



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 327 226**

51 Int. Cl.:
B60B 17/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **03764089 .3**

96 Fecha de presentación : **16.07.2003**

97 Número de publicación de la solicitud: **1551646**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **13.07.2005**

54 Título: **Reducción de la vibración de torsión en los conjuntos de ruedas de vehículos ferroviarios.**

30 Prioridad: **17.07.2002 GB 0216624**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
27.10.2009

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
27.10.2009

73 Titular/es: **Bombardier Transportation GmbH
Schöneberger Ufer 1
10785 Berlin, DE**

72 Inventor/es: **Bieker, Guido y
Dorner, Heinz, Dieter**

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 327 226 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

Reducción de la vibración de torsión en los conjuntos de ruedas de vehículos ferroviarios.

5 La invención está relacionada con métodos y dispositivos para la reducción o prevención de vibraciones de torsión y, en particular, con la reducción o prevención de tales vibraciones en los conjuntos de ruedas de vehículos ferroviarios. También está relacionada con sistemas ferroviarios que incorporan tales dispositivos y que están adaptados para proporcionar un control anti-deslizamiento más allá de los límites de los sistemas actualmente disponibles.

10 Se conoce un conjunto de ruedas de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1 a partir del documento de la técnica anterior US 1 765 477 A.

15 Es bien sabido que durante el frenado, se pueden producir fuerzas no deseadas en los ejes de los vehículos ferroviarios, tales como trenes o tranvías. Otras situaciones, por ejemplo cuando se conduce en raíles húmedos o grasientos o en el caso de un aumento de carga debida por ejemplo a la rotura de una unidad de transmisión, pueden conducir también a una vibración por torsión del eje. Típicamente, esta vibración tiene lugar cuando una rueda de un conjunto de ruedas se desplaza en oposición de fase con la otra rueda, donde el eje que las conecta funciona como un resorte de torsión que oscila en su modo fundamental. Al aumentar la rigidez del eje se puede reducir este efecto, pero también puede conducir a una carga adicional no deseable sobre la transmisión, debido a que se transmiten cambios abruptos de carga a través del tren de transmisión. Estos efectos son particularmente agudos en sistemas ferroviarios modernos que están diseñados para trabajar en los límites de la adhesión entre la rueda y el raíl.

20 Para este tipo de vibración, el nodo está situado normalmente en el punto central del eje. Cuando la transmisión está situada también en el centro del eje, no experimenta ningún efecto por la vibración, pero tampoco puede usarse para influenciarla. Si se sitúa la transmisión de manera descentrada, se puede proporcionar un cierto grado de control sobre estas vibraciones y puede originar una reducción en ella. En tales circunstancias, es posible detectar la vibración y contrarrestarla por medio del control apropiado del motor, de una manera similar a la utilizada en sistemas de frenado anti-bloqueo. Sin embargo, la disposición constructiva de la transmisión sobre el buje o chasis del vehículo no siempre permite, la posición descentrada de la transmisión con respecto al eje. En las unidades Diesel, tal control de alta velocidad no es actualmente posible y deben buscarse otros medios para contrarrestar estas vibraciones de la torsión.

25 Como consecuencia de tales vibraciones de torsión no deseadas, se puede perder un rendimiento considerable. En particular, puede no conseguirse una aceleración deseada, especialmente cuando la condición de la vía no es óptima, como puede ser el caso cuando hay presente nieve, hojas o grasa sobre la vía. Este efecto es especialmente crítico en aquellas situaciones en las que una unidad de transmisión está bajo una carga adicional. Muchas unidades de doble transmisión están diseñadas de forma tal que, en caso de fallo de una unidad, el tren puede completar su viaje usando la potencia de la unidad restante. En tales condiciones, se ha averiguado que una pérdida de la adhesión originada por estas vibraciones de torsión puede tener lugar cuando se aborda una pendiente. Si sucede eso, el tren puede detenerse y ser incapaz de completar su viaje, requiriendo ser remolcado. De manera similar, durante el frenado, puede no conseguirse una capacidad máxima de frenado, con la consecuencia de que han de mantenerse velocidades más bajas. El propio eje está sometido también a esfuerzos internos no deseados originados por las vibraciones de torsión.

30 El problema es particularmente severo en el caso de construcciones que utilicen frenos de disco montados sobre las ruedas, ya que en estos casos la inercia del conjunto de ruedas es particularmente desfavorable. Las mediciones recientes indican que las vibraciones de torsión ocurren también en vehículos con frenos de disco montados sobre el eje y unidades de transmisión centrales, como es de uso habitual en los vehículos accionados por Diesel. Típicamente, estas vibraciones tienen valores de frecuencia que residen en la región de 50 Hz - 120 Hz.

35 Una solución al problema de las vibraciones de torsión en conjuntos de ruedas de vehículos ferroviarios está propuesta en la solicitud de patente DE 198566881 A, la cual divulga un eje construido asimétricamente. Al disponer que la mitad del eje tenga un momento de inercia mayor que la otra mitad, el nodo de la vibración se desplaza alejándose del punto medio, y se puede utilizar la transmisión que está montada centralmente para contrarrestar cualquier oscilación. Sin embargo, tal solución no puede ser utilizada conjuntamente con las transmisiones Diesel actuales y tampoco es aplicable a ejes no accionados.

40 Los dispositivos absorbentes de vibraciones han sido usados también en el contexto de los conjuntos de ruedas de vehículos ferroviarios para otros fines. El documento DE 19501613 A divulga el uso de un elemento reductor de vibraciones unido a la brida de una rueda de vehículo ferroviario. El dispositivo está adaptado para oscilar a altas frecuencias en la gama audible, con el fin de amortiguar las vibraciones y reducir el ruido. Debido a su construcción relativamente ligera, es inadecuado para la reducción de vibraciones de torsión del conjunto completo de las ruedas, lo cual requiere una masa mucho mayor en proporción con el propio conjunto de las ruedas.

45 Existe por tanto la necesidad de un sistema mejorado para reducir las vibraciones en los ejes de los vehículos ferroviarios.

De acuerdo con la presente invención, se proporciona un conjunto de ruedas para un vehículo ferroviario, que comprende una pareja de ruedas conectadas por un eje, y que comprende además un dispositivo de absorción de vibraciones que comprende una masa montada elásticamente sobre el conjunto de ruedas y adaptada para oscilar a la frecuencia de resonancia de las vibraciones de torsión del sistema rueda/eje.

Se divulgan otros modos de realización ventajosos de un conjunto de ruedas con tendencia reducida a sufrir vibraciones de torsión, de acuerdo con las características de las reivindicaciones dependientes.

La presente invención prevé también un método para impedir o reducir las vibraciones de torsión en un conjunto de ruedas de un vehículo ferroviario, que comprende una pareja de ruedas conectadas por un eje, comprendiendo el método la determinación de la frecuencia resonante de las vibraciones de torsión del sistema rueda/eje, y montar elásticamente un dispositivo absorbente de vibraciones que comprende una masa sobre el conjunto de ruedas, estando seleccionada la masa y su montaje elástico de manera que oscile a la frecuencia resonante o cerca de ella.

