(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 575 505**

(51) Int. Cl.:

B61F 5/24 (2006.01)
F16F 9/10 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.03.2013 E 13760357 (7)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.05.2016 EP 2765051**

(54) Título: **Dispositivo de supresión de vibraciones en un vehículo ferroviario**

(30) Prioridad:

14.03.2012 JP 2012056848

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
29.06.2016

(73) Titular/es:

KYB CORPORATION (100.0%)
World Trade Center Building, 4-1, Hamamatsu-cho 2-chome, Minato-ku
Tokyo 105-6111, JP

(72) Inventor/es:

OGAWA, TAKAYUKI

(74) Agente/Representante:

MILTENYI, Peter

ES 2 575 505 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

Dispositivo de supresión de vibraciones en un vehículo ferroviario

CAMPO TÉCNICO

Esta invención se refiere a la supresión de vibraciones durante el paso por curva para un vehículo ferroviario.

TÉCNICA ANTERIOR

Un dispositivo de amortiguación de vibraciones para un vehículo ferroviario para suprimir vibraciones en una carrocería de un vehículo en la dirección derecha e izquierda respecto a la dirección de marcha del vehículo ferroviario comprende, por ejemplo, un amortiguador de fuerza de amortiguación variable interpuesto entre la carrocería del vehículo y un carro. Se determina una fuerza de amortiguación requerida para suprimir vibraciones de la carrocería del vehículo a partir de una velocidad angular en la dirección de viraje de la carrocería del vehículo en el centro de la carrocería del vehículo y una velocidad en la dirección de balanceo de la carrocería del vehículo, y se regula una fuerza de amortiguación del amortiguador de fuerza de amortiguación variable para ejercer la fuerza de amortiguación determinada.

Más específicamente, se calcula una fuerza de amortiguación necesaria para la supresión de vibraciones en la dirección de viraje multiplicando una velocidad de viraje por una distancia desde el centro de la carrocería del vehículo a un centro de carro y una ganancia de control. Se calcula una fuerza de amortiguación necesaria para suprimir vibraciones en la dirección de balanceo multiplicando la velocidad en la dirección de balanceo por la ganancia de control. La fuerza de amortiguación que genera el amortiguador de fuerza de amortiguación variable se calcula sumando la fuerza de amortiguación para la supresión de vibraciones en la dirección de viraje y la fuerza de amortiguación para la supresión de vibraciones en la dirección de balanceo.

El documento JP 2003-320931A publicado por la Oficina de Patentes de Japón propone que unos amortiguadores de fuerza de amortiguación variable para suprimir vibraciones en la dirección de viraje y en la dirección de balanceo se dispongan, respectivamente, entre la carrocería de un vehículo ferroviario y un carro delantero para sostener una parte delantera de la carrocería del vehículo y entre la carrocería del vehículo y un carro trasero para sostener una parte trasera de la carrocería del vehículo.

Descripción de la invención

Una banda de frecuencias de resonancia de una carrocería de un vehículo ferroviario oscila entre 0,5 Hertz (Hz) y 2 Hz. Aunque sobre la carrocería del vehículo actúa una aceleración centrífuga cuando el vehículo ferroviario circula por una sección curva, una frecuencia de esta aceleración centrífuga se encuentra muy cerca de una frecuencia de resonancia de la carrocería del vehículo.

Con el fin de obtener una velocidad de viraje de la carrocería del vehículo y una velocidad en la dirección de balanceo, en general, se utilizan unos sensores de aceleración dispuestos en la parte delantera y trasera de la carrocería del vehículo. La velocidad de viraje se determina en base a una diferencia entre las aceleraciones obtenidas por los sensores de aceleración. La velocidad en la dirección de balanceo se determina en base a un valor determinado sumando las dos aceleraciones, las cuales se obtienen mediante los sensores de aceleración.

Dado que la diferencia entre las aceleraciones se toma respecto a la velocidad de viraje, se elimina una aceleración centrífuga de balanceo que actúa sobre la carrocería del vehículo cuando el vehículo ferroviario pasa por una sección curva. Mientras tanto, dado que la velocidad en la dirección de balanceo se determina sumando las aceleraciones, la aceleración centrífuga se superpone a la aceleración de la vibración, y la aceleración centrífuga no puede eliminarse.

Debido al aumento de la velocidad del vehículo ferroviario, la aceleración centrífuga no puede ignorarse. Por lo tanto, cuando la fuerza de amortiguación se determina mientras la aceleración centrífuga se superpone a la velocidad en la dirección de balanceo, la fuerza de amortiguación se incrementa más de lo necesario, de modo que la calidad de conducción en un vehículo se ve afectada negativamente.

Cuando la velocidad del vehículo en la dirección balanceo se filtra mediante un filtro de paso de banda o un filtro de paso alto para extraer sólo vibraciones de la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo, dado que la frecuencia de la aceleración centrífuga se encuentra cerca de la frecuencia de resonancia tal como se ha descrito anteriormente, la aceleración centrífuga no se elimina fácilmente. Mientras tanto, al disminuir una ganancia en la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo en la sección curva, la aceleración centrífuga de balanceo puede cancelarse. En este caso, sin embargo, la fuerza de amortiguación para suprimir vibraciones de

la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo se vuelve corta, por lo que la calidad de conducción del vehículo también se ve deteriorada.

Por lo tanto, un objetivo de esta invención es mejorar la calidad de marcha de un vehículo ferroviario en una sección curva.

Con el fin de lograr el objeto anterior, se dispone un dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario de acuerdo con la reivindicación 1.

Los detalles, así como otras características y ventajas de esta invención se describen en el resto de la memoria y se muestran en los dibujos adjuntos.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista en planta esquemática de un vehículo ferroviario en el cual se ha montado un dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario de acuerdo con una realización de esta invención;
La figura 2 es un diagrama de circuito hidráulico de un actuador dispuesto en el dispositivo de amortiguación del vehículo ferroviario;
La figura 3 es un diagrama de bloques que muestra una parte de una función de control de un dispositivo de control dispuesto en el dispositivo de amortiguación del vehículo ferroviario;
La figura 4 es un diagrama de bloques que muestra una parte restante de la función de control del dispositivo de control;
La figura 5 es un diagrama de bloques que muestra una configuración de una parte de control de viraje del dispositivo de control;
La figura 6 es un diagrama de bloques que muestra una configuración de una parte de control de balanceo del dispositivo de control; y
La figura 7 es un diagrama de bloques que muestra otra configuración de la parte de control de balanceo.

Descripción de realizaciones

Haciendo referencia a la figura 1 de los dibujos, un dispositivo de amortiguación de un vehículo ferroviario 1 de acuerdo con una realización de esta invención se utiliza como dispositivo de amortiguación de vibraciones para una carrocería B de un vehículo ferroviario.

El dispositivo de amortiguación de vibraciones del vehículo ferroviario 1 comprende unos actuadores hidráulicos Af1, Af2 interpuestos entre un carro delantero Tf y la carrocería del vehículo B, unos actuadores hidráulicos Ar1, Ar2 interpuestos entre un carro trasero Tr y la carrocería del vehículo B, y un dispositivo de control C para controlar los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2. En detalle, unos extremos de los actuadores Af1 y Af2 se conectan respectivamente a un pivote P que sobresale en la dirección delantera y trasera desde una parte delantera Bf de la carrocería del vehículo B, y los otros extremos están conectados al carro delantero Tf. Unos extremos de los actuadores Ar1 y Ar2 están conectados a otro pivote P que sobresale en la dirección delantera y trasera desde una parte trasera Br de la carrocería del vehículo B, y los otros extremos están conectados al carro trasero Tr.

El dispositivo de control C suprime la vibración horizontal en la dirección transversal del vehículo en la carrocería del vehículo B realizando un control activo de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 o, en otras palabras, permitiendo que los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 funcionen como amortiguadores activos.

El dispositivo de control C detecta una aceleración horizontal αf en la dirección transversal del vehículo de la parte delantera Bf de la carrocería del vehículo B y una aceleración horizontal αr en la dirección transversal del vehículo de la parte trasera Br de la carrocería del vehículo B, y calcula una aceleración de viraje ω que sirve como aceleración angular alrededor de un centro de la carrocería del vehículo G inmediatamente por encima del carro delantero y trasero Tf, Tr en base a las aceleraciones horizontales αf y αr. El dispositivo de control C también calcula una aceleración de balanceo S que sirve como una aceleración en la dirección transversal horizontal del centro G de la carrocería del vehículo B en base a la aceleración horizontal αf y la aceleración horizontal αr. El dispositivo de control C calcula, además, una fuerza de supresión de viraje objetivo $F\omega ref$ requerida para la supresión de vibraciones de viraje de toda la carrocería del vehículo en base a la aceleración de viraje ω. El dispositivo de control C calcula adicionalmente una fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref requerida para la supresión vibraciones de balanceo de baja frecuencia en toda la carrocería del vehículo y una fuerza de supresión vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref para la supresión de vibraciones de balanceo de alta frecuencia de todo el vehículo cuerpo en base a la aceleración de balanceo S.

El dispositivo de control C determina si una sección en la cual circula el vehículo ferroviario corresponde a una sección curva o una sección no curva.

Durante el paso por la sección no curva, el dispositivo de control C permite que el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1 ejerzan una fuerza resultante de una fuerza de supresión de viraje Fω que se obtiene multiplicando la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref por una mitad y una fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH que se obtiene multiplicando la fuerza de supresión de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref por la mitad. El dispositivo de control C también permite que el actuador de la parte delantera Af2 y el actuador de la parte trasera Ar2 ejerzan una supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSL que se obtiene multiplicando la fuerza de supresión de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref por la mitad.

Durante el paso por una sección curva, el dispositivo de control C permite que el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1 ejerzan respectivamente la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. El dispositivo de control C también permite que el actuador de la parte delantera Af2 y el actuador de la parte trasera Ar2 funcionen respectivamente como amortiguadores pasivos.

A continuación, se describirán configuraciones específicas de los actuadores de la parte delantera Af1 y Af2 y los actuadores de la parte trasera Ar1 y Ar2. Dado que todos los actuadores Af1, Af2, Ar1 y Ar2 presentan las mismas configuraciones, con el fin de evitar una descripción redundante, solamente se describirá la configuración del actuador Af1 y se omitirá la descripción de los otros actuadores Af2, Ar1 y Ar2.

Haciendo referencia a la figura 2, el actuador Af1 está formado por un actuador de tipo de vástago único. El actuador Af1 comprende un cilindro 2 acoplado entre el carro delantero Tf y la carrocería B del vehículo ferroviario, un pistón 3 alojado en el cilindro 2 de modo que puede deslizar libremente, y un vástago 4 un extremo del cual está unido al pistón 3 y el otro extremo está acoplado al otro del carro delantero Tf y la carrocería del vehículo B.

El interior del cilindro 2 está dividido por el pistón 3 en una cámara del lado del vástago 5 y una cámara del lado del pistón 6. La cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 se llenan de aceite de trabajo. En el lado exterior del actuador Af1 se dispone un depósito 7 del aceite de trabajo. Además del aceite de trabajo, en el depósito 7 se carga un gas. Cabe señalar, sin embargo, que no hay necesidad de disponer el depósito 7 en un estado presurizado cargando el gas en un estado comprimido.

La cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 están conectadas por un primer conducto 8. En el primer conducto 8 se dispone una primera válvula de cierre 9. La cámara del lado del pistón 6 y el depósito 7 están conectados por un segundo conducto 10. En el segundo conducto 10 se dispone una segunda válvula de cierre 11. El aceite de trabajo se suministra a la cámara del lado del vástago 5 desde una bomba 12. Cabe señalar que, aunque el primer conducto 8 proporciona una comunicación entre la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 fuera del cilindro 2, el primer conducto 8 puede disponerse en el pistón 3.

El actuador Af1 realiza una operación de expansión mediante la apertura de la primera válvula de cierre 9 y disponiendo el primer conducto 8 en un estado de comunicación, cerrando la segunda válvula de cierre 11 para disponer el segundo conducto 10 en un estado de bloqueo, y accionando la bomba 12. Mientras tanto, el actuador Af1 realiza una operación de contracción mediante la apertura de la segunda válvula de cierre 11 para disponer el segundo conducto 10 en el estado de comunicación, cerrando la primera válvula de cierre 9 para disponer el primero conducto 8 en el estado de bloqueo, y accionando la bomba 12.

Se describirán en detalle partes del actuador Af1. El cilindro 2 presenta una forma tubular, una parte extrema en el lado derecho en la figura está cerrada por una tapa 13, y una parte extrema en el lado izquierdo en la figura está fijada a una guía de vástago anular 14. La guía de vástago 14 soporta el vástago 4 insertado en el cilindro 2 de modo que puede deslizar libremente. Un extremo del vástago 4 sobresale hacia fuera en una dirección axial del cilindro 2, y otro extremo del vástago 4 está acoplado al pistón 3 en el cilindro 2.

Una parte entre una circunferencia exterior del vástago 4 y el cilindro 2 está sellada por un elemento de sellado, de manera que el interior del cilindro 2 se mantiene en un estado cerrado herméticamente. Tal como se ha descrito anteriormente, el aceite de trabajo llena la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 dividida por el pistón 3 en el cilindro 2. Puede utilizarse cualquier líquido que no sea el aceite de trabajo siempre que sea adecuado para el actuador.

