fuerzas requeridas desde los medios de aislamiento activo ya que ahora solo tiene que producir fuerzas comparables con las fuerzas desequilibradas generadas por la maquinaria móvil. Estas fuerzas son mucho menores que las cargas estáticas requeridas para ser transportadas por los elementos pasivos.

5 Con respecto a los requisitos 2) y 3), se ha comprobado que de acuerdo con la invención, solo se necesitan fuerzas de control alternas de modo que los elementos activos de accionador puedan reducir su capacidad. Esto implica que se puedan emplear accionadores electromagnéticos de menor tamaño. Alternativamente y de acuerdo con la invención, se pueden emplear al menos dos agitadores inerciales, trabajando en oposición para generar rigidez cero. Esto elimina inmediatamente la necesidad de tensar previamente el elemento pasivo, como se requiere con sistemas que incorporan electroimanes como se ha indicado anteriormente, ya que los agitadores inerciales solo generan fuerzas alternas.

10 La presente invención proporciona en una realización ejemplar adicional un elemento de montaje para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el elemento de montaje: un medio elástico pasivo para soportar la carga estática de la maquinaria por debajo de una frecuencia resonante del elemento de montaje, y medios de aislamiento activo que comprenden una pluralidad de agitadores inerciales dispuestos para mantener esencialmente una rigidez cero del elemento de montaje a resonancias estructurales excitadas sobre una banda de frecuencia deseada por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje, y para reducir la transmisión de fuerzas desequilibradas al casco.

15 Los agitadores inerciales tienen las ventajas de estar disponibles comercialmente, ser significativamente más pequeños, utilizar menos energía y son inherentemente mucho más lineales en su funcionamiento que los electroimanes. Los agitadores inerciales electrodinámicos son bien conocidos en la técnica. Otras formas de agitadores inerciales que hacen uso de accionamientos hidráulicos, neumáticos, piezoeléctricos, electro/magneto-estrictivos también serían adecuadas para esta invención.

20 En una instalación marina típica a gran escala, las fuerzas requeridas de estos agitadores inerciales, para compensar las fuerzas desequilibradas, pueden ser una cantidad relativamente pequeña. Con respecto al requisito para mantener la rigidez cero a resonancias excitadas que, debido a las grandes amplitudes que pueden generar, podrían plantearse mayores demandas de fuerza de los agitadores inerciales, se pueden emplear agitadores hidráulicos más potentes en lugar de agitadores electrodinámicos.

25 Los agitadores inerciales de acuerdo con la invención están acoplados a dicho medio de control para aplicar señales de control apropiadas de modo que los agitadores inerciales produzcan las fuerzas requeridas para realizar su función pretendida.

30 Las mayores demandas de fuerza en los electroimanes, o agitadores inerciales, pueden ser el resultado de la necesidad de mantener la rigidez cero a resonancias excitadas de gran amplitud. Sin embargo, los agitadores inerciales se pueden utilizar de una manera muy eficiente. Esto se puede lograr empleando agitadores inerciales seleccionados para amortiguar selectivamente cualquier problema de resonancias – uno solo necesitaría extraer la energía acoplada al problema de resonancia procedente de la maquinaria desequilibrada. Estas fuerzas de amortiguación no serían mayores que las propias fuerzas desequilibradas, y generalmente menores, de modo que solo se requeriría un pequeño aumento en la capacidad de fuerza del agitador inercial seleccionado. El concepto de amortiguación selectiva se ha descrito en la Solicitud en tramitación con la presente WO 01/84012, y la Patente británica n° 2361757, donde se inyectan las fuerzas de amortiguación, 90° desfasadas con el desplazamiento modal, para amortiguar una resonancia. La resonancia resulta críticamente amortiguada cuando la energía extraída de ella, de este modo, es igual a la energía acoplada a ella en la forma de las fuerzas desequilibradas así que fuerzas de amortiguación relativamente pequeñas deberían ser suficientes.

35 Así la presente invención proporciona una aproximación mucho más simple que la técnica anterior al problema del aislamiento de vibraciones que puede dar incluso un mejor rendimiento con complejidad muy reducida y por lo tanto costes. Hace uso de un número relativamente pequeño de elementos de montaje controlados que ignoran desplazamientos locales mientras que controlan solo la respuesta de los modos de cuerpo rígido de la maquinaria. Esto asegura que resonancias excitadas en la estructura montada y la maquinaria no generen fuerzas sobre el casco.

40 En una realización ejemplar adicional, la invención proporciona un elemento de montaje para montar maquinaria, y para aislar las vibraciones de la misma, comprendiendo el elemento de montaje:

45 un medio elástico pasivo para soportar la carga estática de la maquinaria, y una pluralidad de elementos de aislamiento activo que están dispuestos alrededor de dicho medio elástico pasivo, en donde los elementos de aislamiento activo están inclinados con respecto a un eje central del elemento de montaje para compensar todos los modos de cuerpo rígido de la maquinaria.

Las características clave de al menos una realización preferida de la invención son las siguientes.

50 1) El sistema es un sistema de montaje pasivo bien diseñado en el que los elementos de montaje pasivos tienen su rendimiento mejorado por la adición de elementos activos que pueden generar una fuerza de demanda externa mientras que mantienen rigidez cero para desplazamientos locales. Cuando el sistema activo es

desactivado, o en el caso de un fallo de potencia, el rendimiento cae al del sistema de montaje pasivo básico – una característica “a prueba de fallos” importante.

- 5
- 2) Los algoritmos de control global filtran los seis movimientos de cuerpo rígido de la maquinaria soportada desde las entradas de aceleración de una agrupación de acelerómetros y medidores de proximidad. Ellos generan entonces un conjunto de fuerzas de demanda externa para restaurar estos modos de cuerpo rígido a sus posiciones de equilibrio de una manera bien controlada.
- 10
- 3) Los algoritmos de control global están diseñados de modo que solo modifican el rendimiento del elemento de montaje para frecuencias mayores que la frecuencia resonante del elemento de montaje y la rigidez, en y por debajo de las frecuencias resonantes del elemento de montaje, coinciden de forma precisa con las del elemento pasivo. Como una consecuencia las cargas estáticas resultan soportadas por los elementos pasivos solo incluso cuando el control activo está activado. Así las fuerzas de demanda ya no requieren un componente estático y se pueden utilizar una pluralidad de agitadores inerciales en lugar de electroimanes.
- 15
- 4) Los algoritmos de control global pueden ser aumentados para detectar el inicio de resonancias específicas en la maquinaria soportada y para generar fuerzas de amortiguación selectiva, 90° desfasadas con la aceleración modal, en esta resonancia excitada para limitar su amplitud. Estas demandas de fuerza de amortiguación son alimentadas a agitadores inerciales seleccionados de modo que no se genere ninguna fuerza adicional sobre el casco.
- 20
- 5) Cuando el sistema de la invención está activado todas las resonancias estructurales excitadas son ignoradas y la transmisibilidad de la fuerza, por encima de la frecuencia resonante del elemento de montaje, puede estar adaptada para caer a un ritmo mucho más rápido. De nuevo las únicas fuerzas sobre el casco son las fuerzas de demanda externa para devolver los modos de cuerpo rígido a sus posiciones de equilibrio de una manera bien controlada.
- 25
- 6) Utilizando los elementos activos para inyectar fuerzas de perturbación, mientras que la maquinaria es soportada solo por los elementos pasivos, uno puede determinar *in situ* todos los parámetros necesitados por todo el sistema de control electrónico, incluyendo la detección de resonancias específicas.

#### BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

Se describirán ahora realizaciones preferidas de la invención con referencia a los dibujos adjuntos, en los que:

- 30
- La fig. 1 es un gráfico que muestra la transmisibilidad de fuerza típica para una estructura real (en forma de picos) y una estructura rígida ideal (monótona).
- La fig. 2 es un diagrama esquemático de una propuesta anterior para un sistema de montaje activo/pasivo para maquinaria giratoria;
- La fig. 3 es un diagrama de bloques de un sistema de control de la presente invención;
- La fig. 4 es una vista interna esquemática de un agitador inercial electro-dinámico para utilizar en la presente invención;
- 35
- La fig. 5 es una vista en perspectiva de una primera realización preferida de un elemento de montaje de acuerdo con la invención;
- Las figs. 6 y 7 son diagramas de bloques de un sistema de control para los elementos activos de la fig. 5
- La fig. 8 es una vista en perspectiva de una segunda realización preferida de un elemento de montaje de acuerdo con la invención;
- 40
- La fig. 9 es una vista en perspectiva esquemática de un sistema de montaje de acuerdo con la invención;
- La fig. 10 es un gráfico que muestra la transmisibilidad de fuerza típica, similar a la fig. 1, pero que muestra además una curva que puede ser obtenida con la invención;
- La fig. 11 es un gráfico que indica la utilización de un filtro de muesca para modificar la transmisibilidad de la fig. 10;
- 45
- La fig. 12 es un diagrama de bloques del sistema de control de la presente invención, que aumenta el sistema de la fig. 3 para generar fuerzas de amortiguación para amortiguar resonancias estructurales;
- La fig. 13 es un diagrama de bloques de un sistema de control para que un elemento activo de la fig. 8 implemente el sistema de la fig. 12;
- Las figs. 14 y 15 son gráficos de Transmisibilidad de Fuerza para Acero, Caucho y Neopreno; y

La fig. 16 es un gráfico que muestra la Transmisibilidad de Fuerza Medida y Predicha para Caucho.

DESCRIPCIÓN DE LA REALIZACIÓN PREFERIDA

Los movimientos de una estructura flexible pueden ser descritos como una superposición de modos normales. Estos consisten en los seis modos de cuerpo rígido de frecuencia cero: tres modos de traslación, ascenso-descenso, abatimiento y avance-retroceso; tres modos de rotación, balanceo, cabeceo y guiñada, y los modos resonantes estructurales de frecuencia finita. Si los elementos de montaje compuestos de un sistema de montaje para maquinaria giratoria están hechos para actuar solo en los seis modos de cuerpo rígido, mientras que ignoran simultáneamente desplazamientos debidos a resonancias excitadas, la transmisibilidad de la fuerza, para el modo de avance-retroceso, sería como se ha mostrado por la curva de línea descendente monótona en la fig. 1. Se verá que cerca y por debajo de la frecuencia resonante del elemento de montaje de 5 Hz la transmisibilidad de la fuerza no ha cambiado pero por encima de esta frecuencia hay una mejora importante en el aislamiento de vibraciones. Todos los picos resonantes estructurales, y por lo tanto la firma acústica asociada, han desaparecido y la transmisibilidad de la fuerza está cayendo sistemáticamente a la tasa de dB/década.

Con el fin de conseguir esto el sistema de montaje de acuerdo con la invención debe aplicar una fuerza que es igual a una demanda global externa y es independiente de cualquier desplazamiento local (es decir, dando efectivamente al elemento de montaje "rigidez cero" para desplazamientos locales). Esto se puede conseguir utilizando controladores locales, uno para cada elemento de montaje. Estos pueden asegurar una "rigidez cero" a cualquier vibración local, incluyendo resonancias estructurales excitadas, de modo que no pueden transmitir una fuerza directamente a través de un accionador al casco. Así la única fuerza transmitida al casco es la fuerza de demanda global externa.

Con referencia a la fig. 3, los desplazamientos y las velocidades de los seis modos de cuerpo rígido son determinados como en 30 instrumentando un sistema de soporte con una agrupación de acelerómetros, y medidores de proximidad, cada uno de los cuales puede medir el desplazamiento local, y por lo tanto la velocidad local, en su punto de fijación. Estos datos de salida pueden entonces ser procesados, mediante una transformación de matriz, para determinar solo los desplazamientos y velocidades de los seis modos de cuerpo rígido. El procesamiento explota las leyes de conservación del momento lineal y angular para filtrar, como en 32 las contribuciones debidas a resonancias excitadas. A partir de los desplazamientos restantes de los seis modos de cuerpo rígido uno puede entonces calcular como en 34, utilizando modelos matemáticos adecuados, fuerzas de restauración modal y pares para cada uno de los seis modos de cuerpo rígido, para devolverlos a sus posiciones de equilibrio de una manera bien controlada. Si una función de rigidez pasiva estándar es utilizada para calcular las fuerzas de restauración modal de cuerpo rígido, entonces la transmisibilidad de la fuerza es mostrada por la línea descendente en la fig. 1.

Finalmente uno calcula un conjunto de fuerzas de "demanda" como en 36, una para cada elemento de montaje compuesto, para generar las fuerzas modales requeridas y pares en los seis modos de cuerpo rígido de la maquinaria. Estas fuerzas de demanda son aplicadas a una agrupación 38 de elementos de montaje de la invención para aplicar fuerzas de restauración.

Esta aproximación de accionadores de "rigidez cero", acoplados con una ley de control global modal, forma la base de un sistema de montaje de la invención. Su objetivo es filtrar los efectos de resonancias en la etapa de observación global y utilizar los controles locales para generar las fuerzas requeridas en los modos de cuerpo rígido mientras que impide resonancias estructurales excitadas, o vibraciones locales, de la generación de fuerzas directamente sobre el casco. El resultado es que las únicas fuerzas generadas sobre el casco son las necesitadas para devolver los modos de cuerpo rígido de la maquinaria a sus posiciones de equilibrio de una manera bien controlada.

El método empleado en la presente invención para proporcionar "rigidez cero" es tener un elemento activo en paralelo con un elemento pasivo y diseñando su controlador local para cancelar activamente las fuerzas que de otro modo se generarían solo por elemento pasivo en respuesta a desplazamientos locales. Este controlador local también debe asegurar que la fuerza sobre la maquinaria, como medida por un medidor de tensión o celda de carga u otro dispositivo de medición de fuerza equivalente, es igual a una "demanda" externa mientras el accionador mantiene su "rigidez cero" a vibraciones locales. En particular, no debe transmitir ninguna fuerza directamente al casco desde una resonancia estructural excitada.

Con referencia ahora a la fig. 9, esta muestra un sistema de montaje, de acuerdo con la invención, para mover maquinaria (hacer girar, mover de manera alternativa, etc.) indicada conceptualmente como en 94. La maquinaria está montada sobre una plataforma 96 de bastidor abierta rígida, y la plataforma está dispuesta sobre una agrupación rectangular de seis elementos de montaje 98, cada uno como se ha indicado en la fig. 8. Las celdas de carga 64 de cada elemento de montaje están acopladas a una estructura de casco de una embarcación marítima (no mostrada). La maquinaria marina 94 no solo incluye las unidades de propulsión principales sino también generadores eléctricos, bombas de lubricación, sistemas hidráulicos, generadores de aire comprimido, etc. Estos están todos montados, montados de manera firme sobre la única plataforma 96. Toda esta maquinaria, junto con su plataforma, constituye la estructura soportada por los elementos de montaje. Hay resonancias dentro de toda esta estructura soportada, que incluyen la propia maquinaria de propulsión principal, que da a la embarcación su firma acústica y que es, de acuerdo con la invención, aislada del casco.

Con referencia a la fig. 5 que muestra una vista en perspectiva de un elemento de montaje de acuerdo con la invención, se ha proporcionado una placa 50 de elemento de montaje de plataforma circular para acoplar el elemento de montaje a la plataforma 96 que soporta la maquinaria giratoria. La placa está acoplada a una placa 52 de montaje de accionador triangular, cuyos vértices proporcionan puntos de fijación para tres electroimanes 54. Cada electroimán comprende una placa 56 de montaje superior acoplada por medio de una armadura al cuerpo 58 del electroimán. La base de cada cuerpo 58 está asegurada a una placa 60 de montaje de accionador triangular adicional. Las placas 52, 60 están aseguradas a una parte central del accionador, que comprende un elemento pasivo 62 formado como un bloque de elastómero, que está montado entre las placas 52, 60. El elemento 62 está diseñado para soportar el peso de la carga de maquinaria por sí mismo. El elemento pasivo 62 está montado sobre una celda de carga 64 de tres ejes para medir las fuerzas de compresión y de cizalladura generadas en la maquinaria y los cambios en estas fuerzas debidos a desplazamientos locales.

Los elementos activos, que son los electroimanes 54, debe ser capaces de generar una fuerza para cancelar las fuerzas que de otro modo se generarían solo por el elemento pasivo en respuesta a los desplazamientos locales. Esto requiere un mínimo de tres elementos dispuestos como se ha mostrado, inclinados hacia el eje central 66 del elemento de montaje, para definir una configuración tetraédrica con los ejes de las armaduras 68 que se cruzan en un punto imaginario 69.