Con el fin de maximizar el efecto de los medios absorbentes de vibraciones, deben ser montados preferiblemente en lugares en los que la amplitud del movimiento vibratorio sea la mayor posible, es decir, tan lejos del nodo de vibración como sea posible. Se ha averiguado que al colocar el dispositivo absorbente de vibración en un lugar situado radialmente hacia fuera sobre la rueda, es particularmente ventajoso para reducir esta vibración no deseada del conjunto de ruedas en su frecuencia fundamental.

De particular importancia es la presencia de una amortiguación apropiada entre el dispositivo absorbente de vibraciones y el conjunto de ruedas. Sin amortiguación, el dispositivo absorbente de vibraciones funcionará eficazmente en una gama de frecuencias estrecha particular. Como la masa y la inercia del conjunto de ruedas cambia como resultado del desgaste de las ruedas, llegará un punto en el que la frecuencia natural de la vibración de torsión cae fuera de esta banda estrecha y el dispositivo será incapaz de absorber eficazmente. Al incluir una amortiguación en el sistema, aumenta la anchura de banda efectiva del dispositivo de absorción de vibraciones, permitiéndole funcionar eficazmente en una gama más amplia de frecuencias que cubren aquellos valores que corresponden a todas las condiciones del conjunto de ruedas, por ejemplo los extremos de desgaste de las ruedas. Sin embargo, debe evitarse una amortiguación excesiva porque tiene el efecto de reducir la amplitud global de la vibración absorbida.

Un modo de realización particularmente ventajoso de la presente invención utiliza la masa de los frenos de disco como medios de absorción de vibraciones. Esto reduce la necesidad de añadir masa adicional al conjunto de ruedas, aprovechando tanto el alto momento de inercia existente de los discos del freno, como su distancia desde el nodo de vibración en el punto medio del eje. El dispositivo de absorción de vibraciones puede comprender dos discos de freno situados en cada lado de la rueda y conectados por elementos elásticos que pasan a través de la rueda. Alternativamente, ambos discos del freno pueden estar conectados por otros medios de conexión, por ejemplo tornillos directamente a las ruedas. Ambos discos del freno pueden estar provistos de una superficie en contacto con la rueda, que está preparada para tener un coeficiente de fricción particular para asegurar una amortiguación adecuada.

De acuerdo con este aspecto de la presente invención, los discos de freno se utilizan como masa contra-oscilante. De esta manera, no se requieren elementos constructivos adicionales de masa. Hay elementos especiales de acero elástico, por ejemplo en forma de manguitos elásticos, que proporcionan la necesaria conexión elástica del disco de freno con la rueda. Aún cuando sigue siendo posible la contra-vibración del disco de freno durante el frenado activo, de manera que aún con las zapatas de freno aplicadas, se mantiene la función del disco de freno como dispositivo de absorción de vibraciones. Los elementos de acero elástico tienen una rigidez contra la torsión que se elige de tal manera que, junto con la masa del disco de freno, se consigue una frecuencia armónica de la frecuencia de la torsión del conjunto de ruedas. De esta manera, se impide la vibración de torsión del conjunto de ruedas por la vibración en oposición de fase de los discos del freno.

De acuerdo con un modo de realización alternativo de la invención, el dispositivo de absorción de vibraciones puede comprender un anillo metálico o segmentos de anillo provistos de una capa de caucho vulcanizado para su unión a la rueda. Preferiblemente, el anillo está dispuesto en una extensión radialmente externa de la rueda y puede ser unida por sujeciones, tornillos, pernos, adhesivos u otros medios. La masa giratoria del dispositivo amortiguador se hace coincidir con la rigidez del caucho con el fin de adaptarse a la frecuencia natural del eje. A esta frecuencia natural, el dispositivo amortiguador será excitado en oposición de fase con las vibraciones de la rueda, impidiendo así que ocurran efectos resonantes.

El dispositivo de absorción de vibraciones de la presente invención proporciona así un medio simple y eficaz para reducir las vibraciones de torsión en conjuntos de ruedas de vehículos ferroviarios. Es de construcción simple y no requiere alimentación de energía y necesita poco mantenimiento. Puede instalarse en ruedas existentes y es adecuado para el uso en conjuntos de ruedas tanto accionados como no accionados. Su independencia del sistema de transmisión permite también al sistema de control de la transmisión adaptarse mejor al control anti-deslizamiento, ya que los parámetros operativos de tal sistema de control no necesitan tener en cuenta la estabilización de la vibración de torsión.

Se describirán ahora los modos de realización de la presente invención a modo de ejemplo solamente, con referencia a las figuras que se acompañan, en las cuales:

ES 2 327 226 T3

La figura 1 es una vista en sección transversal de una rueda de acuerdo con la presente invención, con discos de freno montados elásticamente;

La figura 2 es una vista en sección transversal de una configuración alternativa del montaje elástico de los discos de freno incluyendo un manguito de compresión;

La figura 2.1 es una vista en sección transversal a lo largo de la línea A-A de la figura 2;

La figura 3 es una vista en sección transversal de otra configuración alternativa del montaje elástico de los discos de freno, utilizando un manguito de centrado y una placa elástica;

La figura 3.1 es una vista en sección transversal a lo largo de la línea A-A de la figura 3;

La figura 3.2 es una vista en sección transversal a lo largo de la línea B-B de la figura 3.1;

La figura 4 es una vista en sección transversal de un modo de realización similar a la figura 3, con un montaje elástico formado a presión;

La figura 4.1 es una vista en sección transversal a lo largo de la línea A-A de la figura 4;

La figura 4.2 es una vista en sección transversal a lo largo de la línea B-B de la figura 4.1;

La figura 5 es una vista de otro modo de realización alternativo de un dispositivo de absorción de vibraciones, en forma de segmentos de anillo montados en caucho;

La figura 6 es una vista en sección transversal a lo largo de la línea A-A de la figura 5;

La figura 7 es una vista en sección transversal de un modo de realización alternativo adicional de un dispositivo de absorción de vibraciones, que comprende un reborde montado en caucho;

La figura 8 es una vista en sección transversal de un modo de realización alternativo adicional de un dispositivo de absorción de vibraciones, que comprende un reborde montado con movilidad;

La figura 9 es una vista en sección transversal de una construcción alternativa del dispositivo de la figura 8;

La figura 10 es una vista parcial del dispositivo de la figura 9, a lo largo de la línea 10-10, ilustrando un elemento elástico; y

La figura 11 es una vista similar a la figura 10, ilustrando un elemento elástico alternativo.