En el actuador Af1, se establece que un área de sección del vástago 4 sea una segunda área de sección del pistón 3. Un área de recepción de presión en el lado de la cámara del lado del vástago 5 del pistón 3 es una segunda área de recepción de presión en el lado de la cámara del lado del pistón 6. Cuando se iguala la presión de la cámara del lado del vástago 5 durante una operación de expansión y una operación de contracción del actuador Af1, se genera un empuje idéntico en las direcciones de expansión y contracción. Una cantidad de suministro del aceite de trabajo

respecto a una cantidad de desplazamiento del actuador Af1 también se iguala respecto tanto a la dirección de expansión como a la de contracción.

En un caso en el que el actuador Af1 realiza la operación de expansión, la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 se disponen en el estado de comunicación. En consecuencia, las presiones de la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 se igualan, y se genera una fuerza de empuje de expansión que se obtiene multiplicando la diferencia entre el área de la cámara del lado del vástago 5 y el área de recepción de presión en el lado de la cámara del lado del pistón 6 del pistón 3 por la presión. Por otra parte, en un caso el que el actuador Af1 realiza la operación de contracción, la comunicación entre la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 se bloquea, y la cámara del lado del pistón 6 se abre al depósito 7. En consecuencia, se genera una fuerza de empuje del lado de contracción obtenida multiplicando la presión de la cámara del lado del vástago 5 y el área de recepción de presión de la cámara del lado del vástago 5 del pistón 3. De esta manera, la fuerza de empuje generada del actuador Af1 es un valor obtenido multiplicando una segunda área de la sección del pistón 3 por la presión de la cámara del lado del vástago 5, tanto en la expansión como en la contracción.

Por lo tanto, en un caso en el que el dispositivo de control C controla la fuerza de empuje del actuador Af1, incluso ya sea en la operación de expansión como en la operación de contracción, sólo puede controlarse la presión de la cámara del lado del vástago 5. De esta manera, cuando se establece que el área de recepción de presión en la parte de la cámara del lado de vástago 5 del pistón 3 sea una segunda área de recepción de presión en el lado de la cámara del lado del pistón 6, la presión de la cámara del lado del vástago 5 para generar una fuerza de empuje igual tanto en la dirección de expansión como de contracción es igual tanto en la dirección de expansión como de contracción y, por lo tanto, el control es fácil. Además, la cantidad de suministro del aceite de trabajo respecto a la cantidad de desplazamiento del pistón 3 también se iguala con independencia de la dirección de desplazamiento. Por lo tanto, puede obtenerse una respuesta igual respecto a las operaciones tanto en la dirección de expansión como de contracción. Incluso en un caso en el que no se establece que el área de recepción de la presión en la cámara del lado del vástago 5 del pistón 3 la presión sea una segunda área de recepción de presión en la cámara del lado del pistón 6, el empuje del actuador Af1 tanto en el lado de expansión como en el de contracción se controla utilizando la presión en la cámara del lado del vástago 5.

Un extremo delantero del vástago 4 y la tapa 13 para cerrar un extremo de la base del cilindro 2 comprenden unas piezas de unión, no mostradas en las figuras. El actuador Af1 queda interpuesto entre la carrocería B del vehículo ferroviario y el carro delantero Tf a través de las piezas de unión.

La primera válvula de cierre 9 está constituida por una válvula de cierre electromagnética. La primera válvula de cierre 9 comprende un cuerpo de válvula 9a, un muelle 9d y un solenoide 9e. El cuerpo de la válvula 9a comprende una posición de comunicación 9b para abrir el primer conducto 8 y proporcionar conexión entre la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6, y una posición de bloqueo 9c para bloquear la comunicación entre la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6. El muelle 9d empuja el cuerpo de la válvula 9a hacia la posición de bloqueo 9c. El solenoide 9e empuja el cuerpo de la válvula 9a a la posición de comunicación 9b contra el muelle 9d por excitación.

La segunda válvula de cierre 11 está constituida por una válvula de cierre electromagnética. La segunda válvula de cierre 11 comprende un cuerpo de válvula 11a, un muelle 11d, y un solenoide 11e. El cuerpo de la válvula 11a comprende una posición de comunicación 11b para proporcionar conexión entre la cámara del lado del pistón 6 y el depósito 7 a través del segundo conducto 10, y una posición de bloqueo 11c para bloquear la comunicación entre la cámara del lado del pistón 6 y el depósito 7. El muelle 11d empuja el cuerpo de la válvula 11a hacia la posición de bloqueo 11c. El solenoide 11e impulsa el cuerpo de la válvula 11a hacia la posición de comunicación 11b contra el muelle 11d por excitación.

Un motor eléctrico 15 acciona y hace girar la bomba 12. La bomba 12 descarga el aceite de trabajo sólo en un sentido. Un puerto de descarga de la bomba 12 se comunica con la cámara del lado del vástago 5 a través de un conducto de suministro 16. Un puerto de aspiración de la bomba 12 se comunica con el depósito 7. La bomba 12, accionada por el motor eléctrico 15, aspira el aceite de trabajo desde el depósito 7, y suministra el aceite de trabajo a presión a la cámara del lado del vástago 5.

Puesto que la bomba 12 descarga el aceite de trabajo sólo en un sentido, no requiere una operación de conmutación del sentido de giro. Por lo tanto, nunca se da el problema de que se varíe la cantidad de descarga en el momento de la conmutación del giro, y puede utilizarse una bomba de engranajes de bajo coste o similar como bomba 12. Como que el sentido de giro de la bomba 12 es siempre el mismo, no es necesario que el motor eléctrico 15 para accionar la bomba 12 tenga una respuesta respecto a la conmutación del giro, y también puede utilizarse un motor de bajo coste como motor eléctrico 15. En el conducto de suministro 16, se dispone una válvula de retención 17 para impedir un flujo a contracorriente del aceite de trabajo desde la cámara del lado del vástago 5 a la bomba 12.

Cuando se suministra una velocidad de flujo predeterminada del aceite de trabajo desde la bomba 12 a la cámara del lado del vástago 5 y el actuador Af1 realiza la operación de expansión, la primera válvula de cierre 9 se abre mientras se regula la presión de la cámara del lado del vástago 5 mediante un control de conexión-desconexión de la segunda válvula de cierre 11. Cuando el actuador Af1 realiza la operación de contracción, la segunda válvula de cierre 11 se abre mientras se regula la presión en la cámara del lado del vástago 5 mediante un control de conexión-desconexión de la primera válvula de cierre 9. De esta manera, se obtiene la fuerza de empuje correspondiente a la fuerza de supresión calculada por el dispositivo de control C.

Cuando el actuador Af1 realiza la operación de expansión, la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 se comunican entre sí, y la presión en la cámara del lado del pistón 6 se iguala a la presión de la cámara del lado del vástago 5. Como resultado, controlando la presión de la cámara del lado del vástago 5 tanto en el momento de la operación de expansión como en el momento de la operación de contracción, puede controlarse la fuerza de empuje. La primera válvula de cierre 9 y la segunda válvula de cierre 11 también pueden estar constituidas por una válvula de alivio variable que tenga una función de conexión-desconexión con una función de ajuste de una presión de alivio. En este caso, el actuador Af1 no se expande y se contrae por una operación de conexión-desconexión de la primera válvula de cierre 9 o la segunda válvula de cierre 11, sino que la fuerza de empuje del actuador Af1 se controla regulando una presión de apertura de la válvula de la primera válvula de cierre 9 o la segunda válvula de cierre 11.

En el dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1, para regular más fácilmente la fuerza de empuje del actuador Af1, la cámara del lado del vástago 5 y el depósito 7 están conectados por un conducto de descarga 21, y se dispone una válvula de alivio variable 22 capaz de variar una presión de alivio en el conducto de descarga 21.

La válvula de alivio variable 22 está constituida por una válvula de alivio de presión proporcional electromagnética. La válvula de alivio variable 22 comprende un cuerpo de válvula 22a dispuesto en el conducto de descarga 21, un muelle 22b para empujar el cuerpo de válvula 22a en una dirección de bloqueo del conducto de descarga 21, y un solenoide proporcional 22c para ejercer una fuerza de empuje en el cuerpo de válvula 22a contra el muelle 22b, de acuerdo con la excitación. El dispositivo de control C controla la presión de alivio controlando una cantidad de corriente que pasa por el solenoide proporcional 22c.

En la válvula de alivio variable 22, cuando la presión de la cámara del lado del vástago 5 excede la presión de alivio, una fuerza resultante de la presión de la cámara del lado del vástago 5 y la fuerza de empuje que realiza el solenoide proporcional 22c, que se ejerce sobre el cuerpo de la válvula 22a, supera una fuerza de empuje del muelle 22b. El cuerpo de válvula 22a se acciona entonces a una posición abierta para provoca que el conducto de descarga 21 se comunique.

En la válvula de alivio variable 22, cuando se incrementa la cantidad de corriente que se suministra al solenoide proporcional 22c, la fuerza de empuje generada por el solenoide proporcional 22c aumenta. Es decir, cuando se maximiza la cantidad corriente suministrada al solenoide proporcional 22c, la presión de alivio de la válvula de alivio variable 22 se vuelve mínima. Cuando no se suministra corriente eléctrica al solenoide proporcional 22c, la presión de alivio se vuelve máxima.

Al disponer el conducto de descarga 21 y la válvula de alivio variable 22, en el momento de la operación de expansión del actuador Af1, la presión en la cámara del lado del vástago 5 se ajusta a la presión de alivio de la válvula de alivio variable 22. De esta manera, estableciendo la presión de alivio de la válvula de alivio variable 22, la presión de la cámara del lado del vástago 5 puede regularse fácilmente. Al disponer el conducto de descarga 21 y la válvula de alivio variable 22, no son necesarios sensores y similares aplicados para regular la fuerza de empuje del actuador Af1. Además, no hay necesidad de abrir/cerrar la primera válvula de cierre 9 y la segunda válvula de cierre 11 a alta velocidad o formar la primera válvula de cierre 9 y la segunda válvula de cierre 11 mediante una válvula de alivio variable que tenga una función de conexión-desconexión. Como resultado, puede reducirse el coste de fabricación del dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1, y puede construirse un sistema de supresión de vibraciones seguro en términos de hardware y software.

Formando la válvula de alivio variable 22 mediante una válvula de alivio de presión proporcional electromagnética capaz de realizar un control proporcional de la presión de alivio de acuerdo con una cantidad de corriente determinada, la presión de alivio puede controlarse fácilmente. Siempre que la presión de alivio sea regulable, puede utilizarse un cuerpo de válvula como válvula de alivio variable 22 aparte de la válvula de alivio proporcional electromagnética.

Cuando la presión de la cámara del lado del vástago 5 excede la presión de alivio, independientemente de un estado de conexión-desconexión de la primera válvula de cierre 9 y la segunda válvula de cierre 11, la válvula de alivio

variable 22 abre el conducto de descarga 21 y deja que la cámara del lado del vástago 5 e comunique con el depósito 7. De este modo se libera una presión excesiva en la cámara del lado del vástago 5 hacia el depósito 7. La disposición del conducto de descarga 21 y las válvulas de alivio variable 22 ayudan a proteger todo el sistema, por ejemplo, contra una entrada excesiva al actuador Af1.

El actuador Af1 comprende un circuito amortiguador D. El circuito amortiguador D permite que el actuador Af1 funcione como amortiguador en un estado en el que la primera válvula de cierre 9 y la segunda válvula de cierre 11 se encuentran cerradas. El circuito amortiguador D comprende un conducto unidireccional 18 para permitir solamente un flujo de aceite de trabajo desde la cámara del lado del pistón 6 hacia la cámara del lado del vástago 5, y un conducto de aspiración 19, para permitir solamente un flujo de aceite de trabajo desde el depósito 7 hacia la cámara del lado del pistón 6. La válvula de alivio variable 22 dispuesta en el conducto de descarga 21 funciona aquí como válvula de amortiguación.

En más detalle, el conducto unidireccional 18 provisto de una válvula de retención 18a permite solamente el flujo de aceite de trabajo desde la cámara del lado del pistón 6 hacia la cámara del lado del vástago 5. El conducto de aspiración 19 provisto de una válvula de retención 19a permite solamente el flujo de aceite de trabajo desde el depósito 7 hacia la cámara del lado del pistón 6. Haciendo que la posición de bloqueo 9c de la primera válvula de cierre 9 funcione como válvula de retención para permitir solamente el flujo de aceite de trabajo desde la cámara del lado del pistón 6 hacia la cámara del lado del vástago 5, el conducto unidireccional 18 puede omitirse. Además, haciendo que la posición de bloqueo 11c de la segunda válvula de cierre 11 funcione como válvula de retención para permitir solamente el flujo de aceite de trabajo desde el depósito 7 hacia la cámara del lado del pistón 6, el conducto de aspiración 19 puede omitirse.