El propósito de la configuración tetraédrica es ser capaz de generar una fuerza neta de una magnitud dada y una dirección dada en el espacio. Esto permite que se cancelen o que tengan rigidez cero los componentes vertical y de cizalladura de la fuerza que de otro modo se producirían por el elemento pasivo local. Finalmente las fuerzas de traslación netas y los pares en los modos de cuerpo rígido son generados como la suma de la fuerza y a partir de la agrupación completa de elementos de montaje.

El sistema de montaje de la invención mostrado en la fig. 9 requiere menos electroimanes que el sistema conocido mencionado anteriormente y, dado que la masa total de la maquinaria es soportada sobre los elementos pasivos, no se requiere que los elementos activos generen fuerzas muy grandes. Además, si uno acepta el rendimiento del sistema pasivo solo para frecuencias en y por debajo de la frecuencia resonante del elemento de montaje, es posible diseñar los algoritmos de control global para modificar solo el rendimiento del elemento de montaje para frecuencias mayores que la frecuencia resonante del elemento de montaje, y para que coincidan de forma precisa con la de los elementos pasivos por debajo de esta banda de frecuencia. Esto asegurará que en y por debajo de la frecuencia resonante del elemento de montaje, el rendimiento es controlado solo por los elementos pasivos, mientras que por encima de estas frecuencias los algoritmos de control global puede estar diseñados para modificar el rendimiento de aislamiento de vibración de los elementos de montaje según se requiera. Además, las cargas estáticas permanecen soportadas completamente solo por los elementos pasivos incluso cuando el control activo está activado y esto reduce adicionalmente las fuerzas requeridas de los elementos activos. Una consecuencia importante de esto es que las fuerzas generadas por los elementos activos ya no requieren un componente estable. Con el fin de mantener la rigidez cero a vibraciones locales, incluyendo resonancias excitadas, solo se requieren fuerzas alternas, de la frecuencia apropiada.

Las demandas de fuerza para los elementos activos son establecidas por dos consideraciones. En primer lugar existe la necesidad de generar las fuerzas de restauración en los modos de cuerpo rígido y en segundo lugar la necesidad de mantener la rigidez cero a resonancias excitadas. Las fuerzas de restauración en los modos de cuerpo rígido serán comparables con las fuerzas desequilibradas generadas por la maquinaria móvil a frecuencias mayores que la frecuencia resonante del elemento de montaje. Con maquinaria razonablemente bien equilibrada estas fuerzas pueden ser menores que 1/500 de la fuerza estática de la gravedad. La maquinaria marina grande es soportada comúnmente sobre un número apropiado de elementos de montaje de caucho cada uno de 20 toneladas de capacidad. Así esto requeriría electroimanes capaces de generar fuerzas totales de hasta  $\pm 400$  newtons [ $\pm 20.000 \times 10 / 500$ ]. Los accionadores en la fig. 5 están inclinados a  $30^\circ$  con respecto a la vertical; cada accionador necesitaría generar una fuerza máxima de 308 newtons [ $2 \times 400 / (3 \times \cos 30)$ ].

Hay también un requisito para mantener la rigidez cero a resonancias excitadas. Como se ha indicado en la fig. 1, estas pueden generar grandes fuerzas sobre el casco ya que la amplificación mecánica asociada puede dar como resultado grandes amplitudes de vibración en los elementos de montaje. Si las resonancias excitadas generan desplazamientos de gran amplitud en un elemento de montajes, se requerirían electroimanes más grandes para mantener la rigidez cero.

En lo que respecta al sistema de control, mostrado esquemáticamente en la fig. 3, para el elemento de montaje de la fig. 5, la gran no linealidad de los electroimanes hace un control de realimentación simple insatisfactorio. Para superar esto, se necesita un control local más complejo como se ha indicado en la fig. 6 y en la fig. 7. La estrategia implica tanto la alimentación hacia delante del desplazamiento del elemento de montaje relativo como la realimentación de la fuerza transmitida. Para pequeños desplazamientos, la no linealidad principal proviene del comportamiento del electroimán, sin embargo, este es estático y se puede derivar un modelo preciso. Como resultado, el sistema puede ser linealizado utilizando técnicas de inversión de modelo. Después de una inversión de este tipo, se pueden aplicar métodos lineales estándar a la dinámica residual con el fin de cumplir los objetivos del controlador local. El controlador local utiliza la fuerza de demanda y el desplazamiento relativo para generar, de forma tan precisa como sea posible, la demanda actual del electroimán, a través de un amplificador de conmutación digital, para cancelar activamente la fuerza que de otro modo se generaría solo por el elemento pasivo. Los detalles del controlador local se han mostrado en la fig. 7. El controlador local

también mide la diferencia entre la fuerza de demanda y la fuerza medida. Esto es alimentado de nuevo a un controlador local, a través de una unidad de compensación de realimentación, para minimizar cualesquiera errores residuales.

5 Donde, de acuerdo con la invención, una acepta solo el rendimiento del sistema pasivo, para frecuencias en y por debajo de la frecuencia resonante del elemento de montaje, las fuerzas generadas por los elementos activos ya no requieren un componente estable. Esto abre un diseño alternativo para un elemento de montaje donde los electroimanes de la fig. 5 son reemplazados por pares de agitadores inerciales electrodinámicos o hidráulicos, como se ha mostrado en la fig. 8, para generar las fuerzas iguales y opuestas requeridas para comprimir o extender el elemento pasivo para dar al elemento de montaje una rigidez cero.

10 Con referencia ahora a la fig. 8, esta es una vista en perspectiva de una segunda realización preferida de un elemento de montaje de acuerdo con la invención, donde partes similares a las de la fig. 5 están indicadas por el mismo número de referencia. En la fig. 8, los agitadores 70 inerciales electrodinámicos son empleados como elementos activos (una vista detallada de la construcción interna de una forma de tal agitador se ha mostrado en la fig. 4, y descrito a continuación). Un conjunto superior de tres agitadores 70a están montados sobre la placa 52 de montaje superior, y un conjunto inferior de tres agitadores 70b están montados sobre una placa 72 de montaje triangular inferior, para oponerse al movimiento del conjunto superior de agitadores, por lo que los agitadores pueden ejercer fuerzas de compresión y de tracción entre las placas 54, 72. Los ejes de los agitadores inerciales se cruzan en un solo punto en el eje del elemento de montaje. Cada agitador tiene una placa 56 de montaje acoplada a una armadura 74 que desliza en un cuerpo 76 de agitador.

15 Hay tres ventajas de utilizar agitadores inerciales de esta manera. En primer lugar, ya no hay una necesidad de pretensar el elemento pasivo, ya que los agitadores inerciales solo pueden generar fuerzas alternas. En segundo lugar, los agitadores inerciales son mucho más lineales en su funcionamiento que los electroimanes así el diseño de los controladores locales resulta más simple y mejora su precisión. En tercer lugar son instalados más fácilmente y están disponibles inmediatamente como artículos comerciales.

20 Una forma esquemática de un agitador inercial electrodinámico electromagnético se ha mostrado en la fig. 4. La fig. 4 muestra un agitador 40 inercial activo electrodinámico electromagnético, que comprende una masa 41 que consiste en un imán permanente cilíndrico cuyo eje magnético es vertical. Esta masa está asegurada por un perno 44 a dos diafragmas 42 que están fijados al alojamiento 45. Así la masa se puede mover hacia arriba y hacia abajo en la dirección vertical con los diafragmas 42 actuando como resortes. El imán 41 permanente está rodeado por una bobina eléctrica 43, cuyo eje también es vertical y está unido al alojamiento 45. Cuando una corriente alterna es hecha pasar a través de la bobina, el imán permanente oscilará verticalmente produciendo así una fuerza inercial vertical de oscilación sobre el alojamiento. La corriente alterna es proporcionada desde el sistema de control total para el elemento de montaje, y genera funciones de rigidez.

25 Las demandas de fuerza para agitadores inerciales son establecidas por la necesidad de generar las fuerzas de restauración en los modos de cuerpo rígido y en segundo lugar la necesidad de mantener la rigidez cero a resonancias excitadas. Volviendo al caso de la maquinaria razonablemente bien equilibrada, mencionada anteriormente, estas fuerzas pueden ser menores de 1/500 de la fuerza estática de la gravedad. Así para convertir un elemento pasivo de 20 toneladas de capacidad en un elemento de montaje los agitadores inerciales deben ser capaces de generar fuerzas totales de 400 newtons. Los elementos de montaje en la fig. 8 están inclinados a 30° con respecto a la vertical; cada elemento de montaje necesitaría generar una fuerza de 77 newtons  $[400 / (6 \times \cos 30)]$ . Esta figura es un cuarto de la fuerza máxima de 308 newtons para los electroimanes de la fig. 5.