La figura 1 ilustra una configuración para la reducción o prevención de vibraciones de torsión en conjuntos de ruedas de un vehículo ferroviario. El conjunto de ruedas comprende una pareja de ruedas 1 (de las cuales solamente se ilustra una de ellas) rígidamente montada sobre un eje 17. Aunque el montaje es nominalmente rígido, en el contexto de la presente invención debe observarse que el eje está sometido a fuerzas de torsión y puede sufrir una torsión de manera que una rueda puede girar con respecto a la otra rueda. Estas oscilaciones dependen de la construcción del conjunto de ruedas y de las condiciones de la carga.

Cada rueda comprende una sección central 18 y un reborde 7 generalmente cilíndrico separado por una brida 15 que se extiende entre el reborde 7 de la rueda y la parte central 18 de la rueda. En el modo de realización ilustrado, la rueda 1 está provista de dos discos anulares 2 de freno dispuestos concéntricamente alrededor del eje en cada lado de la brida 15. En un modo de realización alternativo de la invención, se podría considerar también un solo disco de freno montado en solamente un lado de la brida 15. Con el fin de asegurar que los discos 2 de freno pueden oscilar con respecto a la rueda 1, la región de contacto entre la brida 15 y la superficie enfrentada del disco 2 de freno comprende ventajosamente una superficie preparada 3 que tiene un particular coeficiente de fricción. Normalmente esta superficie debe servir para reducir la fricción entre las dos superficies. La superficie preparada 3 puede estar dispuesta sobre la brida 15 o sobre el disco 2 de freno o en ambos, y puede comprender cualquier medio adecuado para reducir o reforzar la fricción o puede implicar la inclusión de una capa determinante intermedia de fricción entre las superficies contiguas. Las preparaciones típicas pueden incluir el pulimentado o el revestimiento. Se ha averiguado que un revestimiento o capa intermedia de PTFE es particularmente eficaz.

La región de contacto entre la brida 15 y la superficie enfrentada del disco 2 de freno sirve también para proporcionar la amortiguación. La cantidad de amortiguación se determina por el coeficiente de fricción de las dos superficies y la fuerza con la cual se presionan una contra la otra. En el caso presente, esta fuerza puede variar cuando se aplican los frenos, originando que los discos 2 se presionen más estrechamente contra la brida 15.

Los dos discos 2 de freno están conectados conjuntamente por medio de los pernos 5 que se extienden a través de los orificios 21 de la brida 15. Las figuras anexas ilustran secciones transversales tomadas a través de un solo perno, pero ha de entenderse que hay presentes un cierto número de orificios 21 y de correspondientes pernos 5,

ES 2 327 226 T3

preferiblemente dispuestos en un círculo concéntrico alrededor del eje 17 de la rueda. Como ejemplo, se pueden usar ocho pernos 5 por rueda, para asegurar una fijación adecuada a los discos del freno. En el resto de la descripción, solamente se describirá un conjunto de perno.

5 El perno 5 está fijado por medio de una tuerca apropiada 23. Entre la tuerca 23 y el disco 2 de freno y entre el perno 5 y el disco 2 de freno hay dispuestas unas arandelas adecuadas 19 u otros medios, para impedir que se afloje la tuerca 23. La cabeza 22 del perno 5 y la tuerca 23 están avellanadas en el disco 2 de freno. También se pueden usar formas alternativas de elementos de conexión para conseguir el mismo efecto. En particular, en el caso de un solo disco de freno, el perno 5 puede ser sustituido por un tocón roscado que se extiende desde la superficie de la brida. En
10 tal configuración, pueden requerirse medios de reducción de fricción adecuados por debajo de la tuerca 23, además de la superficie preparada 3, con el fin de asegurar el libre movimiento del disco de freno.

Un manguito elástico 4 rodea el perno 5 y se extiende a través de la brida 15 y en un avellanado 20 de los discos 2 de freno. Se pueden utilizar también formas alternativas del elemento elástico, en lugar del manguito elástico 4, tal
15 como un separador de acero elástico bobinado. Seleccionando las dimensiones y las características del material del elemento elástico, la rigidez contra la torsión puede elegirse de forma que, junto con la masa de los discos 2 del freno, se consiga un sistema elástico/masa de una frecuencia armónica dada. Esto debe hacer coincidir la frecuencia de las vibraciones de torsión del conjunto de ruedas. De esta manera, cuando ocurren vibraciones de torsión del conjunto de
20 ruedas, los discos del freno son excitados a su frecuencia natural y oscilan en oposición de fase, reduciendo con ello o impidiendo un desarrollo adicional de las vibraciones de torsión.

La figura 2 muestra una configuración constructiva alternativa del dispositivo de absorción de vibraciones, en el que las piezas similares están indicadas con las mismas referencias numéricas. Esta convención se aplica también a los modos de realización descritos en las figuras 3 a 11.

25 La figura 2 ilustra discos 2 de freno, de nuevo configurados como un dispositivo de absorción de vibraciones. La masa de los discos 2 de freno está montada elásticamente por medio de manguitos elásticos 4 a la brida 15 de la rueda 1. Dentro de la brida 15 de la rueda, el manguito elástico 4 está dispuesto en la circunferencia de un orificio 21. Dentro de los discos 2 del freno, los extremos del manguito elástico 4 se extienden a unos avellanados 20' elípticos
30 u ovalados, dentro de los discos de freno, como puede observarse en la figura 2.1. En esta figura se puede observar también que los manguitos elásticos están en contacto con la superficie radialmente hacia el exterior del orificio de los discos 2 del freno. En condiciones de enfriamiento, hay un pequeño hueco 24 que permanece entre la superficie radialmente interna del avellanado 20 y el manguito elástico 4. La función y las ventajas de este modo de realización del avellanado elíptico serán estudiadas a continuación.

35 De acuerdo con la figura 2.1, el manguito elástico 4 está provisto de una ranura longitudinal 25, utilizada como un límite para el movimiento elástico. Cuando el disco del freno se desplaza con respecto a la rueda 1, su camino está sustancialmente limitado una vez que se cierra la ranura 25. Esto sirve para impedir el exceso de movimiento del disco, por ejemplo durante un fuerte frenazo. De nuevo, la precisa rigidez del manguito elástico 4 está definida por el
40 espesor de la pared del manguito 4 y por su diámetro.

Con el fin de tener en cuenta la expansión térmica del disco 2 de freno, debida a la generación de calor durante el frenado, el movimiento en la dirección radial debe hacerse libremente. Esto se consigue mediante la forma elíptica u ovalada de los avellanados 20' en el disco 2 de freno. La excentricidad "a" de estos orificios 20 permite la expansión
45 del disco de freno hasta una distancia "a" sin problemas. El centrado del disco 2 de freno con respecto a la rueda 1 se consigue disponiendo los manguitos elásticos 4 concéntricamente alrededor de la brida 15 de la rueda 1. El hueco "a" está dispuesto consistentemente hacia el centro 18 de la rueda.