En un caso en el que la primera válvula de cierre 9 se encuentra en la posición de bloqueo 9c y la segunda válvula de cierre 11 se encuentra en la posición de bloqueo 11c, el circuito amortiguador D dispuesto en el actuador Af1 forma un conducto de circulación que pasa a través la cámara del lado del pistón 6, la cámara del lado del vástago 5, y el depósito 7 con el conducto unidireccional 18, el conducto de descarga 21, y el conducto de aspiración 19. El conducto unidireccional 18, el conducto de aspiración 19, y el conducto de descarga 21 van todos en una dirección. Por lo tanto, cuando una fuerza externa provoca que el actuador Af1 se expanda y contraiga, el aceite de trabajo desde el cilindro 2 siempre se descarga hacia el depósito 7 a través del conducto de descarga 21.

Mientras tanto, si falta de aceite de trabajo en el cilindro 2 éste se suministra desde el depósito 7 hacia el cilindro 2 a través del conducto de aspiración 19. Dado que la válvula de alivio variable 22 actúa como una resistencia contra el flujo de aceite de trabajo que se ha descrito anteriormente, la presión del cilindro 2 se regula para que sea la presión de alivio. Es decir, la válvula de alivio variable 22 funciona como una válvula de control de presión, y el actuador Af1 funciona como amortiguador pasivo de tipo "uniflow".

Tal como se ha descrito anteriormente, el actuador Af1 está configurado para funcionar tanto como actuador como amortiguador pasivo. Cabe señalar que el circuito amortiguador D puede formarse disponiendo por separado un conducto que proporciona una conexión entre la cámara del lado del vástago 5 y el depósito 7 y disponiendo una válvula de amortiguación en este conducto sin disponer la válvula de alivio variable 22 y el conducto de descarga 21.

En un estado de fallo en el que no puede suministrarse energía a los componentes del actuador Af1, el muelle 9d presiona el cuerpo 9a de la primera válvula de cierre 9 y lo retiene en la posición de bloqueo 9c, y el muelle 11d presiona el cuerpo 11a de la segunda válvula de cierre 11 y lo retiene en la posición de bloqueo 11c. Mientras tanto, la válvula de descarga variable 22 funciona como una válvula de control de presión en la cual la presión de alivio se fija para que sea máxima. Por lo tanto, el actuador Af1 funciona como un amortiguador pasivo. En un caso en el que el actuador Af1 funciona como un amortiguador pasivo, la válvula de alivio variable 22 funciona como una válvula de amortiguación. Estableciendo la presión de alivio de la válvula de alivio variable 22 en un caso en el que la cantidad de corriente es cero, las características de amortiguación cuando el actuador Af1 funciona como un amortiguador pasivo pueden establecerse arbitrariamente.

En un caso en el que los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 formados tal como se ha indicado anteriormente ejercen la fuerza de empuje en la dirección de expansión, el dispositivo de control C, mientras gira el motor eléctrico 15 y se suministra el aceite de trabajo de la bomba 12 al cilindro 2, dispone la primera válvula de cierre 9 en la posición de comunicación 9b y la segunda válvula de cierre 11 en la posición del bloqueo 11c para cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2. Mediante esta operación, en un estado en que la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 de cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 se comunican entre sí, se suministra aceite de trabajo a los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 desde la bomba 12, y empujando el pistón 3 hacia el lado izquierdo de la figura 2, los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 ejercen la fuerza de empuje en la dirección de expansión.

Cuando las presiones de la cámara del lado del vástago 5 y la cámara del lado del pistón 6 exceden la presión de alivio de la válvula de alivio variable 22, se abre la válvula de alivio variable 22 y el aceite de trabajo fluye al depósito

7 a través del conducto de descarga 21. Las presiones en la cámara del lado del vástago 5 y en la cámara del lado del pistón 6 se mantienen de este modo para que sean la presión de alivio de la válvula de alivio variable 22 determinada por la cantidad actual suministrada a la válvula de alivio variable 22. La fuerza de empuje ejercida por cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 es igual a un valor obtenido multiplicando la diferencia de área de recepción de presión del pistón 3 entre la cámara del lado del pistón 6 y la cámara del lado del vástago 5 por la presión de la cámara del lado del vástago 5.

Mientras tanto, en un caso en el que cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 ejerce la fuerza de empuje en la dirección de contracción, el dispositivo de control C, mientras gira el motor eléctrico 15 y se suministra el aceite de trabajo de la bomba 12 a la cámara del lado del vástago 5, dispone la primera válvula de cierre 9 en la posición de bloqueo 9c y la segunda válvula de cierre 11 en la posición de comunicación 11b para cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2. Al hacerlo, el aceite de trabajo es suministrado de la bomba 12 a la cámara del lado del vástago 5 en un estado en que la cámara del lado del pistón 6 y el depósito 7 se comunican entre sí. Por lo tanto, el pistón 3 es empujado en la dirección hacia la derecha de la figura 2, y cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 ejerce la fuerza de empuje en la dirección de contracción. La fuerza de empuje ejercida por cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 es igual a un valor obtenido multiplicando el área de recepción de la presión del pistón en el lado de la cámara del lado del vástago 5 por la presión en la cámara del lado del vástago 5.

Los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 no sólo funcionan como actuadores o amortiguadores activos, sino que también funcionan como amortiguadores pasivos sólo por la operación de conexión-desconexión de la primera válvula de cierre 9 y la segunda válvula de cierre 11 independientemente de un estado de funcionamiento del motor eléctrico 15. La predisposición de la conmutación entre los actuadores y los amortiguadores pasivos es preferible para mejorar la respuesta y la fiabilidad del dispositivo de amortiguación de vibraciones del vehículo ferroviario 1.

Dado que los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 son de tipo de vástago único, la longitud de la carrera se asegura fácilmente en comparación con actuadores de tipo de doble vástago, de modo que toda la longitud de los actuadores puede suprimirse para que sean cortos. De este modo, el montaje de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 en el vehículo ferroviario se vuelve fácil.

En los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2, el aceite de trabajo que fluye desde la bomba 12 a la cámara del lado del vástago 5 finalmente vuelve al depósito 7 a través de la cámara del lado del pistón 6. Por lo tanto, incluso cuando se mezcla el gas en la cámara del lado del vástago 5 o la cámara del lado del pistón 6, el gas se descarga al depósito 7 a través de las operaciones de expansión y contracción de cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2. Esto proporciona un efecto preferible para evitar el deterioro de la respuesta respecto a la generación de la fuerza de empuje. Tampoco hay necesidad de llevar a cabo un mantenimiento con frecuencia para mantener el rendimiento de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2, por lo que la carga de trabajo y los costes en términos de mantenimiento pueden reducirse.

Tras la fabricación de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2, no hay necesidad de montarlos en aceite o montarlos bajo un ambiente de vacío, y no se requiere una desgasificación avanzada del aceite de trabajo. Por lo tanto, los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 pueden fabricarse con una alta productividad y el coste de fabricación puede suprimirse para que sea bajo.

El dispositivo de control C comprende un sensor de aceleración de la parte delantera 40 para detectar una aceleración horizontal αf en la dirección transversal del vehículo de la parte delantera de la carrocería del vehículo Bf, un sensor de aceleración de la parte trasera 41 para detectar una aceleración horizontal αr en la dirección transversal del vehículo de la parte trasera de la carrocería del vehículo Br, un filtro de paso de banda 42 para la eliminación de ruidos incluidos en la aceleración horizontal αf, un filtro de paso de banda 43 para la eliminación de ruidos incluidos en la aceleración horizontal αr, y una parte de adquisición de información puntual 44 para detectar una posición de marcha del vehículo ferroviario.

El dispositivo de control C comprende un controlador 45 para determinar si el vehículo ferroviario circula o no en una sección curva en base a la posición de marcha detectada por la parte de adquisición de información puntual 44, y de acuerdo con un resultado de la determinación, enviar respectivamente comandos de control al motor eléctrico 15, el solenoide 9e de la primera válvula de cierre 9, el solenoide 11e de la segunda válvula de cierre 11, y el solenoide proporcional 22c de la válvula de alivio variable 22 para cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2.

El controlador 45 está constituido por un microordenador que comprende una unidad de central de proceso (CPU), una memoria de sólo lectura (ROM), una memoria de acceso aleatorio (RAM), y una interfaz de entrada/salida (interfaz I/O). El controlador 45 puede estar constituido por una pluralidad de microordenadores.

El controlador 45 realiza un control H-infinito para ponderar la frecuencia y calcular una fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref, una fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref, y una fuerza

de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref. Con esta configuración del controlador 45, los filtros de paso de banda 42, 43 pueden omitirse.

La parte de adquisición de información puntual 44 está formada por un monitor del vehículo central instalado en un coche particular de los coches acoplados del vehículo ferroviario o un terminal monitor del vehículo conectado al mismo, para obtener información de posición de la marcha del vehículo ferroviario en tiempo real. La parte de adquisición de información puntual 44 no se limita al monitor del vehículo, sino que puede estar constituida por un Sistema de Posicionamiento Global (GPS) o similar.

Haciendo referencia a un diagrama mostrado en las figuras 3 y 4, el controlador 45 comprende una parte de cálculo de la aceleración de viraje 45a, una parte de cálculo de la aceleración de balanceo 45b, una parte de control de viraje 45c, una parte de control de balanceo 45d, una parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e, una parte de generación de comandos 45f, y una parte de accionamiento 45g.

La parte de cálculo de la aceleración de viraje 45a calcula la aceleración de viraje ω alrededor del centro de la carrocería del vehículo G inmediatamente por encima del carro delantero Tf y el carro trasero Tr en base a la aceleración horizontal αf de la parte delantera del vehículo Bf detectada por el sensor de aceleración de la parte delantera 40 y la aceleración horizontal αr de la parte trasera del vehículo Br detectada por el sensor de aceleración de la parte trasera 41.

La parte de cálculo de la aceleración de balanceo 45b calcula la aceleración de balanceo S del centro G de la carrocería del vehículo B en base a la aceleración horizontal αf y la aceleración horizontal αr.

La parte de control de viraje 45c calcula la fuerza de supresión de viraje Fω en base a la aceleración de viraje ω.

La parte de control de balanceo 45d calcula la supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH como una fuerza de supresión de balanceo en base a la aceleración de balanceo S.

La parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e determina si el vehículo ferroviario circula en la sección curva a partir de información de la posición de marcha detectada por la parte de adquisición de información puntual 44.

La parte de generación de comandos 45f calcula comandos de control Ff1, Ff2, Fr1, Fr2 que se envían a los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 a partir de la determinación del resultado de si el vehículo ferroviario circula o no en la sección curva, la fuerza de supresión de viraje Fω, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL, y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH.

La parte de accionamiento 45g suministra correspondientes corrientes eléctricas al motor eléctrico 15, el solenoide 9e de la primera válvula de cierre 9, el solenoide 11e de la segunda válvula de cierre 11, y el solenoide proporcional 22c de la válvula de alivio variable 22 en base a los comandos de control Ff1, Ff2, Fr1, Fr2.

Hay que señalar que el dispositivo de control C comprende adicionalmente un convertidor A/D no mostrado para recibir las señales que envía el sensor de aceleración de la parte delantera 40 y el sensor de aceleración de parte trasera 41 como recurso de hardware. Los filtros de paso de banda 42, 43 también pueden realizarse por software programado en el controlador 45.

Las aceleraciones horizontales αf y αr se establecen, por ejemplo, de manera que hacia arriba en la figura 1 es positiva y hacia abajo de la misma es negativa. La parte de cálculo de la aceleración de viraje 45a calcula la aceleración de viraje ω alrededor del centro de la carrocería del vehículo G respectivamente inmediatamente por encima del carro delantero Tf y el carro trasero Tr dividiendo entre dos una diferencia entre la aceleración horizontal αf de la parte delantera Bf del vehículo y la aceleración horizontal αr de la parte trasera del vehículo Br.

La parte de cálculo de la aceleración de balanceo 45b calcula la aceleración de balanceo S del centro G de la carrocería del vehículo B dividiendo entre dos la suma de la aceleración horizontal αf y la aceleración horizontal αr.

Para mayor comodidad en el cálculo de la aceleración de viraje ω, preferiblemente se fijan como sigue unos puntos de instalación del sensor de aceleración de la parte delantera 40 y el sensor de aceleración de la parte trasera 41. El sensor de aceleración de la parte delantera 40 se encuentra dispuesto en una línea a lo largo de la dirección delantera y trasera o la dirección diagonal que pasa por el centro G de la carrocería del vehículo B y en las proximidades de los actuadores de la parte delantera Af1 y Af2. El sensor de aceleración de la parte trasera 41 está dispuesto en las proximidades de los actuadores de la parte trasera Ar1 y Ar2 en una línea que pasa a través del

centro G de la carrocería del vehículo B y la posición de instalación del sensor de aceleración de la parte delantera 40.

Dado que la aceleración de viraje ω puede calcularse mediante el cálculo a partir de distancias y relaciones de posición entre el centro G de la carrocería del vehículo B, el sensor de aceleración de la parte delantera 40, y el sensor de aceleración de la parte trasera 41, y a partir las aceleraciones horizontales αf y αr, el sensor de aceleración de la parte delantera 40 y el sensor de aceleración de la parte trasera 41 pueden disponerse en posiciones arbitrarias. Sin embargo, en ese caso, la aceleración de viraje ω no puede calcularse simplemente dividiendo entre dos la diferencia entre la aceleración horizontal αf y la aceleración horizontal αr. Es necesario calcular la aceleración de viraje ω a partir de la diferencia entre la aceleración horizontal αf y la aceleración horizontal αr, y las distancias y las relaciones de posición entre el centro G de la carrocería del vehículo B y los sensores de aceleración 40, 41.