30 El requisito más exigente puede ser la necesidad de mantener la rigidez cero a resonancias excitadas. Si las resonancias excitadas generan desplazamientos de amplitud muy grande en un elemento de montaje, se requerirían fuerzas muchos mayores para mantener la rigidez cero. Una posibilidad puede ser utilizar agitadores hidráulicos pequeños ya que estos pueden generar fuerzas de 1.000 newtons, casi 13 veces mayores que los de la figura de 77 newtons requerida para hacer frente solo a las fuerzas desequilibradas.

35 Las funciones de rigidez para los agitadores son generadas electrónicamente para que uno pueda utilizar cualquier función causal y estabilizadora. Esto es así posible para mejorar el aislamiento adicionalmente de lo que se ha mostrado por la curva descendente en la fig. 1. Por ejemplo la curva más pronunciada en la fig. 10 muestra la respuesta a una función por la que la velocidad de caída de alta frecuencia es mejorada a dB/década y la resonancia del elemento de montaje es amortiguada ligeramente. Las otras curvas son tomadas de la fig. 1 para su comparación. En la práctica, el ruido en los sensores, limitará el rendimiento máximo que se puede conseguir, pero uno esperaría conseguir un rendimiento sustancialmente mejor que el de la fig. 1.

40 Claramente el sistema de montaje de la invención requiere menos electroimanes que el sistema conocido mencionado anteriormente y, ya que la masa total de la maquinaria es soportada sobre los elementos pasivos, no se requiere que los elementos activos generen fuerzas muy grandes. Además, si uno acepta el rendimiento del sistema pasivo solo para frecuencias en y por debajo de la frecuencia resonante del elemento de montaje, es posible diseñar los algoritmos de control global de modo que solo modifiquen el rendimiento del elemento de montaje para frecuencias mayores que la frecuencia del elemento de montaje, y para que coincida de forma precisa con el de los elementos pasivos por debajo de esta banda de frecuencia. Esto asegurará que las cargas estáticas permanezcan completamente soportadas solo por los



5 elementos pasivos incluso cuando el control activo está activado y esto reduce además las fuerzas requeridas de los elementos activos. Una consecuencia importante de esto es que las fuerzas generadas por los elementos activos ya no requieren un componente estable. Con el fin de mantener la rigidez cero a vibraciones locales, incluyendo resonancias excitadas, solo se requieren fuerzas alternas, de la frecuencia apropiada. Esto se pueden conseguir utilizando agitadores inerciales electrodinámicos o hidráulicos.

10 Hay tres ventajas de utilizar agitadores inerciales de esta manera. En primer lugar, ya no hay necesidad de pretensar el elemento pasivo con el fin de que cambios en la fuerza generada puedan ser o bien positivos o bien negativos dependiendo del aumento o disminución de la corriente a través de un electroimán. En segundo lugar, los agitadores inerciales son mucho más lineales en su funcionamiento que los electroimanes por lo que el diseño de los controladores locales se simplifica y mejora su precisión. En tercer lugar ellos están disponibles inmediatamente como artículos comerciales.

15 La agrupación de acelerómetros montada sobre la maquinaria para detectar movimientos de cuerpo rígido también es utilizada para detectar el inicio de un problema de resonancia, es decir uno que genera desplazamientos de gran amplitud en uno o más de los elementos de montaje. Esto implica simplemente una multiplicación de matriz adicional con factores de ponderación elegidos para seleccionar esta resonancia. Ahora el conjunto superior de tres agitadores inerciales 70a mostrado en la fig. 8 también pueden ser utilizado para inyectar fuerzas de amortiguación, 90° desfasadas con el desplazamiento modal, para amortiguar esta resonancia, de la manera descrita en la Solicitud en tramitación con la presente WO 01/84012. La resonancia resulta amortiguada críticamente cuando la energía extraída de ella, de esta manera, es igual a la energía acoplada a ella a partir de las fuerzas desequilibradas por lo que las fuerzas de amortiguación relativamente pequeñas deberían ser suficientes. Esta amortiguación adicional puede ser añadida simplemente como un "parche de software" después de que se haya descubierto el problema – un ahorro de costes potencial adicional.

20 Se observará que los electroimanes no pueden ser utilizados para amortiguación selectiva, ya que si los electroimanes intentan amortiguar selectivamente resonancias excitadas generarán fuerzas iguales pero opuestas sobre el casco y la maquinaria y por lo tanto fuerzas sobre el casco a la frecuencia resonante.

25 Un sistema de control de la realización preferida se ha mostrado en la fig. 12 que es una "superposición" del sistema de la fig. 3, y específicamente dirigido al problema de generar fuerzas de amortiguación apropiadas. Partes similares a las de la fig. 3 están indicadas por los mismos números de referencia. La fig. 12 ilustra el principio básico de la amortiguación selectiva, en este caso para amortiguar dos resonancias. Los datos de aceleración derivados en 30 son procesados, por una transformación de matriz, para determinar las velocidades modales como en 100 del problema de resonancias. A partir de estas dos velocidades modales uno puede calcular un conjunto de fuerzas de "demanda" local como en 102 a partir del cual uno calcula finalmente un conjunto de fuerzas de "demanda" local como en 36, una para cada elemento de montaje, para generar las fuerzas de amortiguación modales requeridas.

30 Los controladores locales para los elementos de montaje de la fig. 8 son como se ha mostrado en la fig. 13. En ausencia de una "fuerza de demanda de control de amortiguación selectiva", los agitadores inerciales 70a del elemento de montaje superior y los agitadores inerciales 70b del elemento de montaje inferior son accionados para mantener la rigidez cero contra las vibraciones locales (desplazamientos relativos) mientras que mantienen las demandas de fuerza externa para controlar los movimientos de cuerpo rígido, como se ha determinado por la "fuerza de demanda de control de cuerpo rígido". Sin embargo, la "fuerza de demanda de control de amortiguación selectiva" genera una fuerza adicional, solo a través de los agitadores del elemento de montaje anteriores, sobre la maquinaria montada para amortiguar las resonancias específicas. La fuerza de plataforma aplicada es la fuerza generada sobre la plataforma mientras que la fuerza transmitida es la fuerza transmitida al casco. Estas dos fuerzas pueden diferir ya que el agitador inercial superior puede generar una fuerza de amortiguación adicional que no es transmitida al casco.

35 La transmisibilidad de fuerza es adaptada para atenuar adicionalmente la transmisión de una fuerza desequilibrada de "problema" específica mediante la utilización de un "filtro de muesca". Un ejemplo de esto se ha mostrado en la fig. 11 donde la curva muestra un filtro de muesca afilado, centrado en 30 Hz, y la curva monótona es tomada de la fig. 10 para su comparación. Este filtro de muesca adicional puede ser añadido simplemente como un "parche de software" a la operación 100 de la fig. 10 después de que se haya encontrada un problema – un ahorro de costes potencial adicional.

40 El sistema de montaje de la invención puede ser calibrado *in situ*. Uno puede utilizar los agitadores inerciales, para inyectar fuerzas de perturbación mientras que la maquinaria es soportada solo sobre los elementos pasivos. Un análisis de las respuestas de aceleración, junto con mediciones de las entradas de fuerza, hace posible derivar todos los parámetros necesitados por todo el sistema de control electrónico incluyendo cualesquiera factores de ponderación adicionales para utilizar en la amortiguación selectiva de problemas de resonancias.