De acuerdo con el modo de realización de la figura 2, hay dispuesto un manguito 6 de compresión para mejorar
50 el movimiento libre de los discos 2 de freno con respecto a la rueda 1. La longitud del manguito 6 de compresión se selecciona adecuadamente de manera que la mayor parte del pre-esfuerzo del perno 5 pasa a través de las superficies de contacto del disco 2 de freno y de la brida 15 de la rueda. La fuerza resultante que actúa entre el disco 2 de freno y la brida 15 de la rueda se elige de manera que no se impide la libertad de la vibración del dispositivo de absorción de vibraciones, es decir, del disco 2 de freno. Este modo de realización tiene también la ventaja de que se mejora la
55 transferencia de calor desde los discos 2 de freno a la brida 15 de la rueda. A pesar de la libre conexión del disco 2 de freno a la brida 15, el calor producido en el disco 2 de freno durante el frenado puede ser transmitido a través del manguito 6 de compresión a la brida 15. De acuerdo con esta configuración, el manguito 6 de compresión, junto con la tensión del perno 5, asegura que ambos discos de freno oscilan en fase. Además, durante el funcionamiento de los frenos, la función del dispositivo de absorción de vibraciones queda asegurada, ya que la fuerza de frenado ejercida
60 por las zapatas de freno sobre el disco 2 se transmite desde un disco 2 al otro a través del manguito 6 de compresión, por lo que los discos 2 de freno permanecen libres para oscilar.

En una alternativa a la configuración de la figura 2, el manguito 6 de compresión puede estar dispuesto de manera que se apoye contra superficies escalonadas formadas apropiadamente (no ilustradas) dentro de los avellanados 20 de
65 los discos 2 de freno, por lo que el manguito 6 de compresión puede asumir sustancialmente toda la fuerza de la pre-carga del perno 5 y cualquier fuerza resultante aplicada por las zapatas de freno durante el frenado.

De acuerdo con el modo de realización de la figura 3, se divulga una forma alternativa del elemento elástico. El manguito elástico 4 comprende una combinación de un manguito cilíndrico 4a de centrado y una placa elástica 4b generalmente rectangular. El manguito 4a de centrado sirve para situarse en el orificio 21 a través de la brida 15. La placa elástica 4b encaja con un rebaje adecuadamente conformado en el disco 2 de freno, los bordes opuestos, orientados generalmente de forma radial, de la placa elástica 4b, están doblados hacia arriba para proporcionar una propensión elástica contra el movimiento relativo entre el disco y la brida en dirección tangencial. También se conciben otras formas de la placa elástica, incluyendo placas con forma trapezoidal o de arco, correspondientes a la geometría del disco del freno.

El manguito elástico 4 puede ser fabricado preferiblemente como un componente de ajuste por compresión, por lo que el manguito 4a de centrado se enfría antes de la inserción en el orificio de la placa elástica 4b pre-templada. Al calentar el manguito 4a de centrado, se expande para unirse firmemente a los dos elementos conjuntamente. Se prefiere tal conexión porque cualquier calentamiento de la placa elástica 4b, por ejemplo por soldadura, podría dañar sus características elásticas.

En la figura 4 se divulga una forma alternativa adicional del elemento elástico. Este modo de realización es sustancialmente similar al modo de realización de la figura 3, pero está formado como una sola pieza mediante estampación, prensa o métodos similares, antes del tratamiento con calor requerido para conseguir las características elásticas deseadas.

Ambas figuras 3 y 4 muestran un solo elemento elástico montado en el orificio de un lado de la brida. Se concibe que los elementos elásticos puedan estar dispuestos en cada uno de los orificios alternativamente sobre las superficies interior y exterior de la brida de la rueda. Sin embargo, es posible también que cada orificio esté provisto de dos elementos elásticos 4, insertados cada uno de ellos desde un respectivo lado de la brida.

Las figuras 5 y 6 muestran un modo de realización alternativo de un dispositivo de absorción de vibraciones para un conjunto de ruedas de un vehículo ferroviario. Como en los modos de realización de las figuras 1 a 4, una rueda ferroviaria 1 incluye un reborde 7, una parte central 18 y una brida 15 que se extiende entre el reborde 7 y la parte central 18. Los discos 2 de freno están montados sobre la brida 15 de la rueda 1, de acuerdo con la práctica habitual. En el presente modo de realización, los discos 2 de freno no juegan ningún papel en la absorción de vibraciones (aunque son parte integrante de la masa inercial del conjunto de ruedas) y podrían adoptar cualquier forma apropiada o ser omitidos por completo. Esta configuración es particularmente ventajosa en aquellas construcciones en las que se emplean medios de freno montados sobre el eje.

Se dispone una arandela anular 33 contiguamente a la superficie interna del reborde 7. La arandela anular 33 está hecha preferiblemente de un metal de alta masa específica, tal como el hierro o el plomo, con el fin de maximizar su masa inercial alrededor del eje 17. También se pueden considerar otras alternativas de masa suficiente, incluyendo compuestos y aleaciones. La arandela anular está provista en su superficie circunferencial exterior de una capa elástica 32 de caucho. La capa 32 de caucho está a su vez conectada a la superficie interior del reborde 7, de forma que la arandela anular 33 puede oscilar con respecto al reborde 7. Se pueden utilizar diversos medios de unión de la capa de caucho al reborde 7 y se puede utilizar la arandela anular 33, incluyendo la vulcanización, adhesivos, soldadura o medios de fijación mecánica tales como pernos o pinzas, todos los cuales deben asegurar que la conexión entre el reborde 7 y la arandela anular 33 está sometida a la elasticidad de la capa 32 de caucho. También se pueden concebir otros métodos de provisión de un soporte elástico a la arandela anular 33, incluyendo pinzas o separadores elásticos de acero que faciliten la vibración de la arandela anular 33 en dirección circunferencial con respecto a la rueda 1. Esto podría ser combinado con medios adicionales tales como la superficie preparada 3 de las figuras 1 a 4 anteriores, para asegurar la amortiguación requerida.

Como en los anteriores modos de realización, la capa 32 de caucho u otros medios elásticos deben seleccionarse en conjunción con la masa inercial de la arandela anular, para coincidir con la frecuencia armónica de las vibraciones de torsión en el conjunto de ruedas. La capa 32 de caucho, de acuerdo con este modo de realización, proporciona la doble función de elasticidad y amortiguación. Tales configuraciones han demostrado proporcionar una eficaz absorción de vibraciones en una amplia gama de frecuencias. De acuerdo con el modo de realización de la figura 5, la arandela anular 33 comprende una pluralidad de segmentos conectados conjuntamente por medio de los pernos 35. Tal configuración proporciona un montaje fácil en los conjuntos de ruedas existentes. Se pueden emplear otros medios de conexión, tales como pinzas o tornillos, y la arandela anular 33 puede estar formada también como una cadena con uno o más eslabones separables.