Haciendo referencia a la figura 5, la parte de control de viraje 45c comprende, con el fin de realizar el control H-infinito, una parte cálculo de la fuerza de supresión de viraje objetivo 50 para calcular la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref necesaria para la supresión del viraje de toda la carrocería del vehículo B en base a la aceleración de viraje ω, y una parte de cálculo de la fuerza de supresión de viraje 51 para calcular la fuerza de supresión de viraje Fω multiplicando por la mitad la fuerza supresión de viraje objetivo Fωref obtenida mediante la parte de cálculo de la fuerza de supresión de viraje objetivo 50.

La parte de cálculo de la fuerza de supresión de viraje objetivo 50 configura la frecuencia de una entrada de la aceleración de viraje ω con una función de ponderación, y calcula la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref que es la más adecuada para la supresión de vibraciones de viraje en una banda de frecuencias que se ha de suprimir en particular entre vibraciones de viraje de toda la carrocería del vehículo. La función de ponderación está diseñada para que sea adecuada para el vehículo ferroviario.

La parte de cálculo de la fuerza de supresión de viraje 51 calcula la fuerza de supresión de viraje Fω que envía el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1 a parir de la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref que ha calculado la parte de cálculo de la fuerza de supresión de viraje objetivo 50. La fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref es una fuerza de supresión para suprimir vibraciones en la dirección de viraje de toda la carrocería del vehículo B. El dispositivo de amortiguación de actuador del vehículo 1 suprime el viraje de la carrocería del vehículo B por la fuerza de empuje emitida por el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1. La fuerza de supresión de viraje Fω que emite el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1 se calcula mediante la parte de cálculo de la fuerza de supresión de viraje 51 dividiendo entre dos un valor de la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref. Cabe señalar que el viraje es la rotación horizontal de la carrocería del vehículo B y, con el fin de suprimir el viraje, es necesario ejercer un par para suprimir vibraciones en la dirección de viraje de la carrocería del vehículo B mediante el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de parte trasera Ar1.

Un signo positivo o negativo de la fuerza de supresión de viraje Fω del actuador de la parte trasera Ar1 es opuesto a la fuerza de supresión de viraje Fω del actuador de la parte delantera Af1. Es decir, si la fuerza de supresión de viraje Fω del actuador de la parte delantera Af1 es X, la fuerza de supresión de viraje Fω del actuador de la parte trasera Ar1 es -X. Puesto que los dos actuadores Af1 y Ar1 ejercen la fuerza de supresión de viraje Fω, un valor que se multiplica para obtener la fuerza de supresión de viraje Fω a partir de la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref es la mitad. El valor a multiplicar varía de acuerdo con el número de actuadores.

Por lo tanto, por ejemplo, en un caso en el que los actuadores de parte delantera para ejercer la fuerza de supresión de viraje Fω son dos y los actuadores de la parte trasera son tres, en primer lugar, la fuerza de supresión de viraje que tienen que aplicar todos los actuadores de la parte delantera tiene el mismo valor que la fuerza de supresión de viraje que tienen que aplicar todos los actuadores de parte trasera, aunque los signos sean opuestos entre sí. Por lo tanto, en primer lugar, la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref se multiplica por la mitad, y se multiplica además por la mitad dado que los actuadores de la parte delantera son dos. Como resultado, la fuerza de supresión de viraje Fω de los actuadores de la parte delantera es un valor que se obtiene multiplicando por un cuarto la fuerza de supresión de viraje objetivo Fω.

Mientras tanto, respecto a la fuerza de supresión de viraje Fω de los actuadores de la parte trasera, así como la descripción anterior, la fuerza de supresión de viraje que han de aplicar todos los actuadores de la parte trasera se calcula multiplicando la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref por la mitad y, además se requiere multiplicar por un tercio ya que el número de actuadores de la parte trasera es tres. Como resultado, la fuerza de supresión de viraje es un valor que se obtiene multiplicando la fuerza de supresión de viraje objetivo Fωref por un sexto, el valor de un signo diferente de la fuerza de supresión de viraje Fω de los actuadores de la parte delantera.

Haciendo referencia a la figura 6, la parte de control de balanceo 45d comprende una primera unidad de control H-infinito de balanceo H1 y una segunda unidad de control H-infinito de balanceo H2, y calcula la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH como fuerza de supresión de balanceo.

La primera unidad de control H-infinito de balanceo H1 comprende una parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo 60 para calcular la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref requerida para suprimir vibraciones de baja frecuencia de balanceo de toda la carrocería del vehículo B en base a la aceleración de balanceo S, y una parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo 61 para calcular la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL multiplicando por la mitad la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref calculada por la parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo 60.

La segunda unidad de control H-infinito de balanceo H2 comprende una parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo 62 para calcular la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref requerida para suprimir vibraciones de alta frecuencia de balanceo de toda la carrocería del vehículo B en base a la aceleración de balanceo S, y una parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo 63 para calcular la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH multiplicando por la mitad la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref calculada por la parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo 62.

Cuando se recibe una entrada de la aceleración de balanceo S, la parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo 60 configura la frecuencia la aceleración de balanceo S con una función de ponderación de ponderar una banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo B, y calcula la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref adecuada para la supresión de vibraciones en la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo entre vibraciones de balanceo de toda la carrocería del vehículo. La función de ponderación está diseñada para ponderar la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería B del vehículo ferroviario. En general, una frecuencia de resonancia de la carrocería del vehículo B soportada en el carro delantero y trasero Tf y Tr mediante muelles es de aproximadamente 1 Hz. Por lo tanto, se realiza un ajuste de manera que se pondera un componente de la aceleración de balanceo S en una banda de frecuencias de 0,5 Hz a 1,5 Hz.

La fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo 61 calcula la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL que aplica el actuador de la parte delantera Af2 y el actuador de la parte trasera Ar2 a partir de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref obtenida por la parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo 60. La fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref es una fuerza de supresión para suprimir vibraciones de baja frecuencia en la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo en la dirección de viraje de toda la carrocería del vehículo B. Dado que el balanceo de la carrocería del vehículo B lo suprime la fuerza de empuje aplicada por el actuador de la parte delantera Af2 y el actuador de la parte trasera Ar2, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL que aplica el actuador de la parte delantera Af2 y el actuador de la parte trasera Ar2 se calcula multiplicando por la mitad el valor de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref.

Cuando se recibe una entrada de la aceleración de balanceo S, la parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo 62 configura la frecuencia de la aceleración de balanceo S con una función de ponderación de ponderar una componente de frecuencia que no es menor que una frecuencia de la aceleración centrífuga que actúa sobre la carrocería del vehículo B cuando el vehículo ferroviario va en la sección curva, y calcula la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref adecuada para suprimir la vibración de una frecuencia que es más alta que la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo entre la vibración de balanceo de toda la carrocería del vehículo. La función de ponderación está diseñada para ponderar la frecuencia, que es más alta que la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería B del vehículo ferroviario.

La frecuencia de la aceleración centrífuga que actúa sobre la carrocería del vehículo B al pasar el vehículo ferroviario por la sección curva es sustancialmente no mayor de 0,5 Hz, si bien depende de la velocidad de marcha real del vehículo ferroviario o similar. Así, por ejemplo, la función de ponderación se ajusta para ponderar una componente de frecuencia de la aceleración de balanceo S que no es inferior a 1 Hz. Cabe señalar que una componente de frecuencia que no es inferior a 2 Hz se pondera de manera que la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref no recibe una aceleración centrífuga de balanceo y se vuelve insensible a la aceleración centrífuga.

La parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo 63 calcula la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH que ha de aplicar el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1 a partir de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref obtenida por la parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo 62. La fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref es una fuerza de supresión para suprimir la vibración de alta frecuencia en la dirección de balanceo de toda la carrocería del vehículo B. En un caso de esta realización, la fuerza de empuje aplicada por los dos actuadores Af1, Ar1 del actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1 suprime el balanceo de la carrocería del vehículo B. La fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH que aplica el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1 se calcula multiplicando por la mitad el valor de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref.

En este dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1, los dos actuadores ejercen la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. De este modo, el valor a multiplicar para obtener la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH a partir de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref es la mitad.

Este valor se modifica de acuerdo con el número de actuadores. Por ejemplo, se considerará un caso en el que los actuadores de la parte delantera para ejercer la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL son tres y los actuadores de la parte traseras son cuatro. En este caso, en primer lugar, dado que la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo que han de aplicar todos los actuadores de la parte delantera es del mismo valor que la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo que han de aplicar todos los actuadores de la parte trasera, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref se multiplica por la mitad, y se multiplica además por un tercio ya que los actuadores de la parte delantera son tres. Como resultado, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL de los actuadores de la parte delanteros es un valor obtenido multiplicando la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref por una sexta parte.

Mientras tanto, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL de los actuadores de la parte traseras es un valor obtenido multiplicando la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref por la mitad, así como los actuadores de la parte delantera. El valor se multiplica además por un cuarto puesto que el número de actuadores de la parte trasera es cuatro. Como resultado, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL de los actuadores de la parte trasera es un valor obtenido multiplicando la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref por un octavo.

La parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e determina si la sección por la que va el vehículo ferroviario es la sección curva o la sección no curva en base a la posición de marcha del vehículo ferroviario detectada por la parte de adquisición de información puntual 44, y envía un resultado de determinación a la parte de generación de comandos 45f. Específicamente, por ejemplo, la parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e comprende un mapa en el que la información de la sección de recorrido está relacionada con un punto de marcha actual se refiere al mapa desde un punto de marcha actual del vehículo ferroviario, y determina si el vehículo ferroviario va en la sección curva o no.

Alternativamente, se disponen unos transmisores para transmitir señales en una frontera entre la sección curva y la sección no curva, y antes y después de la sección curva, y se dispone un receptor para recibir las señales de los transmisores en el lado del vehículo ferroviario como parte de adquisición de información puntual. En este caso, la parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e determina que el vehículo ferroviario entra en la sección curva al recibir la señal del transmisor en el lado de una entrada de la sección curva, y determina que el vehículo ferroviario sale de la sección no curva al recibir la señal del transmisor en el lado de una salida de la sección curva. En resumen, la determinación de si el vehículo ferroviario va en la sección curva o no es la única función que requiere la parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e. Con el fin de mantener una calidad de marcha favorable en la sección curva, es preferible que el control en realidad cambie antes de que el vehículo ferroviario entre en la sección curva por conveniencia en el control de la conmutación en la sección curva a partir del control en la sección no curva.

Por lo tanto, cuando el vehículo entra en la sección curva, se establece preferiblemente que un punto donde se determina ese hecho se encuentre en una sección recta antes de un punto de entrada de la curva real. Del mismo modo, en un caso en el que el vehículo sale de la sección no curva desde la sección curva, se establece

preferiblemente que un punto donde se determina ese hecho se encuentre en una sección recta después de un punto extremo de la curva real.

Como información de la sección de recorrido relacionada con el punto de marcha actual, además de la determinación de la sección curva y la sección no curva, se incluye preferiblemente información para establecer un coeficiente de amortiguación cuando los actuadores Af2 y Ar2 funcionan como amortiguadores pasivos. Específicamente, se incluye preferiblemente información relativa a las características de la sección curva, tal como una cantidad de peralte de la sección curva, una curvatura, distinción de una curva de transición o una curva constante, un patrón de curva en caso de curva de transición, y una holgura.

La parte de generación de comandos 45f calcula unos comandos de control Ff1, Ff2, Fr1, Fr2 para enviarlos de manera individual a los actuadores Af1 Af2, Ar1, Ar2 a partir de un resultado de la determinación de la parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e, la fuerza de supresión de viraje Fω, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL, y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH.

En particular, en un caso en el que la parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e determina que el vehículo ferroviario va en la sección no curva, la parte de generación de comandos 45f genera los siguientes comandos de control. Es decir, se genera el comando de control de Ff1 de dejar que el actuador de la parte delantera Af1 envíe la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. Se genera el comando de control Fr1 de dejar que el actuador de la parte trasera Ar1 emita la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. Además, genera el comando de control Ff2 de dejar que el actuador de la parte delantera Af2 emita la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL, y el comando control Fr2 de dejar que el actuador de la parte trasera Ar2 emita la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL.

Cabe señalar que la fuerza de supresión de viraje Fω tiene signos opuestos para el actuador de la parte delantera Af1 y el actuador de la parte trasera Ar1. Así, por ejemplo, cuando un valor de la fuerza de supresión de viraje Fω del actuador de la parte delantera Af1 es X, la fuerza de supresión que ha de emitir el actuador de la parte delantera Af1 es X + FSH, y la fuerza de supresión que ha de emitir actuador de la parte trasera Ar1 es -X + FSH.