45 En lo que respecta a la construcción del elemento pasivo del elemento de montaje de la invención (62 en la fig. 5), se realizaron mediciones de la transmisibilidad de fuerza pasiva de tres candidatos para los elementos pasivos, concretamente resortes de bobina de acero, caucho amortiguado ligeramente y neopreno amortiguado más fuertemente. Los resultados se han mostrado en las figs. 14 y 15. Se verá a partir de la fig. 11 que los resortes de bobina de acero tienen la amortiguación interna más baja y por lo tanto la resonancia del elemento de montaje más grande. En el caso de

resortes de acero, la fig. 15 no solo presenta la resonancia del elemento de montaje (alrededor de 10 Hz) sino que también resonancias de resorte de frecuencia superior a aproximadamente 150, 340 y 360 Hz. La ausencia de resonancias en caucho y neopreno da como resultado transmisibilidades de fuerza mucho menores a frecuencias por encima de 150 Hz. Por debajo de -60 dB las señales caen debajo del suelo de ruido de la instrumentación. En todos los casos hay una resonancia de alrededor de 250 Hz. Esta es una resonancia en la celda de carga que hace que aumente la transmisibilidad de fuerza. Sin embargo, la velocidad de caída, por encima de 250 Hz, es mejorada significativamente, en el caso de caucho y neopreno, debido al aislamiento de alta frecuencia adicional producido por esta resonancia – actúa como un sistema de montaje doble. En el caso de resortes de acero esta mejora es enmascarada por resonancias en esta región. Está claro que la utilización de elastómeros da como resultado un mejor rendimiento en general que los resortes de bobina de acero. El caucho natural tiene una velocidad de caída mayor en la región inmediatamente por encima de la resonancia del elemento de montaje y es a menudo preferido en entornos marinos debido a su superior resistencia al desgarro. Sin embargo, el problema crítico es cómo de bien se puede modelar la respuesta de los tres candidatos para que el accionador pueda ser controlado de forma precisa. Una prueba de la precisión de modelado se ha mostrado mediante una comparación de las salidas de fuerza medidas y predichas para una excitación aleatoria. La fig. 16 muestra esta comparación para los elementos pasivos de caucho. La precisión de modelado para resortes de acero y el neopreno era muy similar pero su precisión detallada era menos buena, particularmente en el caso de los resortes de acero donde los errores fueron mayores cerca de las frecuencias resonantes del resorte.

Se han expuesto otros aspectos y características preferidas de la invención en las siguientes cláusulas numeradas, estando definido el marco de protección por las reivindicaciones adjuntas:

1. Un método para el montaje de maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, que comprende:
  - soportar dicha maquinaria por medio de un soporte que incluye una pluralidad de elementos de montaje elásticos, comprendiendo cada elemento de montaje un medio elástico pasivo para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y medios de aislamiento activo,
  - y controlar dichos medios de aislamiento activo de cada uno de dichos elementos de montaje de tal manera que por debajo de dicha frecuencia resonante un parámetro de rendimiento de cada elemento de montaje es esencialmente el del medio elástico pasivo, y controlar dichos medios de aislamiento activo de cada uno de dichos elementos de montaje de tal manera que, por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje y sobre una banda de frecuencia deseada, se mantiene esencialmente una rigidez cero de los elementos de montaje para resonancias estructurales excitadas, y se compensan modos de movimiento del cuerpo rígido del soporte.
2. Un método según la cláusula 1, dichos medios de aislamiento activo aplican solo fuerzas alternas.
3. Un método según la cláusula 1 o 2, que incluye controlar dichos medios de aislamiento activo tal como para amortiguar las resonancias estructurales, para inhibir el inicio de la vibración resonante.
4. Un sistema de montaje para maquinaria de montaje, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el sistema:
  - un soporte para dicha maquinaria, que incluye una pluralidad de elementos de montaje elásticos, y un medio de control para controlar la rigidez de los elementos de montaje como una función de frecuencia.
  - y comprendiendo cada elemento de montaje un medio elástico pasivo para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y medios de aislamiento activo acoplados a dicho medio de control y en los que está dispuesto el medio de control, por debajo de la frecuencia resonante de modo que un parámetro de rendimiento de cada elemento de montaje es esencialmente el del medio elástico pasivo, y que, por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje y sobre una banda de frecuencia deseada, el medio de control está dispuesto para mantener esencialmente una rigidez cero del elemento de montaje para resonancias estructurales excitadas, y para compensar los modos de movimiento del cuerpo rígido del soporte.
5. Un sistema según la cláusula 4, en el que dicho soporte comprende una plataforma, con dicha pluralidad de elementos de montaje elásticos formando una agrupación que monta la plataforma a una estructura.
6. Un sistema según la cláusula 3, 4 o 5, en el que el sistema de control incluye medios para detectar el movimiento del soporte en modos de movimiento del cuerpo rígido, medios para filtrar, a partir del movimiento detectado, el desplazamiento que surge de las resonancias excitadas, y medios para aplicar fuerzas de demanda local a cada uno de dichos elementos de montaje elásticos para compensar modo de movimiento del cuerpo rígido.
7. Un sistema según cualquiera de las cláusulas 3 a 6, incluyendo dichos medios de control medios para aplicar una fuerza de amortiguación a dichos elementos de montaje elásticos para inhibir el desarrollo de resonancias estructurales predeterminadas.

8. Un sistema según cualquiera de las cláusulas 3 a 7, incluyendo dicho medio de control medios de filtro de muesca para filtrar resonancias estructurales predeterminadas.
9. Un sistema según cualquiera de las cláusulas 3 a 8, en el que dichos medios de aislamiento activo de cada elemento de montaje comprenden una pluralidad de componentes de aislamiento activo.
- 5 10. Un sistema según la cláusula 9, en el que cada uno de dichos componentes comprende un electroimán.
11. Un sistema según la cláusula 10, que incluye placas de montaje superior e inferior, estando montados los electroimanes entre las placas de montaje superior e inferior.
12. Un sistema según la cláusula 9, en el que dichos componentes comprenden agitadores inerciales.
- 10 13. Un sistema según la cláusula 12, en el que cada componente comprende una pluralidad de agitadores inerciales, estando dispuesto un agitador en una dirección opuesta a otro agitador para formar un par.
14. Un sistema según la cláusula 13, que incluye placas de montaje superior e inferior, teniendo cada par un agitador montado en la placa de montaje superior, y el otro agitador montado en la placa de montaje inferior.
- 15 15. Un sistema según la cláusula 13, incluyendo dicho medio de control medios para aplicar una fuerza de amortiguación a un agitador de cada uno de dicho par para inhibir el desarrollo de resonancias estructurales predeterminadas.
16. Un sistema según cualquiera de las cláusulas 9 a 15, en el que dichos componentes están inclinados formando un ángulo con respecto a un eje central de su elemento de montaje elástico respectivo.
17. Un sistema según la cláusula 16, que incluye tres componentes inclinados formando un ángulo de tal manera que los ejes de los componentes se cruzan en un punto común imaginario en dicho eje central.
- 20 18. Un sistema según cualquiera de las cláusulas 3 a 17, en el que dicho medio elástico pasivo de cada elemento de montaje comprende un elastómero, que es uno de caucho natural y caucho sintético.
19. Un sistema según cualquiera de las cláusulas 3 a 18, incluyendo cada elemento de montaje un medio de medición de fuerza de tres ejes para medir la fuerza transmitida.
20. Un método o sistema según cualquier cláusula anterior, en el que dicho parámetro de rendimiento es la rigidez.
- 25 21. Un elemento de montaje para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el elemento de montaje:
- 30 un medio elástico pasivo para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y medios de aislamiento activo que comprenden una pluralidad de agitadores inerciales, dispuestos unos en relación con los otros y dispuestos para mantener esencialmente una rigidez cero del elemento de montaje para resonancias estructurales excitadas sobre una banda de frecuencia deseada por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje, y para modificar la transmisión de fuerzas desequilibradas al casco.
22. Un elemento de montaje según la cláusula 21, que incluye dos conjuntos de agitadores inerciales, estando dispuesto un agitador de un conjunto en una dirección opuesta a un agitador del otro conjunto.
- 35 23. Un elemento de montaje según la cláusula 22, que incluye placas de montaje superior e inferior, estando montados los agitadores de un conjunto en la placa de montaje superior, y estando montados los agitadores del otro conjunto en la placa de montaje inferior.
24. Un elemento de montaje según cualquiera de las cláusulas 21 a 23, en el que cada uno de dichos agitadores inerciales está inclinado formando un ángulo con respecto a un eje central del elemento de montaje.
- 40 25. Un elemento de montaje según la cláusula 22, que incluye dos conjuntos de agitadores inerciales, estando inclinados los agitadores de cada conjunto formando un ángulo con respecto a un eje central del elemento de montaje de tal manera que los ejes de los agitadores de cada conjunto se cruzan en un punto común imaginario respectivo en el eje central.
26. Un elemento de montaje según cualquiera de las cláusulas 21 a 25, en el que dicho medio elástico pasivo comprende un elastómero, que es uno de caucho natural y caucho sintético.
- 45 27. Un elemento de montaje según cualquiera de las cláusulas 21 a 26, incluyendo cada elemento de montaje un medio de medición de fuerza de tres ejes para medir la fuerza transmitida.
28. Un elemento de montaje para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el elemento de montaje:

un medio elástico pasivo para soportar la carga estática de la maquinaria, y estando dispuestos al menos tres elementos de aislamiento activo alrededor de dicho medio elástico pasivo, en donde los elementos de aislamiento activo están inclinados con respecto a un eje central del elemento de montaje para compensar todos los modos de cuerpo rígido de la maquinaria.