También se considera que la propia rueda pueda estar provista de un montaje elástico, de forma tal que toda o parte de la rueda pueda girar con respecto al eje. Se puede considerar una configuración en la que el reborde exterior de la rueda esté montado por medios elásticos al resto de la rueda por medios elásticos adecuadamente calibrados, tales como un reborde anular de caucho. Esta configuración tendría la ventaja de que el reborde de la rueda tenga una masa considerable y esté situada en el punto de máxima amplitud de la vibración del conjunto de ruedas.

La figura 7 divulga tal configuración de una rueda 1 con una brida 15. El reborde 7 está provisto de una superficie interior 42 que tiene una protuberancia anular 45 con forma de cresta. Ésta es recibida en una región de forma correspondiente, formada por un elemento 43 de soporte en la periferia exterior de la brida 15 y una arandela 44 de

bloqueo fijada por el perno 50, por lo que se forma una conexión del tipo lengüeta y hendidura. Alternativamente, las piezas pueden ser invertidas, estando formada la hendidura en la superficie interior 42 del reborde y estando la cresta formada sobre el elemento 43 de soporte. En este modo de realización, el reborde 7 de la rueda está configurado para ser montado elásticamente con respecto al resto de la rueda. Con este fin, se dispone una banda de caucho o neumático 41 entre la superficie interior 42 del reborde 7 y el elemento 43 de soporte. El neumático 41 está unido preferiblemente tanto al reborde 7 como al elemento 43 de soporte, por medio de adhesivo, vulcanización o similar. Alternativamente, la unión puede basarse solamente en la fricción entre el caucho y las superficies contiguas para transferir las fuerzas desde la rueda al reborde.

Mediante una selección cuidadosa de la masa del reborde 7 montado elásticamente con respecto al resto del conjunto de ruedas, y con las dimensiones apropiadas del neumático 41 de caucho, se puede conseguir una característica de vibración para el sistema reborde/neumático que proporciona la absorción de vibraciones necesarias que es requerida para reducir o eliminar las vibraciones de torsión en el conjunto de ruedas. Como resultado de esta reducción de las vibraciones de torsión no deseadas, el conjunto de ruedas puede estar provisto de un sistema de transmisión y un control de transmisión que esté mejor adaptado para reducir el deslizamiento de la rueda evitando aquellos parámetros de control relativos a la vibración por torsión, que habrían sido necesarios en otro caso.

Aunque el modo de realización anterior ilustra un neumático 41 de caucho que proporciona elasticidad tanto en dirección radial como circunferencial, ha de observarse que con el fin de reducir las vibraciones de torsión, es la elasticidad circunferencial la que es significativa. De acuerdo con el modo de realización de la figura 8, se ilustra una configuración similar en la que el reborde exterior está montado de forma tal que puede girar libremente con respecto a la brida. La región de contacto entre la superficie interior 42 del reborde exterior y el elemento 43 de soporte es proporcionar una superficie preparada de una manera similar a la superficie preparada 3 de las figuras 1 a 4. Los elementos elásticos que actúan circunferencialmente están dispuestos entre las respectivas piezas, de manera que el reborde 7 puede oscilar con respecto al elemento 43 de soporte, siendo proporcionada la amortiguación requerida por medio de la fricción en la superficie preparada. La ventaja de tal configuración sobre un reborde montado en caucho es que no somete el reborde de la rueda a esfuerzos de flexión adicionales que podrían conducir a largo plazo a la fatiga y deterioro de la rueda. La configuración aumenta también la elasticidad global del tren de transmisión, reduciendo la transmisión de choques abruptos desde la rueda a la transmisión.

La figura 9 muestra una configuración alternativa del reborde montado elásticamente, que no requiere un anillo adicional de bloqueo. En este modo de realización, tiene lugar el movimiento relativo entre las superficies contiguas del reborde 7 y el elemento 43 de soporte, y también se dispone una arandela 51 en el perno 50 de fijación. Cualquiera de estas superficies puede estar provista adecuadamente de medios de determinación o reducción de la fricción. Con el fin de permitir que el reborde 7 gire con respecto al resto de la rueda, está provisto de orificios 52 alargados u ovalados orientados en dirección circunferencial, a través de los cuales se insertan los pernos 50 de fijación.

La figura 10 muestra un ejemplo de un elemento elástico 53 dispuesto entre el reborde 7 y el elemento 43 de soporte. Comprende un manguito ovalado de acero elástico, que está insertado en un correspondiente rebaje 54 de forma correspondientemente ovalada, formado parcialmente en el reborde 7 y parcialmente en el elemento 43 de soporte. El rebaje 54 es accesible y visible desde la superficie exterior de la rueda y se pueden disponer varios elementos elásticos 53 y rebajes 54 alrededor de la circunferencia. Alternativamente, tales elementos elásticos puede estar configurados entre los elementos de cresta y hendidura de la figura 8, enclavados en su sitio por la presencia del anillo 44 de bloqueo.

La figura 11 muestra una configuración alternativa que utiliza un resorte helicoidal 55 recibido en un rebaje de forma correspondientemente cilíndrica, formado entre el reborde 7 y el elemento 43 de soporte. Se pueden usar igualmente otras formas de elementos elásticos, tales como el resorte de separación o las placas elásticas de las figuras 2 a 4, o cualquier otro medio elástico apropiado para proporcionar la elasticidad necesaria.

Aunque se ha descrito la presente invención con respecto a dispositivos de absorción de vibraciones montados sobre la rueda, debe observarse que tales configuraciones pueden montarse igualmente sobre el propio eje. Particularmente, en el caso de discos de freno montados en el eje, el disco de freno está montado elásticamente en el eje por medio de un sistema amortiguador elástico, de forma que toda o parte de la masa del disco de freno funciona absorbiendo las vibraciones de torsión en el eje.