Mientras tanto, en un caso en el que la parte de reconocimiento de la sección del recorrido 45e determina que el vehículo ferroviario va en la sección curva, la parte de generación de comandos 45f genera los siguientes comandos de control. Es decir, se genera el comando de control Ff1 de dejar que el actuador de la parte delantera Af1 envíe la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. Se genera el comando de control Fr1 de dejar que el actuador de la parte trasera Ar1 emita la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. Además, genera el comando de control Ff2 de dejar que el actuador Af2 de la parte delantera funcione como amortiguador pasivo, y el comando de control Fr2 de dejar que el actuador Ar2 de la parte trasera funcione como amortiguador pasivo.

La parte de accionamiento 45g permite que cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 ejerza la fuerza de empuje o funcione como amortiguador pasivo de acuerdo con los comandos de control Ff1, Ff2, Fr1, Fr2. Por lo tanto, la parte de accionamiento 45g suministra correspondientes corrientes eléctricas al motor eléctrico 15, el solenoide 9e de la primera válvula de cierre 9, el solenoide 11e de la segunda válvula de cierre 11, y el solenoide proporcional 22c de la válvula de alivio variable 22 para cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2.

De manera más detallada, en un caso en el que los comandos de control Ff2 y Fr2 no son los comandos que permiten que los actuadores Af2 y Ar2 funcionen como amortiguadores pasivos, la parte de accionamiento 45g genera comandos de corriente eléctrica que deben suministrarse al motor eléctrico 15, el solenoide 9e de la primera válvula de cierre 9, el solenoide 11e de la segunda válvula de cierre 11, y el solenoide proporcional 22c de la válvula de alivio variable 22 para cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2, de acuerdo con la dirección y la magnitud de la fuerza de empuje que tiene que ejercer cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2. En este momento, respecto al comando de corriente eléctrica que debe suministrarse al solenoide proporcional 22c, la precisión de control se asegura preferiblemente mediante realimentación de la fuerza de empuje que envía en realidad cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2.

En un caso en el que los comandos de control Ff2 y Fr2 son los comandos que permiten que los actuadores Af2 y Ar2 funcionen respectivamente como amortiguadores pasivos, la parte de accionamiento 45g emite comandos de corriente eléctrica de producir corrientes eléctricas que se suministran al motor eléctrico 15, el solenoide 9e de la primera válvula de cierre 9, el solenoide 11e de la segunda válvula de cierre 11, y el solenoide proporcional 22c de la válvula de alivio variable 22 cero a los actuadores Af2 y Ar2. Los actuadores Af2 y Ar2 siempre descargan el aceite

de trabajo desde el cilindro 2 tanto en las operaciones de expansión como de contracción. El aceite de trabajo descargado se devuelve al depósito 7 a través del conducto de descarga 21. La válvula de alivio variable 22 ofrece resistencia a este flujo, provocando con ello que los actuadores Af2 y Ar2 funcionen como amortiguadores pasivos.

En cuanto el motor eléctrico 15, la corriente eléctrica necesariamente no es completamente cero, pero la velocidad de giro puede disminuir hasta tal punto que no haya ningún efecto perjudicial sobre los actuadores Af2 y Ar2 para funcionar como amortiguadores pasivos. Cuando el vehículo ferroviario entra en la sección no curva después de pasar por la sección curva, los comandos de control Ff2 y Fr2 respectivamente se convierten en los comandos de dejar que los actuadores Af2 y Ar2 envíen la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL calculada por la parte control de balanceo 45d. De acuerdo con esto, los actuadores Af2 y Ar2 se restauran para ser los actuadores para ejercer la fuerza de empuje correspondiente a la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL a partir de un estado de amortiguador pasivo.

En un caso en el que se obtiene información tal como la cantidad de peralte de la sección curva y la curvatura, cuando los actuadores Af2 y Ar2 funcionan como amortiguadores pasivos, a partir de la información se determina una cantidad de corriente que debe suministrarse al solenoide proporcional 22c de la válvula de alivio variable 22 de los actuadores Af2 y Ar2, y el coeficiente de amortiguación de los actuadores Af2 y Ar2 se ajusta preferiblemente para que sea el más adecuado para la sección curva por donde va el vehículo ferroviario. En este caso, el coeficiente de amortiguación se relaciona con antelación con la sección curva.

Alternativamente, la cantidad de corriente que se ha de suministrar al solenoide proporcional 22c de la válvula de alivio variable 22 se relaciona con antelación con la sección curva. De esta manera, el coeficiente de amortiguación de los actuadores Af2 y Ar2 puede optimizarse para cada sección curva de una línea de ferrocarril.

Tal como se ha descrito anteriormente, de acuerdo con este dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1, mientras que el vehículo ferroviario va en la sección no curva, los actuadores Af1 y Ar1 que sirven como parte de los actuadores de la parte delantera y trasera envían la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH, y el resto de actuadores de la parte delantera y trasera Af2 y Ar2 envían la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL. De este modo, se reducen las vibraciones en la dirección de viraje y la dirección de balanceo de la carrocería del vehículo B, de modo que la calidad de marcha puede mejorarse.

De acuerdo con este dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1, mientras que el vehículo ferroviario va en la sección curva, los actuadores Af1 y Ar1 que sirven como parte de los actuadores de la parte delantera y trasera envían la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH y el resto de actuadores de la parte delantera y trasera Af2 y Ar2 funcionan como amortiguadores pasivos. Por lo tanto, la vibración en la dirección de viraje de la carrocería del vehículo B y la vibración en la dirección de balanceo de una alta frecuencia que no es menor que la frecuencia de la aceleración centrífuga en el momento de ir por la sección curva puede suprimirse con eficacia. Además, la fuerza de amortiguación ejercida por los amortiguadores pasivos también suprime de manera efectiva la vibración de baja frecuencia en la dirección de balanceo sin que se vea afectada por la aceleración centrífuga. Por lo tanto, la calidad de conducción del vehículo ferroviario en el momento de ir por la sección curva puede mejorarse.

En detalle, la aceleración detectada por los sensores de aceleración 40 y 41 mientras va en la sección curva incluye una componente de aceleración centrífuga. Esta componente de aceleración centrífuga no puede eliminarse por completo, incluso realizando un procesamiento de filtrado en el momento de la obtención de la fuerza de supresión de balanceo FS. Por lo tanto, cuando simplemente la fuerza de supresión de balanceo se calcula y los actuadores Af2 y Ar2 se controlan en el momento ir por la sección curva, la fuerza de empuje se vuelve excesiva.

Dado que una banda de frecuencias de la aceleración centrífuga se solapa con la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo B, un intento por eliminar la componente de vibración de la aceleración centrífuga a partir de las aceleraciones detectadas por los sensores de aceleración 40 y 41 también elimina una componente de la aceleración la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo B. En este caso, por lo tanto, la fuerza de empuje de los actuadores Af2 y Ar2 para suprimir la vibración en la banda de frecuencias de resonancia en la dirección de balanceo de la carrocería del vehículo B se vuelve corta y da lugar a un deterioro de la calidad de marcha.

En este dispositivo de amortiguación de las vibraciones en un vehículo ferroviario 1, para la vibración de baja frecuencia correspondiente a la banda de frecuencias de la aceleración centrífuga en la dirección balanceo y la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo B en la sección curva, los actuadores Af2 y Ar2 funcionan como amortiguadores pasivos, y para la vibración de balanceo en una banda de frecuencias que no es menor que la frecuencia de la aceleración centrífuga y la vibración en la dirección de viraje, los actuadores Af1 y Ar1 ejercen la fuerza de supresión para suprimir la vibración. Por lo tanto, la vibración en la banda de frecuencias de

resonancia de la carrocería del vehículo B en la dirección balanceo puede suprimirse suficientemente, y la vibración en la dirección de viraje también puede suprimirse con eficacia. Es decir, incluso en el momento en que va en la sección curva, puede mantenerse una calidad de conducción favorable. Este efecto está disponible incluso cuando la sección curva es la curva de transición o la sección curva constante.

En la sección no curva, cada uno de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 puede ejercer una fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL, y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. Incluso en este caso, en la sección curva, los actuadores Af1 y Ar1 emiten la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH, y los actuadores Af2 y Ar2 funcionan como amortiguadores pasivos.

En la sección curva, los actuadores Af1 y Ar1 pueden funcionar como amortiguadores pasivos, y los actuadores Af2 y Ar2 pueden emitir la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH. Incluso en este caso, en la sección no curva, es posible que los actuadores Af1 y Ar1 emitan la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH mientras que los actuadores Af2 y Ar2 emiten la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL.

Sin embargo, en este dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1, como que los actuadores Af2 y Ar2 para suprimir la vibración de baja frecuencia en la dirección de balanceo en la sección no curva funcionan como amortiguadores pasivos en la sección curva, no se requiere un control para cambiar entre la sección curva y la sección no curva respecto a los actuadores Af1 y Ar1. Mediante esta configuración, puede evitarse un cambio rápido de los comandos de control y la conmutación entre un modo de supresión de vibraciones de la sección curva y un modo de supresión de vibraciones de la sección no curva puede realizarse sin problemas. Puede estabilizarse un comportamiento de la carrocería del vehículo B después de la conmutación entre los modos de supresión de vibraciones, de manera que puede mejorarse más aún la calidad de marcha del vehículo ferroviario.

En este dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1, las fuentes de generación de la fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera y las fuentes de generación de la fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera están constituidas por los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 capaces de funcionar como amortiguadores pasivos. Dado que el ajuste de una presión de apertura de la válvula de alivio variable 22 puede realizar un ajuste de la fuerza de empuje, el ajuste de la fuerza de empuje puede realizarse sin utilizar sensores.

En este dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1 se requiere que el motor eléctrico 15 gire en un sentido. Por lo tanto, no se requiere la respuesta para conmutar el giro, de modo que puede utilizarse un motor eléctrico de bajo coste. Puesto que el control es simple, el coste resulta ventajoso, y el hardware y el software son seguros, por lo que la estructura es la más adecuada para el dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1. Además, todos los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 funcionan como amortiguadores pasivos en el momento del fallo. Por lo tanto, incluso en un caso en el que cualquiera de los actuadores Af1, Af2, Ar1, Ar2 se rompa, el deterioro de la calidad de marcha del vehículo ferroviario puede minimizarse.

Haciendo referencia a la figura 7, se describirá otra configuración de la parte de control de balanceo 45d.

La parte de control de balanceo 45d puede formarse tal como se muestra en la figura 7 en lugar de disponer la primera unidad de control H-infinito de balanceo H1 para la supresión de las vibraciones de baja frecuencia y la segunda unidad de control H-infinito de balanceo H2 para la supresión de las vibraciones de alta frecuencia tal como se muestra en la figura 6.

En esta figura, la parte de control de balanceo 45d está constituida por un primer filtro 70 y un segundo filtro 71 para filtrar las aceleraciones de balanceo, y una unidad de control H-infinito 72.

El primer filtro 70 es un filtro de paso alto para extraer una componente de frecuencia que no sea inferior a la frecuencia de resonancia de la carrocería de vehículo de la aceleración de balanceo S de la carrocería del vehículo B. En general, la frecuencia de resonancia de la carrocería del vehículo B soportada en el carro delantero y trasero Tf y Tr por los muelles es de aproximadamente 1 Hz. Por lo tanto, aunque depende de una frecuencia de resonancia real de la carrocería del vehículo B, se establece una frecuencia de corte del primer filtro 70 para que sea de aproximadamente 0,2 Hz, por ejemplo.

El segundo filtro 71 es un filtro de paso alto para extraer una componente de la frecuencia que no sea menor que la frecuencia de la aceleración centrífuga que actúa sobre la carrocería del vehículo B cuando el vehículo ferroviario va en la sección curva. La frecuencia de la aceleración centrífuga que actúa sobre la carrocería del vehículo B al ir el vehículo ferroviario por la sección curva no es sustancialmente mayor de 0,5 Hz, aunque depende de la velocidad de

marcha real del vehículo ferroviario o similar. Por lo tanto, una frecuencia de corte del segundo filtro 71 puede ser no menor de 1 Hz. Aquí, la frecuencia se ajusta para que sea 2 Hz, de manera que la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref no se ve afectada por la aceleración centrífuga y ésta es insensible a la aceleración centrífuga.

La aceleración de balanceo S filtrada por el primer filtro 70 y el segundo filtro 71 se envía, respectivamente, a la unidad de control H-infinito 72. La unidad de control H-infinito 72 comprende una parte de cálculo de la fuerza de supresión de balanceo objetivo 72a, un multiplicador de ganancia 72b, una parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo 61, y una parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo 63.

La parte de cálculo de la fuerza de supresión de balanceo objetivo 72a calcula una fuerza de supresión para suprimir la vibración de baja frecuencia en la dirección de balanceo, siendo la fuerza de la supresión eficaz para suprimir la vibración en la dirección de balanceo en la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo a partir de la aceleración de balanceo S filtrada por el primer filtro 70. A partir de la aceleración de balanceo S filtrada por el segundo filtro 71 se calcula una fuerza de supresión para suprimir la vibración de alta frecuencia en la dirección de balanceo, no viéndose afectada la fuerza de supresión por la aceleración centrífuga.