- 5           29. Un elemento de montaje según la cláusula 28, en el que dichos elementos están inclinados con respecto a un eje central del elemento de montaje, de modo que los ejes centrales de los componentes se cruzan en un punto imaginario en el eje central del elemento de montaje.
30. Un elemento de montaje según la cláusula 28 o 29, en el que cada uno de dichos elementos comprende un electroimán.
- 10          31. Un elemento de montaje según la cláusula 28, 29 o 30, que incluye placas de montaje superior e inferior, estando montados los electroimanes entre las placas de montaje superior e inferior.
32. Un elemento de montaje según la cláusula 28 o 29, en el que dichos elementos comprenden agitadores inerciales.
- 15          33. Un elemento de montaje según la cláusula 32, en el que un primer agitador inercial está dispuesto en una dirección opuesta a un segundo agitador inercial.
34. Un elemento de montaje según la cláusula 33, que incluye placas de montaje superior e inferior, estando montado un primer conjunto de agitadores en la placa de montaje superior, y estando montado un segundo conjunto de agitadores en la placa de montaje inferior.
- 20          35. Un elemento de montaje según cualquiera de las cláusulas 28 a 34, en el que dichos medios elásticos pasivos comprenden un elastómero, que es uno de caucho natural y caucho sintético.
36. Un elemento de montaje según cualquiera de las cláusulas 28 a 35, que incluye un dispositivo de medición de fuerza de tres ejes para medir la fuerza transmitida.

**REIVINDICACIONES**

1. Un sistema de montaje para montar maquinaria (94), y para aislar las vibraciones de la misma, comprendiendo el sistema:
  - 5 un soporte (96) para dicha maquinaria (94), que incluye una pluralidad de elementos de montaje (98) elásticos, y un medio de control para controlar la rigidez de los elementos de montaje, comprendiendo cada elemento de montaje (98) un medio (62) elástico pasivo para soportar completamente la carga estática de la maquinaria (94), y medios de aislamiento activo (40; 54, 70) acoplados a dicho medios de control, caracterizado por que
    - 10 dicho medio de control es un medio de control para controlar la rigidez de los elementos de montaje como una función de frecuencia,
      - 15 en donde el medio de control está dispuesto, por debajo de una frecuencia resonante, de modo que un parámetro de rendimiento de cada elemento de montaje es esencialmente el del medio elástico pasivo, y por que, por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje y sobre una banda de frecuencia deseada, el medio de control está dispuesto para mantener una rigidez cero del elemento de montaje para resonancias estructurales excitadas, y para compensar los modos de movimiento de cuerpo rígido del soporte;
        - y en donde dicho medio de control incluye un filtro de muesca, en la forma de un parche de software, para adaptar la transmisibilidad de la fuerza para atenuar la transmisión de una fuerza desequilibrada específica previamente encontrada.
  2. Un sistema según la reivindicación 1, en el que dicho medio de aislamiento activo de cada elemento de montaje comprende una pluralidad de componentes de aislamiento activo.
  3. Un sistema según la reivindicación 2, en el que dichos componentes comprenden agitadores inerciales.
  4. Un sistema según la reivindicación 3, en el que cada componente comprende una pluralidad de agitadores inerciales, estando dispuesto un agitador en una dirección opuesta a otro agitador para formar un par.
  5. Un sistema según la reivindicación 2, en el que cada uno de dichos componentes comprende un electroimán.
  - 25 6. Un sistema según cualquiera de las reivindicaciones 2 a 5, en el que dichos componentes están inclinados formando un ángulo con respecto a un eje central de su elemento de montaje elástico respectivo.
  7. Un sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que el medio de aislamiento activo comprende una pluralidad de agitadores inerciales, dispuestos unos con relación a los otros y dispuestos para mantener una rigidez cero del elemento de montaje para resonancias estructurales excitadas sobre una banda de frecuencia deseada por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje, y para modificar la transmisión de fuerzas desequilibradas a un casco.
  - 30 8. Un sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, en el que dicho soporte comprende una plataforma, formando dicha pluralidad de elementos de montaje elásticos una agrupación que monta la plataforma a una estructura.
  9. Un sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, en el que el medio de control incluye medios para detectar el movimiento del soporte en modos de movimiento de cuerpo rígido, medios para filtrar, a partir del movimiento detectado, desplazamiento que surge de las resonancias excitadas, medios para calcular las fuerzas de restauración modal, y medios para aplicar fuerzas de demanda local a cada uno de dichos elementos de montaje elásticos para compensar los modos de movimiento de cuerpo rígido.
  - 35 10. Un sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9, incluyendo dicho medio de control medios para aplicar una fuerza de amortiguación a dichos elementos de montaje elásticos para inhibir el desarrollo de resonancias estructurales predeterminadas.
  - 40 11. Un sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 10, en el que dicho filtro de muesca es un filtro de muesca para filtrar resonancias estructurales predeterminadas.
  12. Un sistema según cualquier de las reivindicaciones 1 a 11, incluyendo cada elemento de montaje un medio de medición de fuerza de tres ejes para medir la fuerza transmitida.
  - 45 13. Un método para montar maquinaria (94), y para aislar la vibración de la misma, que comprende:
    - 50 soportar dicha maquinaria (94) por medio de un soporte (96) que incluye una pluralidad de elementos de montaje (98) elásticos, comprendiendo cada elemento de montaje (98) un medio (62) elástico pasivo para soportar completamente la carga estática de la maquinaria (94), y medios (40; 54; 70) de aislamiento activo, caracterizado por que hay dispuesto un medio de control, de modo que por debajo de una frecuencia

5 resonante, dichos medios de aislamiento activo de cada uno de dichos elementos de montaje son controlados  
de modo que un parámetro de rendimiento de cada soporte es esencialmente el del medio elástico pasivo, y por  
que, por encima de dicha frecuencia resonante del elemento de montaje y sobre una banda de frecuencia  
deseada, el medio de control está dispuesto para controlar dichos medios de aislamiento activo de cada uno de  
dichos elementos de montaje para mantener una rigidez cero del elemento de montaje para resonancias  
estructurales excitadas, y para compensar los modos del movimiento de cuerpo rígido del soporte; y  
controlando la rigidez de los elementos de montaje (98), como una función de frecuencia, después de que se  
haya encontrado un problema específico de fuerza desequilibrada, añadiendo, como un parche de software, un  
10 filtro de muesca para adaptar la transmisibilidad de la fuerza para atenuar la transmisión de una fuerza  
desequilibrada específica.

14. Un método según la reivindicación 13, aplicando dichos medios de aislamiento activo solo fuerzas alternas.

15. Un método según la reivindicación 13 o 14, que incluye controlar dichos medios de aislamiento activos para amortiguar resonancias estructurales, para inhibir la aparición de vibración resonante.

Fig.1.

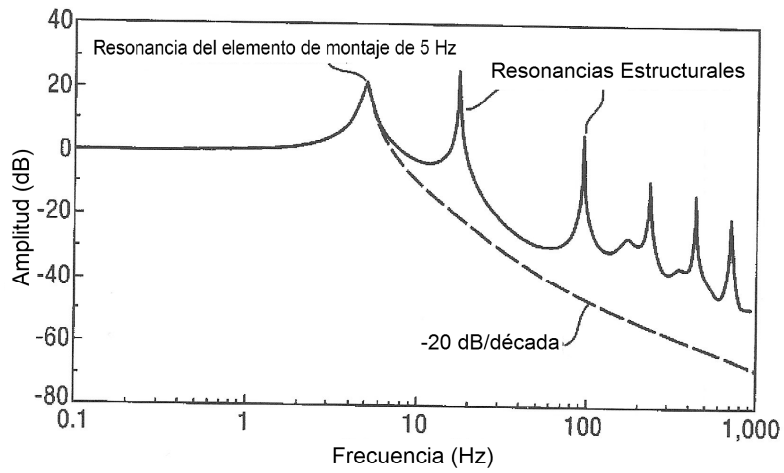


Fig.2.