REIVINDICACIONES

1. Un conjunto de ruedas para un vehículo ferroviario que comprende una pareja de ruedas (1) conectadas por un eje (17) y un dispositivo de absorción de vibraciones que comprende una masa elásticamente montada para el movimiento oscilatorio con respecto al conjunto de ruedas, y un elemento elástico (4, 53) que actúa entre la masa y el conjunto de ruedas, **caracterizado** porque la masa está elásticamente montada para el movimiento oscilatorio circunferencial, actuando el elemento elástico (4, 53) circunferencialmente entre la masa y el conjunto de ruedas, de forma que la masa puede oscilar a la frecuencia de resonancia de las vibraciones de torsión del sistema rueda/eje, y donde la amortiguación del movimiento oscilatorio está proporcionada por una superficie determinante de la fricción entre las superficies en contacto mutuo del conjunto de ruedas y la masa.
2. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que el dispositivo de absorción de vibraciones está montado sobre la rueda (1).
3. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que la masa del dispositivo de absorción de vibraciones comprende al menos un segmento de una arandela anular (33), concéntricamente montada con respecto al eje (17).
4. El conjunto de ruedas según la reivindicación 3, en el que el segmento anular está montado sobre la rueda (1) por medio del elemento elástico (4, 53).
5. El conjunto de ruedas según la reivindicación 4, en el que la rueda (1) está provista de un orificio (21) y el elemento elástico (4, 53) comprende un manguito (4a) de centrado para la inserción en el orificio (21) y una placa elástica (4b) para encajar con el segmento anular.
6. El conjunto de ruedas según la reivindicación 4, en el que la rueda (1) está provista de un orificio (21) y el segmento anular está provisto de un avellanado (20, 20') y el elemento elástico (4, 53) comprende un manguito elástico (4) que se inserta en el orificio (21, 52) y en el avellanado (20, 20').
7. El conjunto de ruedas según la reivindicación 5, en el que el manguito elástico (4) incluye una ranura longitudinal (25), cuya anchura determina la amplitud máxima de la oscilación del segmento anular con respecto a la rueda (1).
8. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones 3 a 7, en el que la rueda (1) comprende una brida (15) y hay montados una pareja de segmentos anulares en lados de la rueda (1) que miran en oposición y que están conectados conjuntamente a través de la brida (15) para oscilar conjuntamente.
9. El conjunto de ruedas según la reivindicación 8, en el que la rueda (1) está provista de un orificio (21, 52) a través de la brida (15) y el manguito elástico (4) pasa a través del orificio (21, 52) y se inserta en avellanados (20, 20') formados en ambos segmentos anulares.
10. El conjunto de ruedas según la reivindicación 9, en el que los segmentos anulares están conectados conjuntamente por medio de un elemento de sujeción que pasa a través del manguito elástico (4).
11. El conjunto de ruedas según la reivindicación 10, en el que el elemento de sujeción comprende un manguito (6) de compresión y un perno de tensión, teniendo el manguito (6) de compresión una longitud tal que es un soporte entre los segmentos anulares a través de la brida (15), por lo que cuando existe una tensión, el pre-esfuerzo del perno (5) puede ser asumido por el manguito (6) de compresión para reducir la fuerza de contacto entre los segmentos anulares y la brida (15).
12. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones 3 a 11, en el que el segmento anular consiste en un disco (2) de freno.
13. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones 5 a 11, en el que el segmento anular consiste en un disco (2) de freno y al menos uno entre el orificio (21, 52) o el avellanado (20, 20') es elíptico u ovalado y está radialmente orientado para permitir la expansión térmica del disco (2) de freno.
14. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones 3 a 11, en el que la masa está montada a la rueda (1) de manera contigua a su circunferencia.
15. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones 1 o 2, en el que el dispositivo de absorción de vibraciones comprende parte de la rueda.
16. El conjunto de ruedas según la reivindicación 15, en el que la masa del dispositivo de absorción de vibraciones es proporcionado por el reborde (7) de la rueda, que está elásticamente montado con respecto al resto de la rueda.
17. El conjunto de ruedas según la reivindicación 1, en el que el dispositivo de absorción de vibraciones está montado sobre el eje (17) contiguamente a la rueda (1).

ES 2 327 226 T3

18. El conjunto de ruedas según cualquier reivindicación precedente, en el que el dispositivo de absorción de vibraciones está montado sobre ambas ruedas o contiguamente a ellas.

5 19. El conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, que comprende además una transmisión aplicada para hacer girar al eje (17).

20. El conjunto de ruedas según la reivindicación 19, en el que la transmisión se aplica sobre el eje (17) en el punto medio de mismo o contiguamente a él.

10 21. El conjunto de ruedas según la reivindicación 19 o 20, que comprende además un sistema de control, estando adaptado el sistema de control durante el uso para registrar y controlar el deslizamiento entre las ruedas y el raíl.

15 22. un vehículo ferroviario que comprende al menos un conjunto de ruedas según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 21.

20 23. Un método para impedir o reducir las vibraciones de torsión en un conjunto de ruedas de un vehículo ferroviario, que comprende una pareja de ruedas (1) conectadas por un eje (17), **caracterizado** porque el método comprende la determinación de la frecuencia de resonancia de las vibraciones de torsión del sistema rueda/eje y el montaje elástico de una masa sobre el conjunto de ruedas, utilizando un elemento elástico (4, 53) que actúa circunferencialmente entre el conjunto de ruedas y la masa, y una superficie que determina la fricción entre superficies del conjunto de ruedas y de la masa que están en contacto mutuo, estando seleccionada la masa y su montaje elástico de manera que oscile a la frecuencia de resonancia o cerca de ella.

25 24. El método de la reivindicación 23, en el que la masa está montada según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 21.