Tanto el primer filtro 70 como el segundo filtro 71 son filtros de paso alto. Por lo tanto, cuando la fuerza de supresión para suprimir las vibraciones de baja frecuencia emitida por la parte de cálculo de la fuerza supresión de balanceo objetivo 72a enviada a los actuadores Af2 y Ar2, y la fuerza de supresión para suprimir las vibraciones de alta frecuencia enviada por la parte de cálculo de la fuerza de supresión de balanceo objetivo 72a a los actuadores Af1 y Ar1, se ejerce la fuerza de supresión que es dos veces mayor que la fuerza de supresión requerida para suprimir las vibraciones en la dirección de balanceo.

De este modo, el multiplicador de ganancia 72b multiplica por una mitad, respectivamente, la fuerza de supresión para suprimir las vibraciones de baja frecuencia y la fuerza de supresión para suprimir las vibraciones de alta frecuencia por la parte de cálculo de la fuerza de supresión de balanceo objetivo 72a. La fuerza de supresión para suprimir las vibraciones de baja frecuencia multiplicado por una mitad de esta manera se ajusta para que sea la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref, y la fuerza de supresión para suprimir las vibraciones de alta frecuencia multiplicado por un medio se establece que sea la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref.

Dado que se avanza una fase en una banda de frecuencias que es menor que las frecuencias de corte del primer filtro 70 y el segundo filtro 71, puede proporcionarse un compensador de fase por separado. Constituyendo el primer filtro 70 por un filtro de paso bajo para la extracción de una componente que no es mayor que la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo B en lugar del filtro de paso de banda para extraer solamente la componente en la banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo B se elimina el solapamiento con la región de frecuencias extraída por el segundo filtro 71. En este caso, el multiplicador de ganancia 72b puede omitirse.

La parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo 61 calcula la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL a partir de la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo objetivo FSLref. La parte de cálculo de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo 63 calcula la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH a partir de la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo objetivo FSHref.

Incluso mediante esta parte de control de balanceo 45d puede obtenerse el mismo efecto de supresión de vibraciones como en el caso en el que la parte de control de balanceo 45d está formada por la primera unidad de control H-infinito de balanceo H1 y la segunda unidad de control H-infinito de balanceo H2. La configuración en la que la aceleración de balanceo S es filtrada por el primer filtro 70 y el segundo filtro 71 es la más adecuada para un caso en el que el diseño de la unidad de control H-infinito y la instalación del mismo en un procesador es difícil y un caso en el que un aumento en el número de unidades de control H-infinito no es preferible. Incluso en un caso en el que no hay tales motivos, la parte de control de balanceo 45d puede estar constituida, tal como se muestra en la figura 7 como cuestión rutinaria.

En el dispositivo de amortiguación de vibraciones en vehículo ferroviarios 1 descrito anteriormente, los actuadores Af1 y Af2 constituyen las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera, y los actuadores Ar1 y Ar2 constituyen las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera. En mayor detalle, el actuador de la parte delantera Af1 corresponde a una parte de las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera, y el actuador de la parte delantera Af2 corresponde a todas las restantes fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera. El actuador de la parte trasera Ar1 corresponde a una parte de las fuentes de generación de fuerza de

supresión de vibraciones de la parte trasera, y el actuador de la parte trasera Ar2 corresponde a todas las restantes fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera.

El contenido de Tokugan 2012-056848, con una fecha de presentación del 14 de marzo de 2012 en Japón, se incorpora aquí por referencia.

Aunque la invención se ha descrito anteriormente con referencia a una determinada realización, la invención no está limitada a las realizaciones que se han descrito anteriormente. Los expertos en la materia contemplarán modificaciones y variaciones de la realización descrita anteriormente dentro del alcance de las reivindicaciones.

En lo sucesivo, se describirán ejemplos de modificaciones.

El dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario 1 que se ha descrito anteriormente es para realizar un control H-infinito. Por lo tanto, independientemente de la frecuencia de la vibración enviada a la carrocería del vehículo B, puede obtenerse un efecto de supresión de alta vibración, y puede obtenerse una propiedad de alta robustez. Esto no excluye el uso de un control no-H-infinito como control de supresión de vibraciones. Por ejemplo, en un caso donde se va a realizar el control de suspensiones *Skyhook*, puede considerarse el siguiente procedimiento. Es decir, a partir de las aceleraciones horizontales αf y αr se calcula una velocidad de viraje y una velocidad de balanceo inmediatamente encima del carro delantero Tf y el carro trasero Tr de la carrocería del vehículo B. El primer filtro 70 y el segundo filtro 71 filtran la velocidad de balanceo, y la velocidad de viraje se multiplica por un coeficiente de amortiguación *Skyhook* (ganancia *Skyhook*), de manera que se obtiene la fuerza de supresión de viraje Fω. La velocidad de balanceo filtrada se multiplica por el coeficiente de amortiguación *Skyhook* (ganancia *Skyhook*), de modo que se calcula la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH.

En un caso en el que se utilizan amortiguadores de fuerza de amortiguación variable como fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera y fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera, puede utilizarse un control *Karnopp* para la realización de amortiguadores *Skyhook*. A partir de la velocidad de viraje y la velocidad de balanceo inmediatamente encima del carro delantero Tf y el carro trasero Tr de la carrocería del vehículo B, la dirección de la carrera de los amortiguadores de fuerza de amortiguación variable, y el coeficiente de amortiguación *Skyhook*, puede calcularse la fuerza de supresión de viraje Fω, la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo FSL, y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH.

Esta invención puede implementarse siempre que los actuadores Af2 y Ar2 funcionen como amortiguadores pasivos de la sección curva. Por lo tanto, los actuadores Af1, Ar1 pueden estar formados para que sean exclusivos de los actuadores que no tengan función de amortiguador pasivo. El número de actuadores no está limitado a las realizaciones descritas anteriormente. Esta invención puede implementarse siempre que se instalen dos o más actuadores respectivamente en la parte delantera y en la parte trasera de la carrocería del vehículo B, y el número de actuadores con los que una parte de los actuadores de la parte delantera y una parte de los actuadores de la parte trasera pueden ejercer respectivamente la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje Fω y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo FSH y el resto de actuadores de la parte delantera y trasera pueden funcionar como amortiguadores pasivos en la sección curva.

Aplicabilidad industrial

Esta invención proporciona un efecto preferible para mejorar la calidad de marcha de vehículos ferroviarios.

Las realizaciones de esta invención en las que una propiedad o privilegio exclusivo se reivindica se definen como sigue:

REIVINDICACIONES

1. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1), que comprende:
dos o más fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera (Af1, Af2) adaptadas para quedar interpuestas entre un carro delantero (Tf) y una carrocería (B) del vehículo ferroviario;
dos o más fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera (Ar1, Ar2) adaptadas para quedar interpuestas entre un carro trasero (Tr) y la carrocería (B) del vehículo ferroviario; y
un controlador programable (45) programado para:
calcular una fuerza de supresión de viraje para suprimir vibración en una dirección de viraje de la carrocería del vehículo (B);
calcular una fuerza de supresión de balanceo para suprimir vibración en una dirección balanceo de la carrocería del vehículo (B);
controlar las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera (Af1, Af2) y las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera (Ar1, Ar2) en base a la fuerza de supresión de balanceo;
en el que el controlador (45) está programado, además, para:
calcular una fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo para suprimir vibración que tiene una frecuencia que no es inferior a una frecuencia de una aceleración centrífuga que actúa sobre la carrocería del vehículo (B) cuando el vehículo ferroviario va en una sección curva; y
dejar que por lo menos una parte de las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera (Af1, Af2) y por lo menos una parte de las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera (Ar1, Ar2) envíen una fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo y dejar que el resto de las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera (Af1, Af2) y las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera (Ar1, Ar2) funcionen como amortiguadores pasivos, cuando el vehículo ferroviario va en la sección curva.

2. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 1, en el que el controlador (45) está programado además para:
calcular una fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo para suprimir vibración en una banda de frecuencias de resonancia de la carrocería del vehículo (B);
dejar que por lo menos una parte de las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera (Af1, Af2) y por lo menos una parte de las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera (Ar1, Ar2) envíen la fuerza resultante de la fuerza de supresión de viraje y la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo;
dejar que el resto de todas las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera (Af1, Af2) y el resto de todas las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera (Ar1, Ar2) envíen la fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo, cuando el vehículo ferroviario va en una sección no curva.

3. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 2, que comprende, además:
una primera unidad de control H-infinito de balanceo (H1) para ponderar una componente de frecuencia de resonancia de la carrocería del vehículo (B) de una aceleración de balanceo de la carrocería del vehículo (B) y calcular una fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo; y
una segunda unidad de control H-infinito de balanceo (H2) para ponderar una componente de frecuencia de la aceleración de balanceo de la carrocería del vehículo (B), siendo la componente de frecuencia no inferior a la frecuencia de la aceleración centrífuga que actúa sobre la carrocería del vehículo (B), y calcular la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo.

4. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 2, que comprende, además:
un primer filtro (70) para extraer por lo menos una componente de frecuencia de resonancia de la carrocería de vehículo (B) de la aceleración de balanceo de la carrocería del vehículo (B); y
un segundo filtro (71) para extraer una componente de frecuencia de la aceleración de balanceo de la carrocería del vehículo (B), siendo la componente de frecuencia de la aceleración de balanceo de la carrocería del vehículo (B) no menor que la frecuencia de la aceleración centrífuga que actúa sobre la carrocería del vehículo (B),
en el que el controlador (45) está programado, además, para:
calcular una fuerza de supresión de vibraciones de baja frecuencia de balanceo en base a una aceleración de balanceo filtrada por el primer filtro (70); y

calcular la fuerza de supresión de vibraciones de alta frecuencia de balanceo en base a una aceleración de balanceo filtrada por el segundo filtro (71).

5. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende, además:

una parte de adquisición de información puntual (44) para adquirir información puntual que sirve como información de posición de marcha del vehículo ferroviario,

en el que el controlador (45) está programado, además, para determinar si el vehículo ferroviario va en la sección curva o no en base a la información de posición de marcha del vehículo ferroviario.

6. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 5, en el que la parte de adquisición de información puntual (44) está constituida por un monitor para adquirir la información de la posición de marcha; y

el controlador está programado, además, para determinar si una sección por la que va el vehículo ferroviario corresponde o no a la sección curva en base a la información de posición de marcha.

7. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 1,en el que cada una de las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte delantera (Af1, Af2) y las fuentes de generación de fuerza de supresión de vibraciones de la parte trasera (Ar1, Ar2) comprende:

un cilindro (2) lleno de un fluido;

un pistón (3) insertado en el cilindro (2) de manera que puede deslizar libremente;

un vástago (4) insertado en el cilindro (2) y acoplado al pistón (3);

una cámara del lado del vástago (5) y una cámara del lado del pistón (6) dividida en el cilindro (2) por el pistón (3);

un depósito (7) del fluido;

una primera válvula de cierre (9) dispuesta en un primer conducto (8) que proporciona conexión entre la cámara del lado del vástago (5) y la cámara del lado del pistón (6);

una segunda válvula de cierre (11) dispuesta en un segundo conducto (10) que proporciona conexión entre la cámara del lado del pistón (6) y el depósito (7);

una bomba (12) para suministrar un líquido desde el depósito (7) a la cámara del lado del vástago (5);

un conducto de descarga (21) que proporciona conexión entre la cámara del lado del vástago (5) y el depósito (7);

una válvula de alivio variable (22) dispuesta en el conducto de descarga (21), pudiendo la válvula de alivio variable (22) variar una presión de alivio;

un conducto de aspiración (19) para permitir solamente un flujo del fluido desde el depósito (7) hacia la cámara de lado del pistón (6); y

un conducto unidireccional (18) para permitir solamente un flujo del fluido desde la cámara del lado del pistón (6) hacia la cámara del lado del vástago (5).

8. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende, además:

un sensor de aceleración (40) para detectar una aceleración horizontal en una dirección transversal del vehículo de una parte delantera del vehículo soportada por el carro delantero (Tf); y

un sensor de aceleración (41) para detectar una aceleración horizontal en una dirección transversal del vehículo de una parte trasera del vehículo soportada por carro trasero (Tr),

en el que el controlador (45) está programado, además, para calcular la fuerza de supresión de viraje en base a la aceleración horizontal en la dirección transversal del vehículo de la parte delantera del vehículo y la aceleración horizontal en la dirección transversal del vehículo de la parte trasera del vehículo.

9. Dispositivo de amortiguación de vibraciones en un vehículo ferroviario (1) de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende, además:

un sensor de aceleración (40) para detectar una aceleración horizontal en una dirección transversal del vehículo de una parte delantera del vehículo soportada por el carro delantero (Tf); y

un sensor de aceleración (41) para detectar una aceleración horizontal a la dirección transversal del vehículo de una parte trasera del vehículo soportada por el carro trasero (Tr),

en el que el controlador está programado, además, para calcular la fuerza de supresión de balanceo en base a la aceleración horizontal en la dirección transversal del vehículo de la parte delantera del vehículo y la aceleración horizontal en la dirección transversal del vehículo de la parte trasera del vehículo.