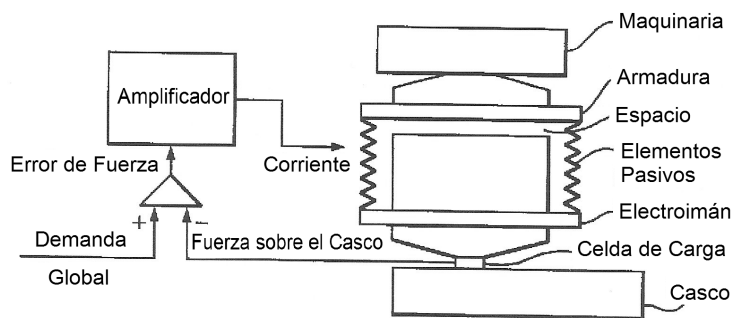


Fig.3.

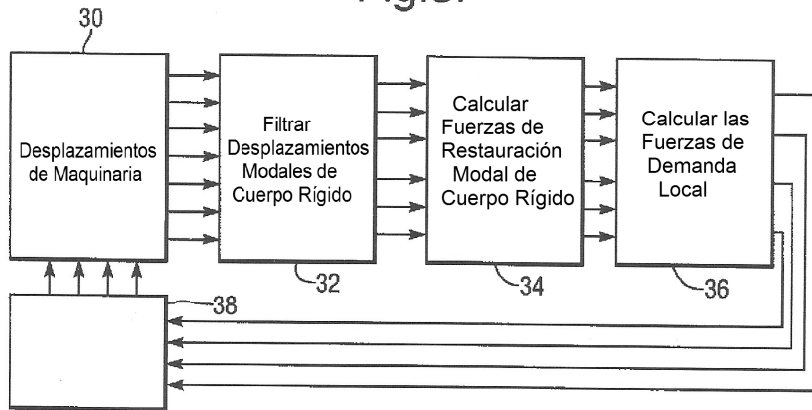
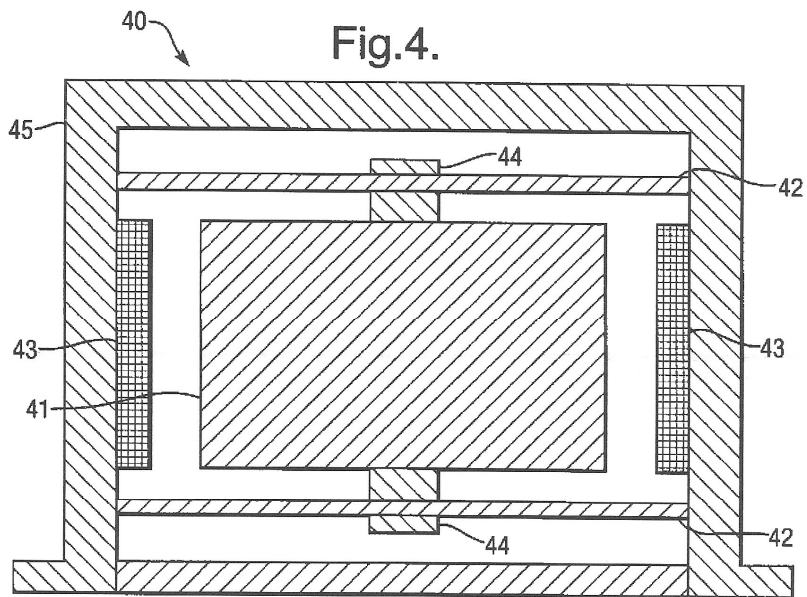


Fig.4.





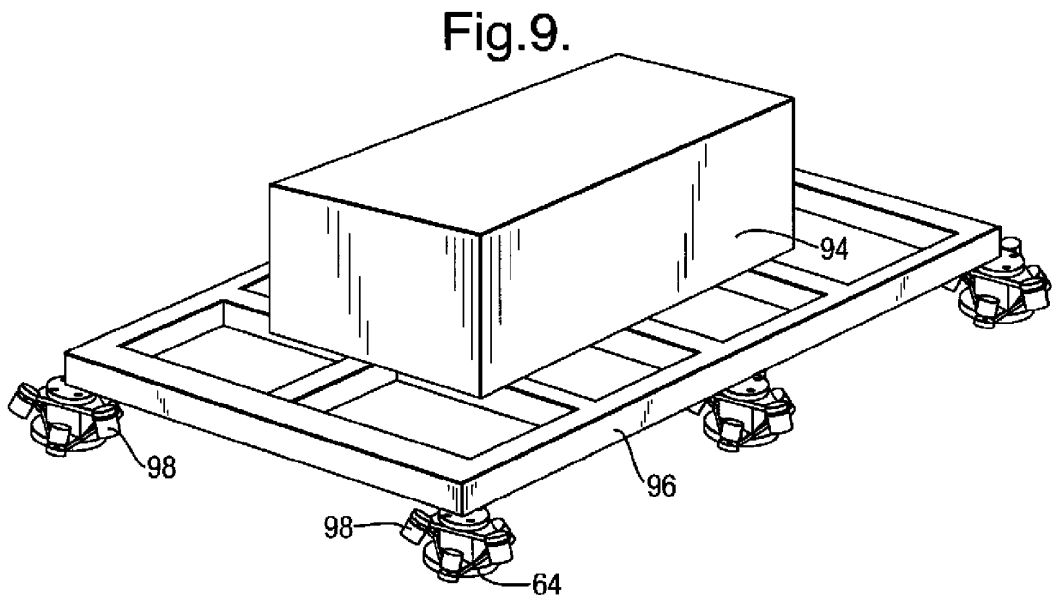
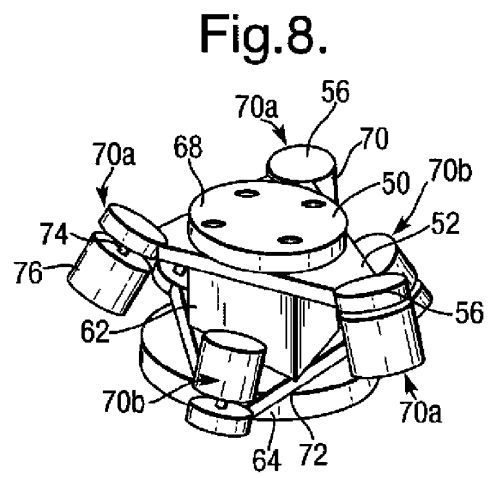
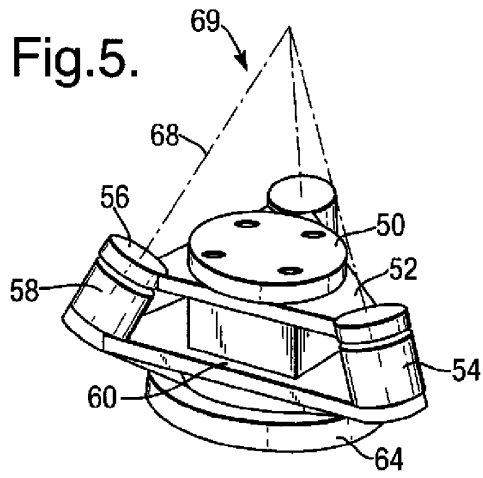


Fig.6.

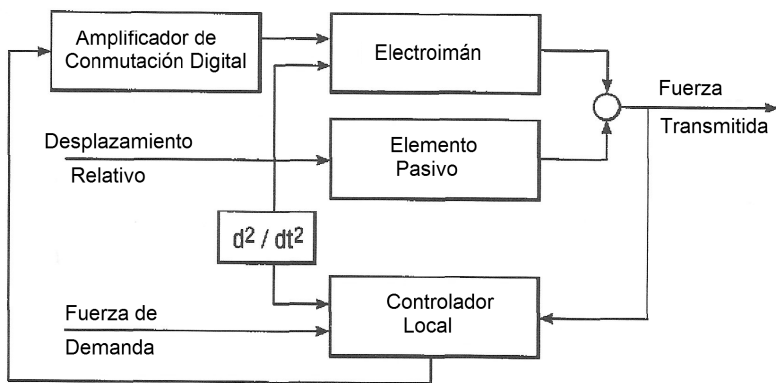


Fig.7.