30

35

40

45

50

55

60

65

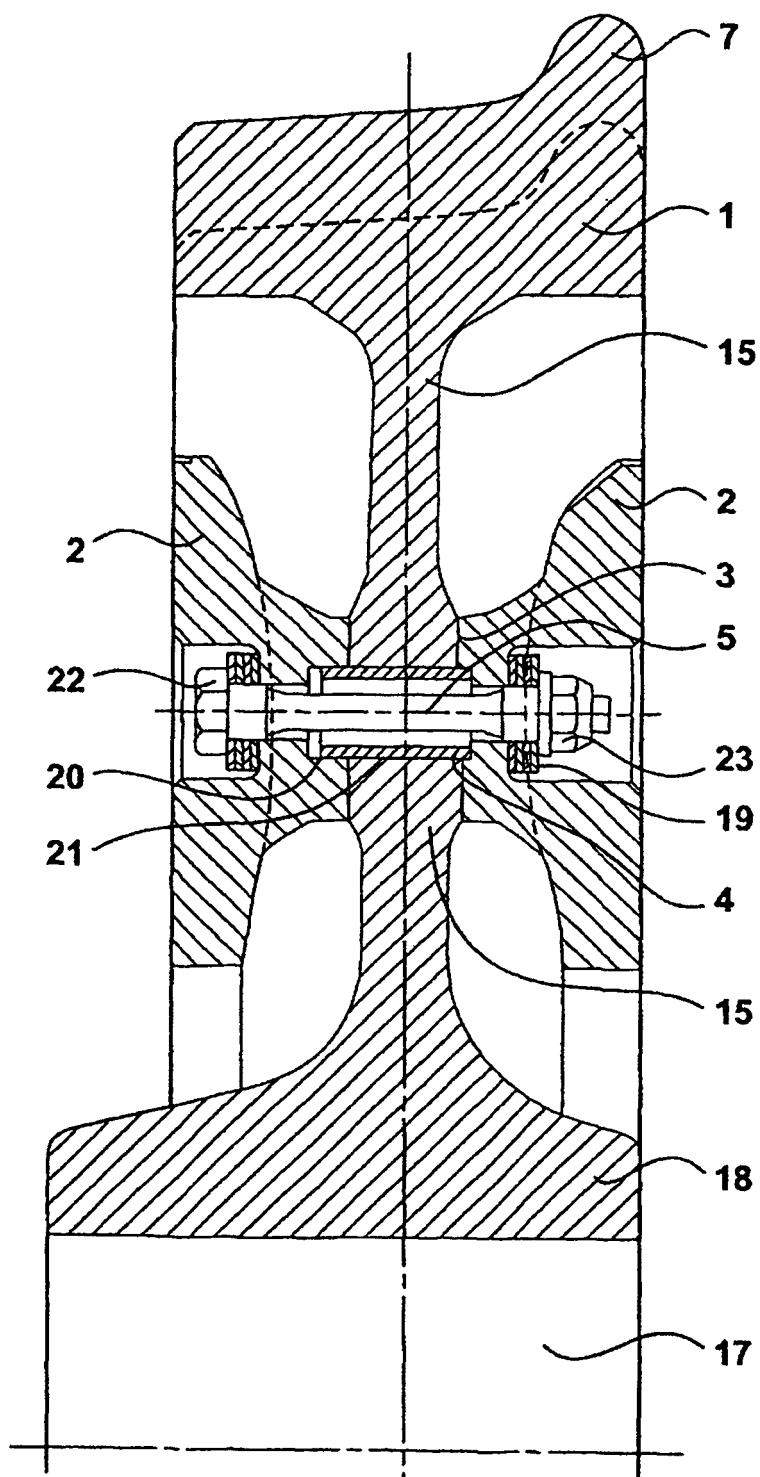


Figura 1

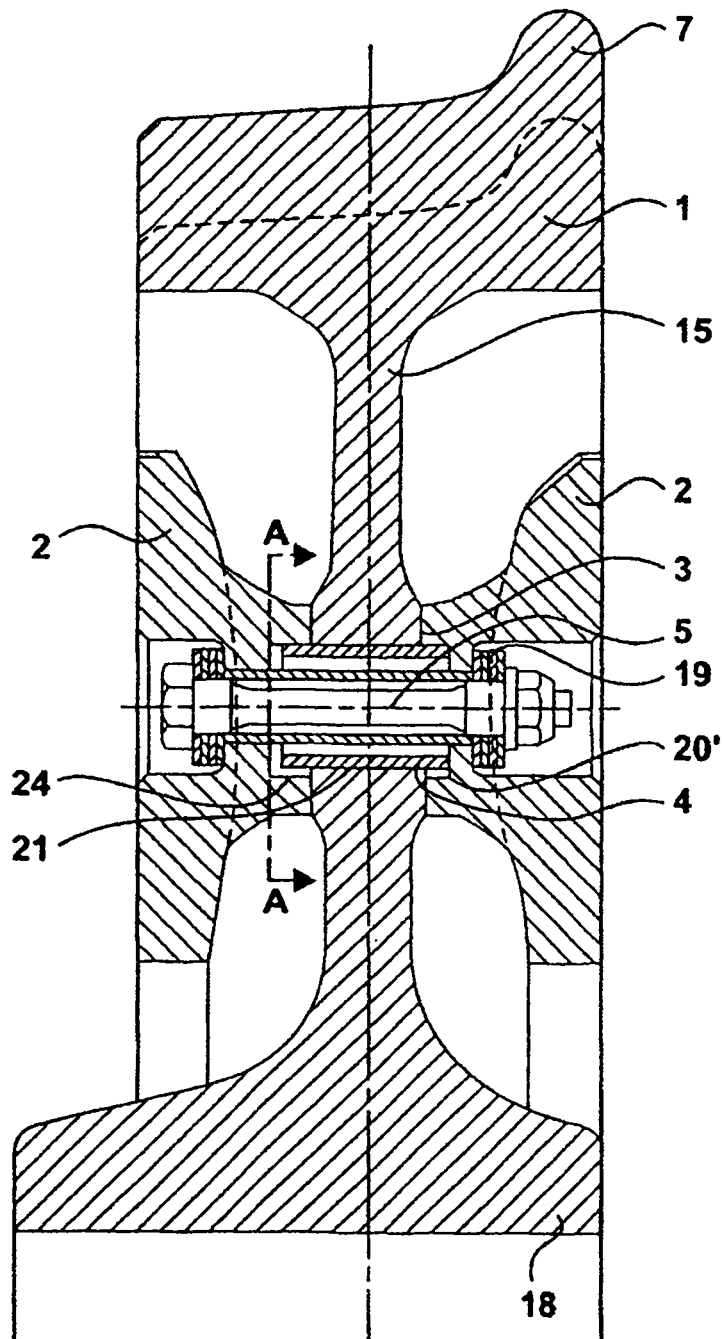


Figura 2

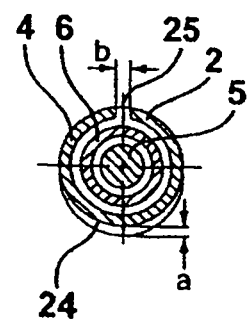


Figura 2.1

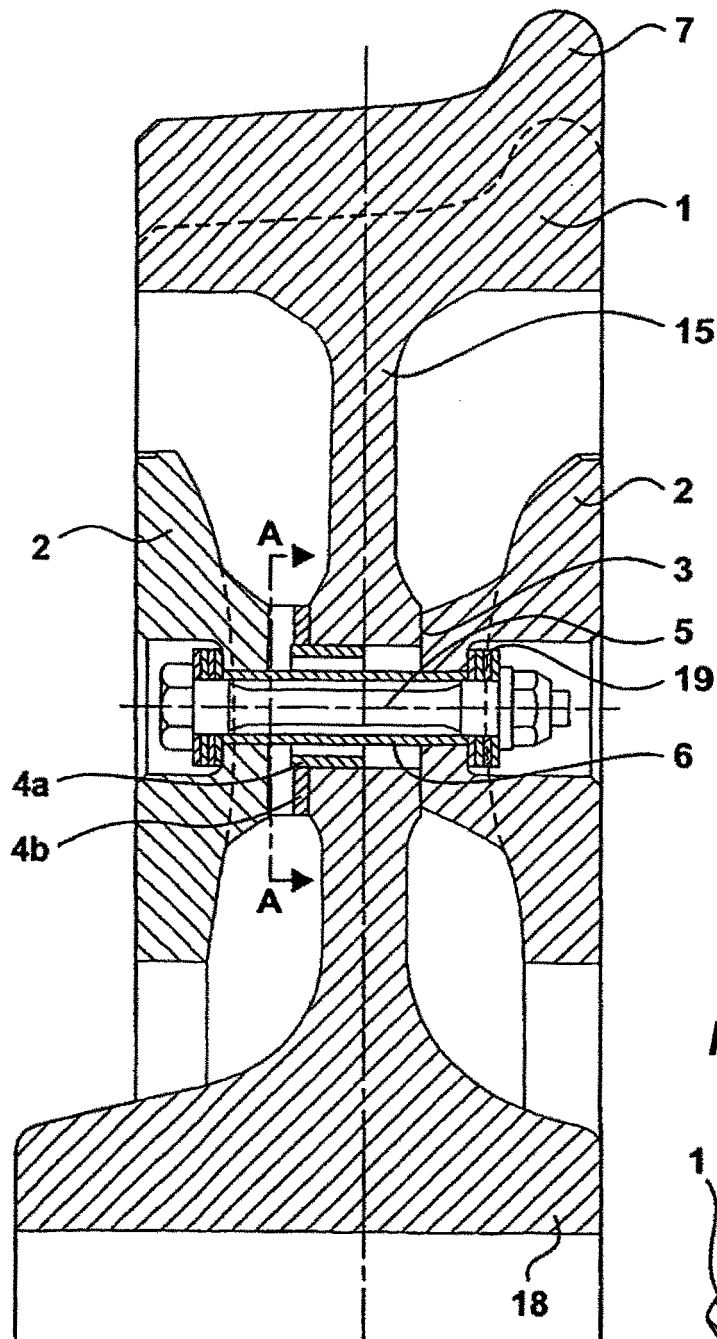


Figura 3

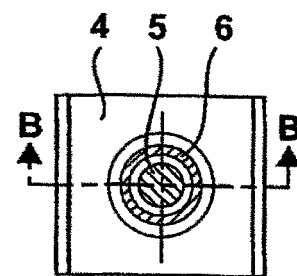