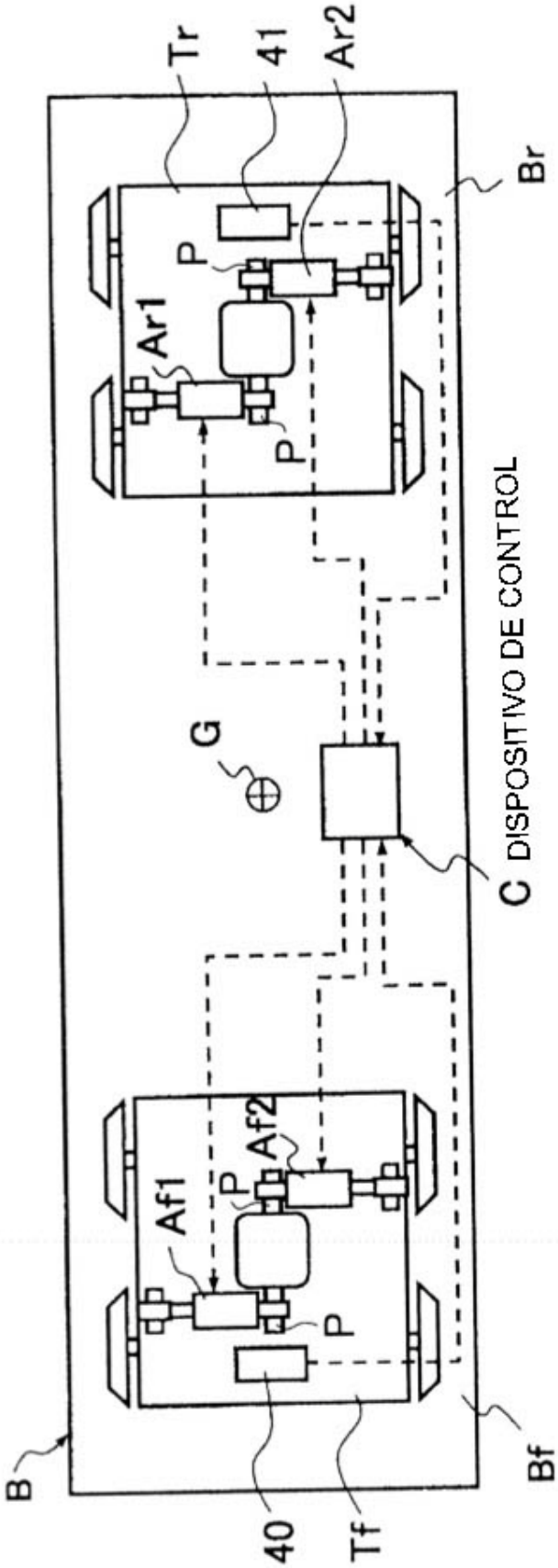
Tr
41
Ar2
Br
P
Ar1
P
G
C DISPOSITIVO DE CONTROL
Af2
Af1
P
P
B
40
Tf
Bf

FIG. 1

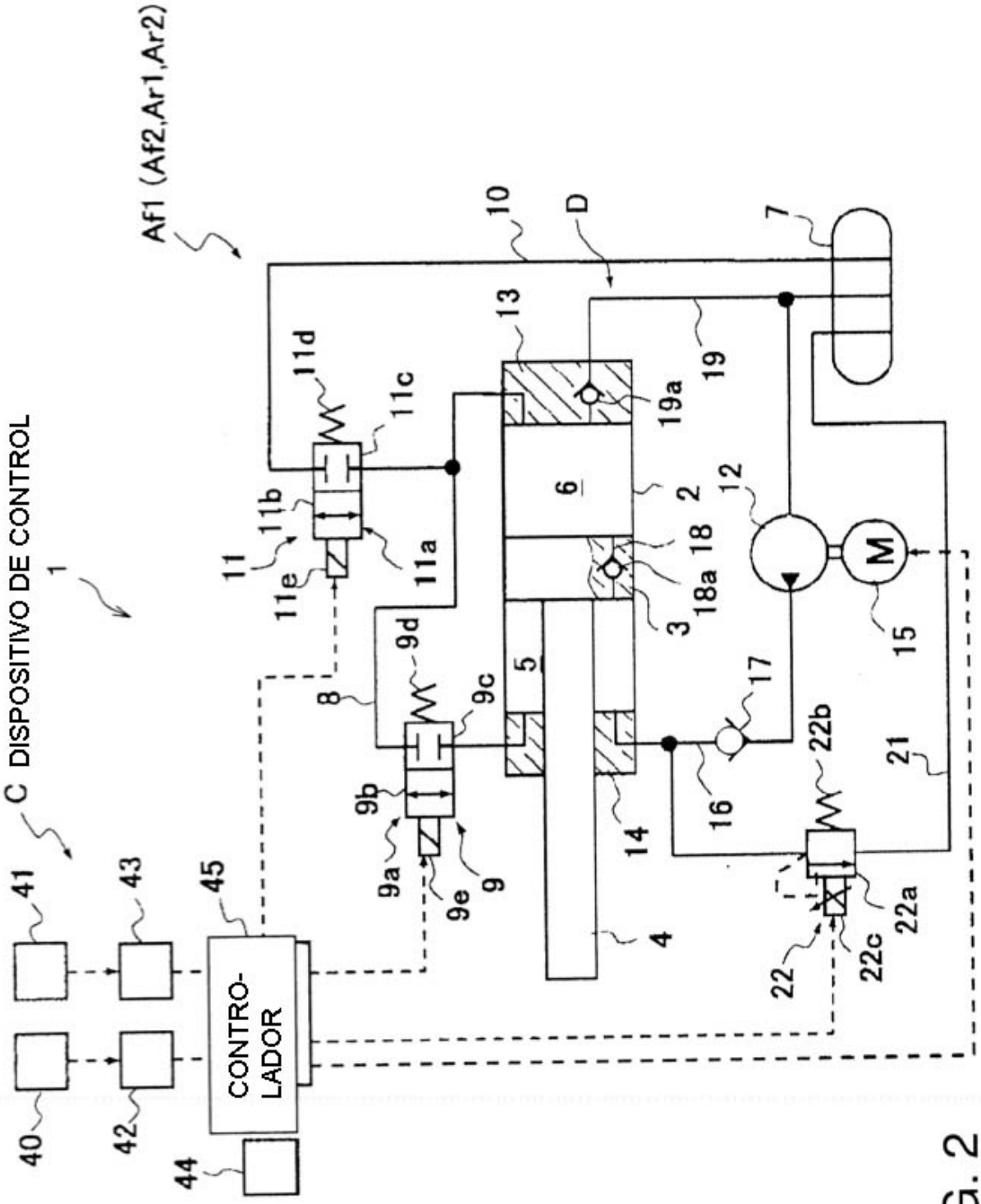
Af1 (Af2,Ar1,Ar2)
C DISPOSITIVO DE CONTROL
1
CONTRO-
LADOR
M
40
41
42
43
44
45
11
11a
11b
11c
11d
11e
8
9
9a
9b
9c
9d
9e
10
D
7
13
19
19a
6
2
12
18
18a
3
5
17
15
16
22b
21
14
4
22
22a
22c

FIG. 2

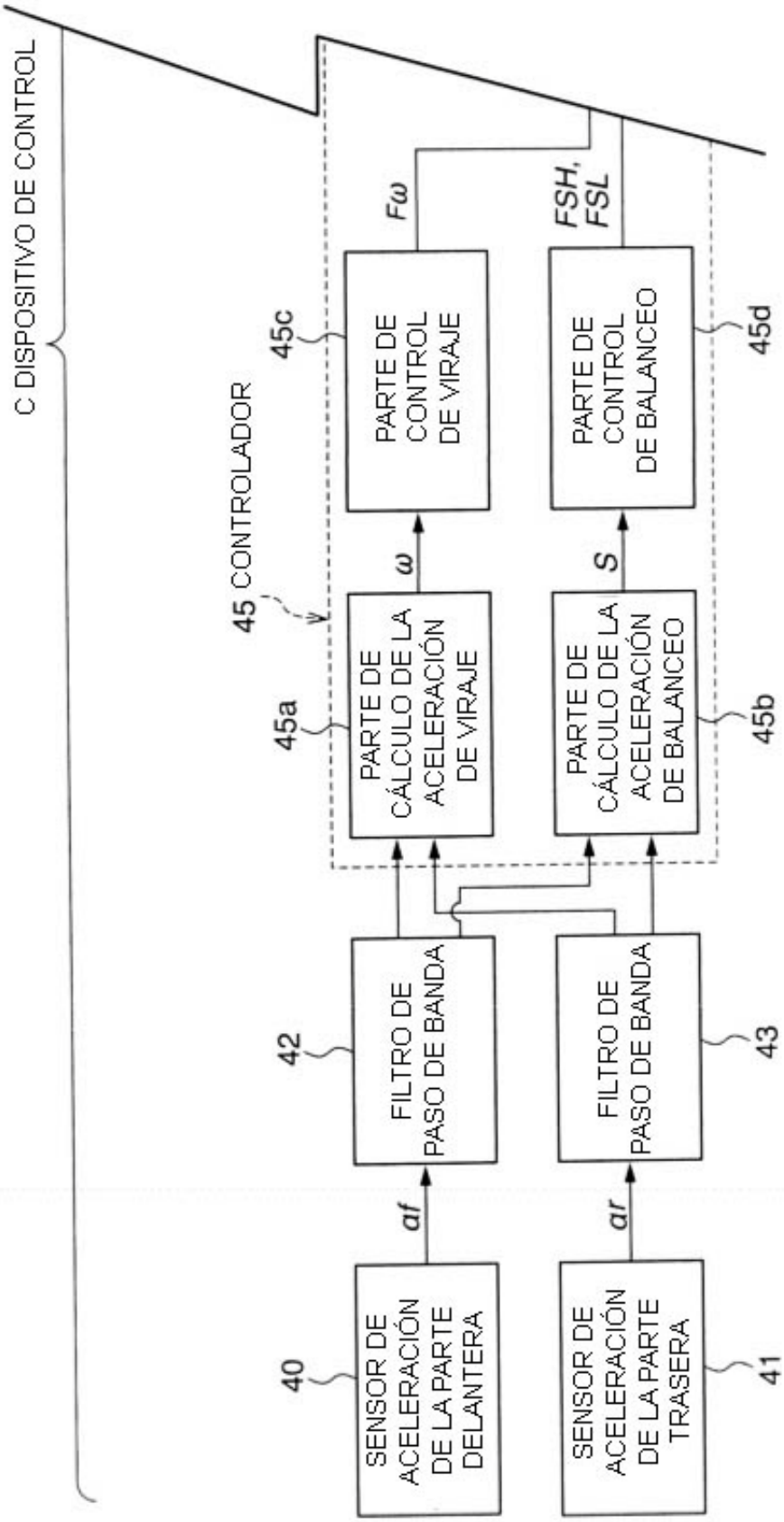
C DISPOSITIVO DE CONTROL
45 CONTROLADOR
40
SENSOR DE ACELERACIÓN DE LA PARTE DELANTERA
41
SENSOR DE ACELERACIÓN DE LA PARTE TRASERA
αf
αr
42
FILTRO DE PASO DE BANDA
43
FILTRO DE PASO DE BANDA
45a
PARTE DE CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN DE VIRAJE
45b
PARTE DE CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN DE BALANCEO
ω
S
45c
PARTE DE CONTROL DE VIRAJE
45d
PARTE DE CONTROL DE BALANCEO
Fω
FSH, FSL