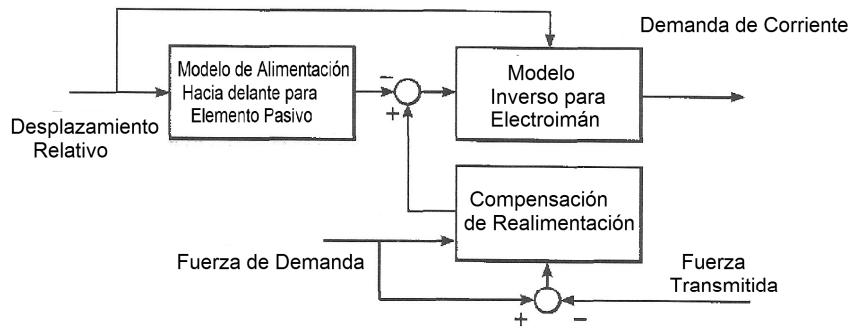


Fig.10.

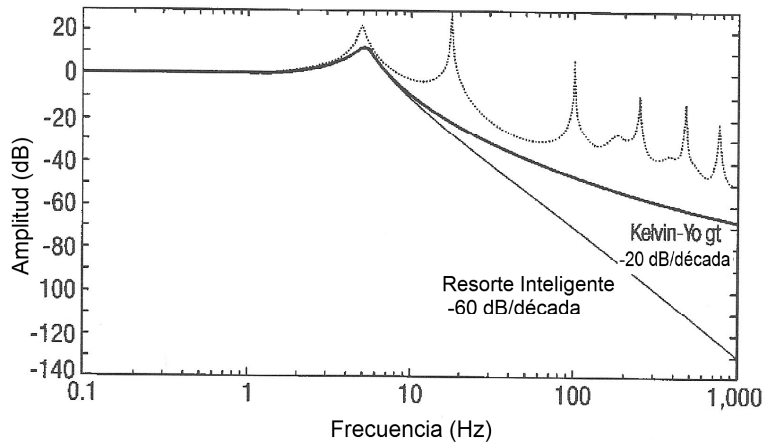


Fig.11.

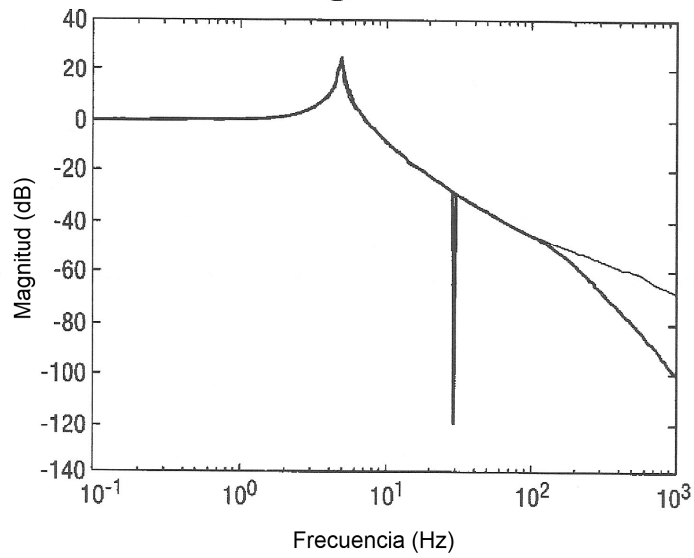


Fig.12.

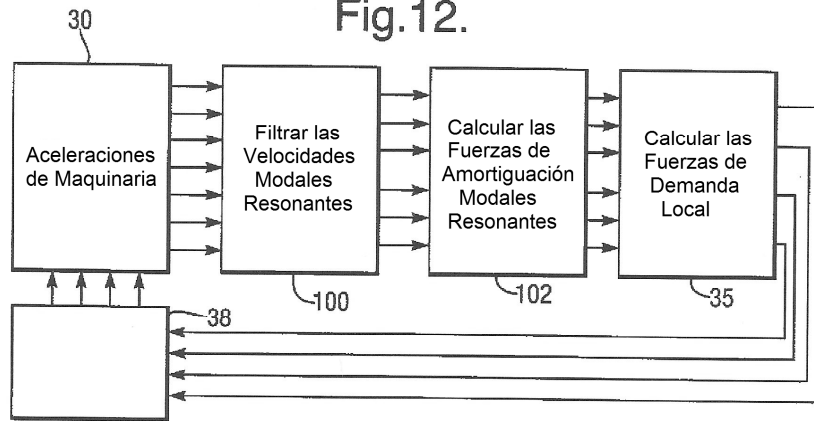


Fig.13.

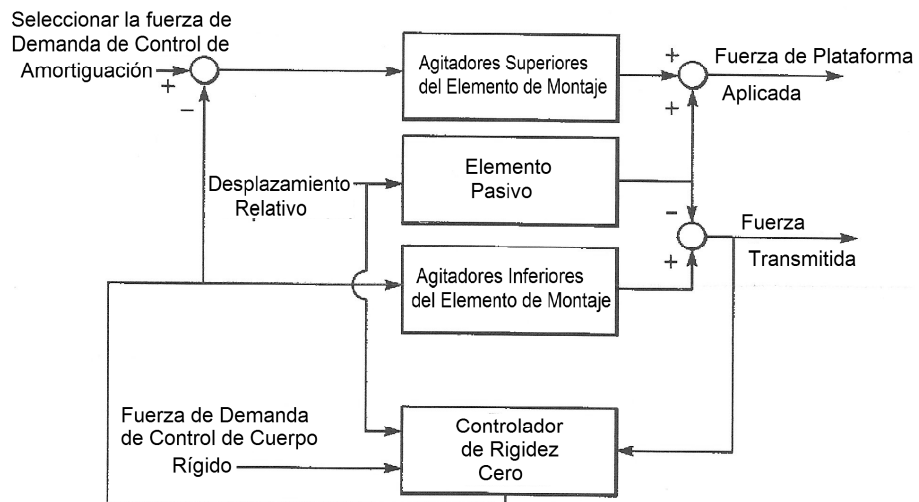


Fig.14.

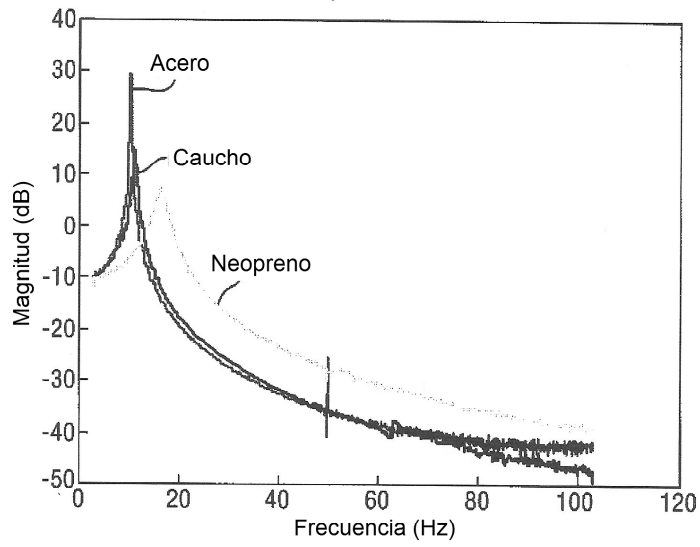


Fig.15.

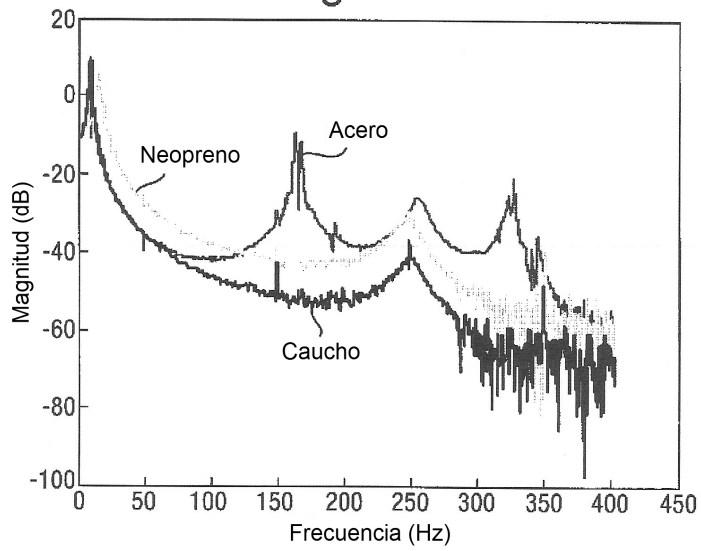


Fig.16.

Modelo de caucho

Fuerza Medida y Predicha - Excitación Aleatoria