FIG.3

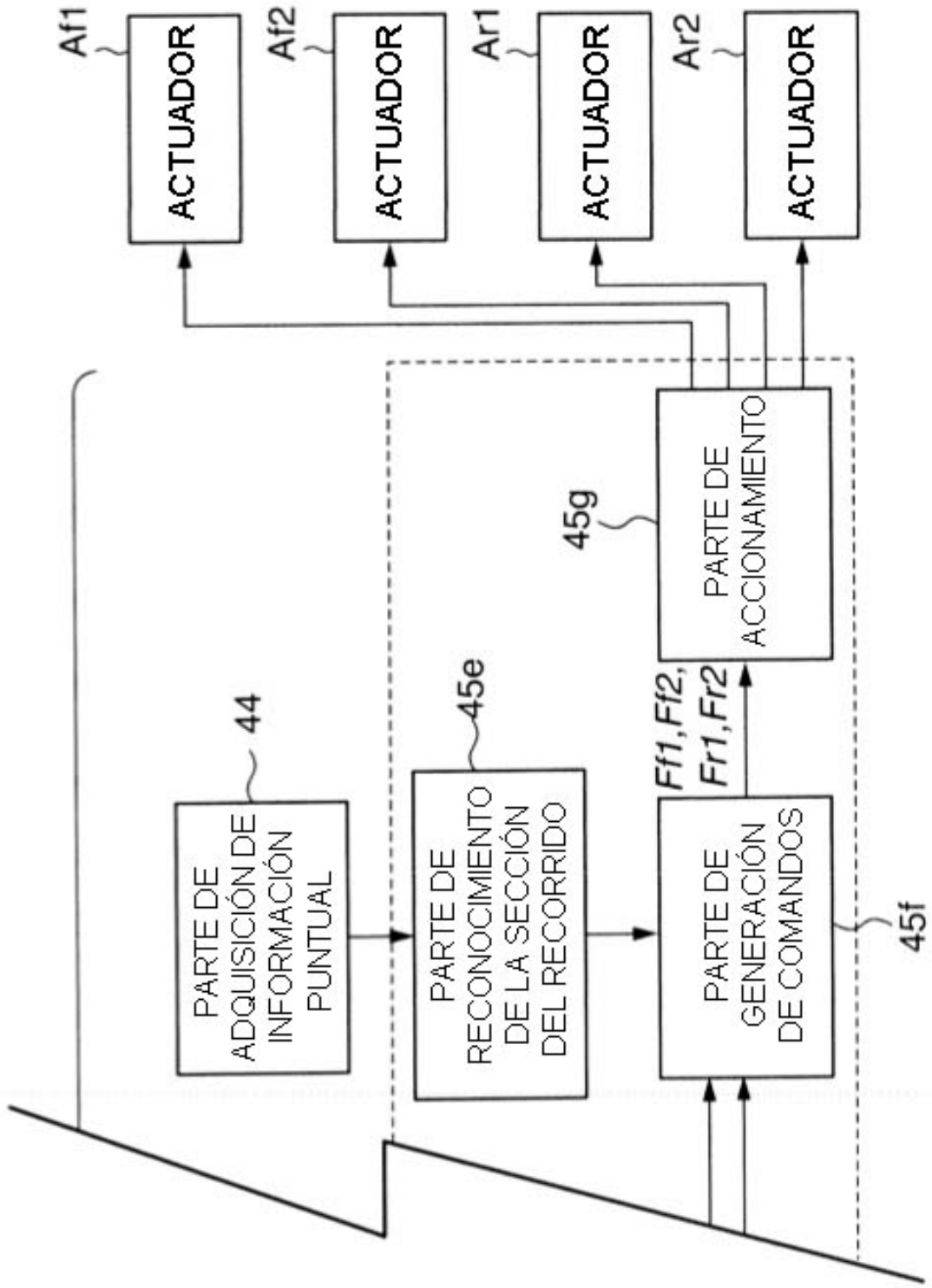
Af1
ACTUADOR
Af2
ACTUADOR
Ar1
ACTUADOR
Ar2
ACTUADOR
45g
PARTE DE ACCIONAMIENTO
44
PARTE DE ADQUISICIÓN DE INFORMACIÓN PUNTUAL
45e
PARTE DE RECONOCIMIENTO DE LA SECCIÓN DEL RECORRIDO
Ff1,Ff2,
Fr1,Fr2
PARTE DE GENERACIÓN DE COMANDOS
45f

FIG.4

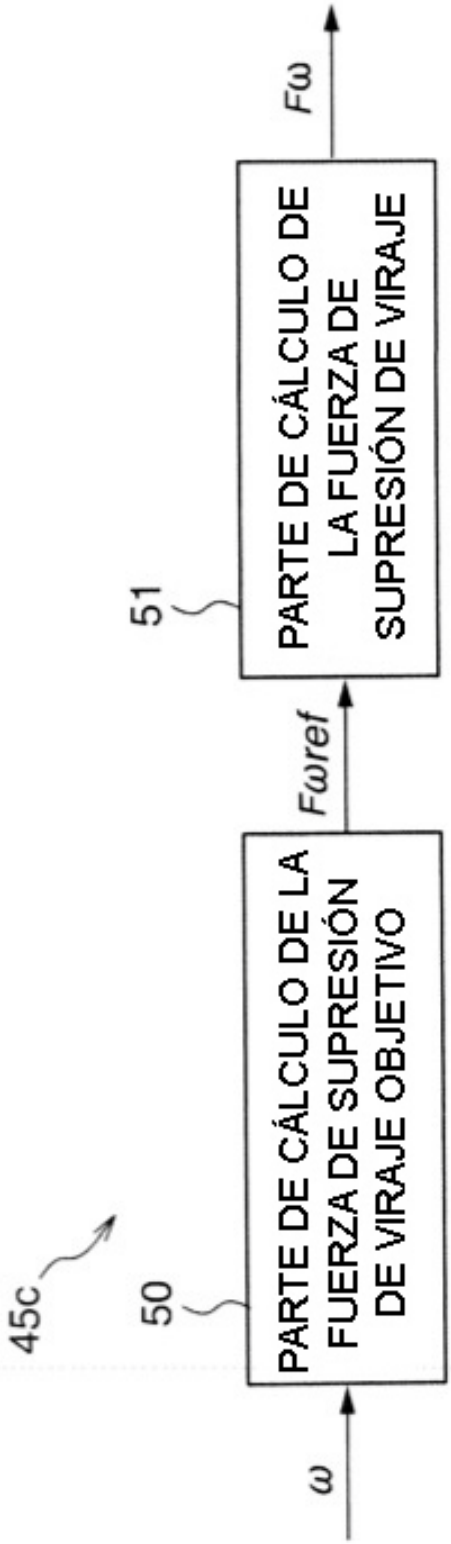
45c
50
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIRAJE OBJETIVO
ω
Fωref
51
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIRAJE
Fω

FIG. 5

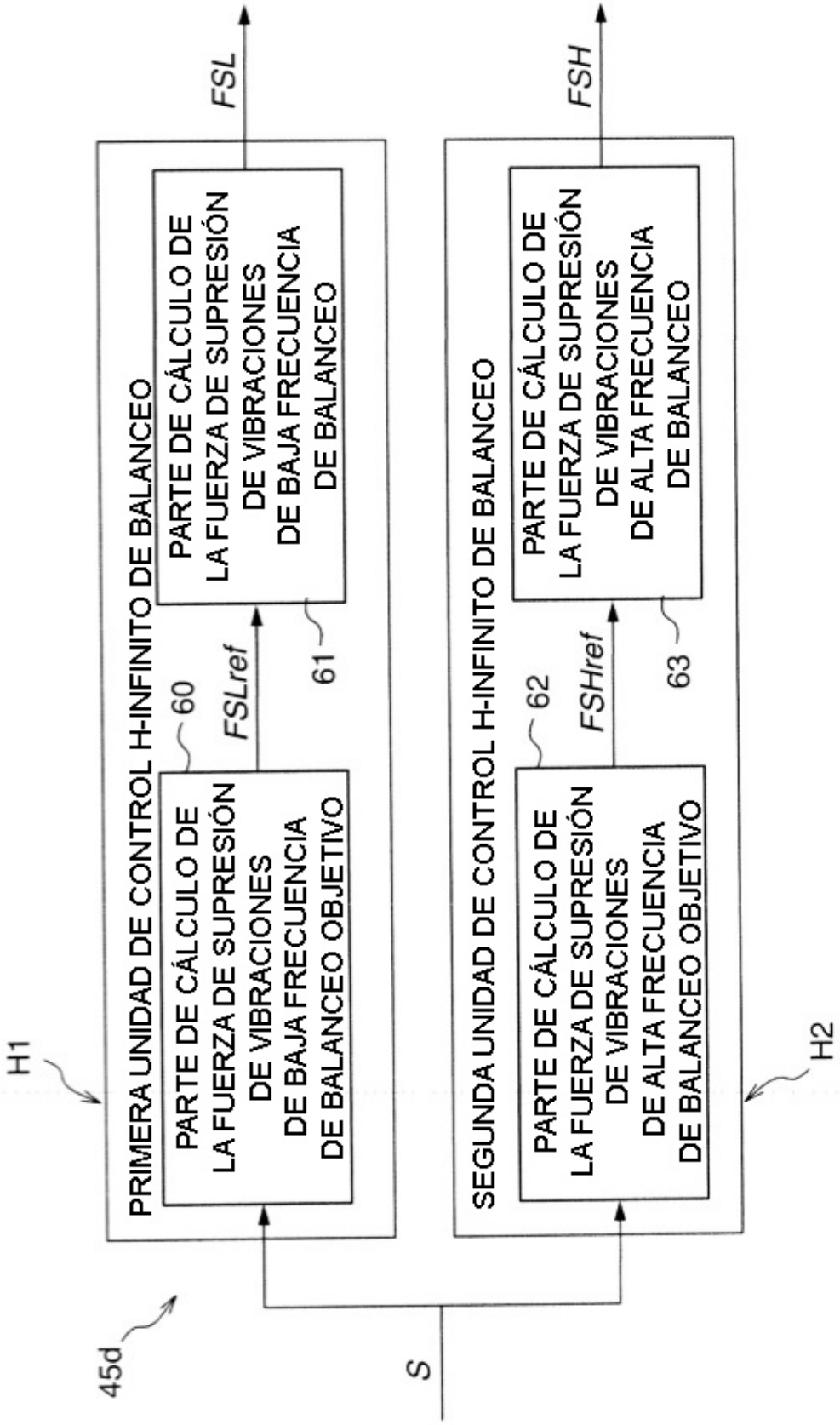
H1
PRIMERA UNIDAD DE CONTROL H-INFINITO DE BALANCEO
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIBRACIONES DE BAJA FRECUENCIA DE BALANCEO OBJETIVO
60
FSLref
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIBRACIONES DE BAJA FRECUENCIA DE BALANCEO
61
FSL
45d
S
SEGUNDA UNIDAD DE CONTROL H-INFINITO DE BALANCEO
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIBRACIONES DE ALTA FRECUENCIA DE BALANCEO OBJETIVO
62
FSHref
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIBRACIONES DE ALTA FRECUENCIA DE BALANCEO
63
FSH
H2

FIG. 6

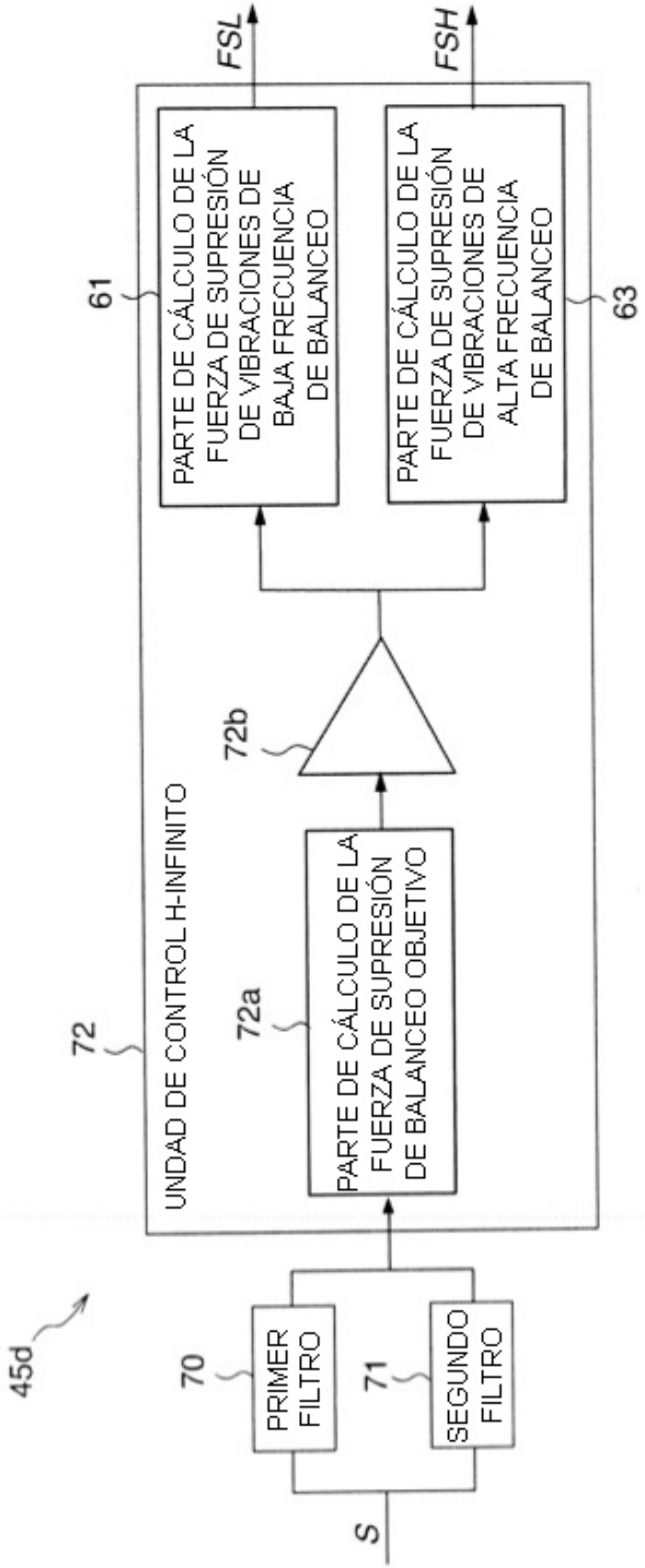
45d
70
PRIMER FILTRO
71
SEGUNDO FILTRO
S
72
UNDAD DE CONTROL H-INFINITO
72a
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE BALANCEO OBJETIVO
72b
61
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIBRACIONES DE BAJA FRECUENCIA DE BALANCEO
63
PARTE DE CÁLCULO DE LA FUERZA DE SUPRESIÓN DE VIBRACIONES DE ALTA FRECUENCIA DE BALANCEO
FSL
FSH

FIG. 7