Figura 3.1

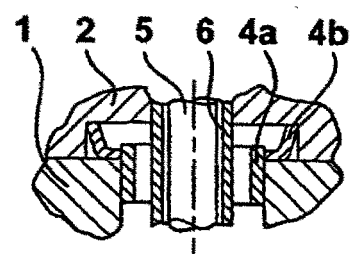


Figura 3.2

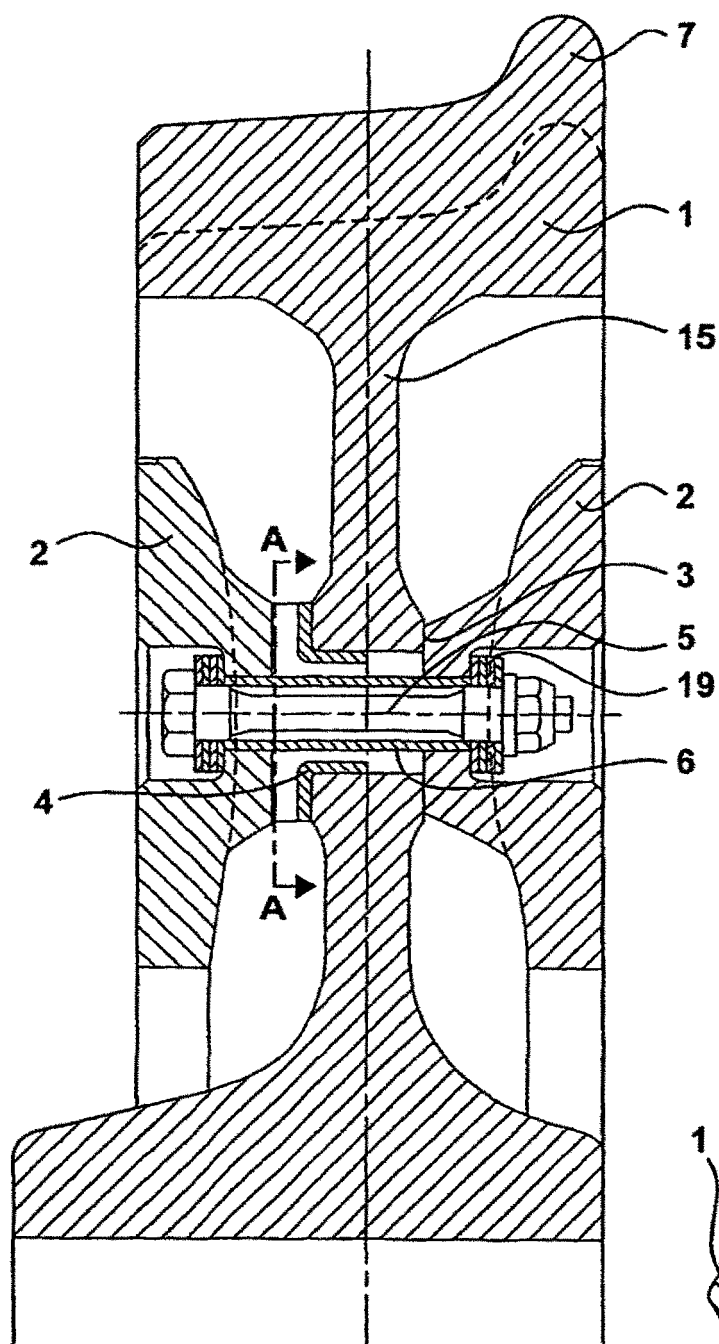


Figura 4

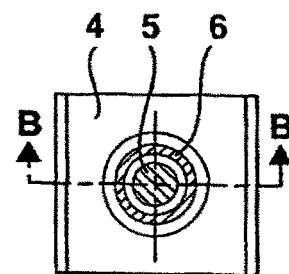


Figura 4.1

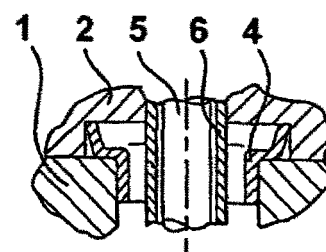


Figura 4.2

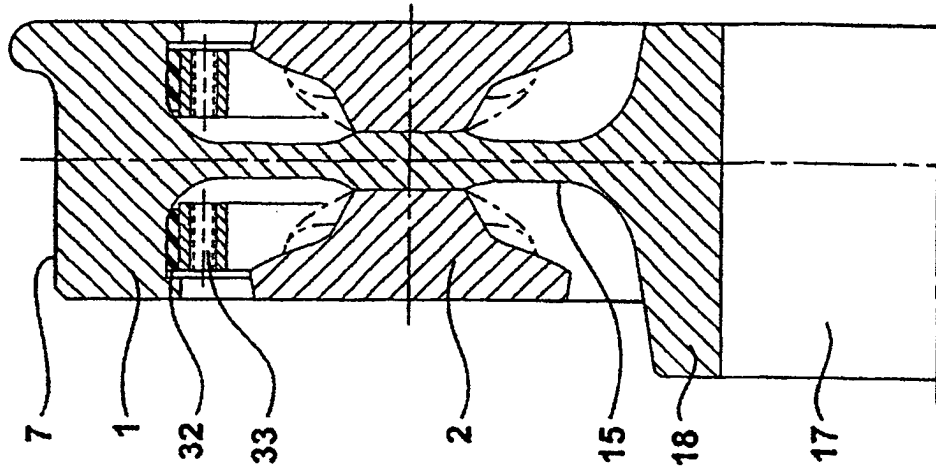


Figura 6

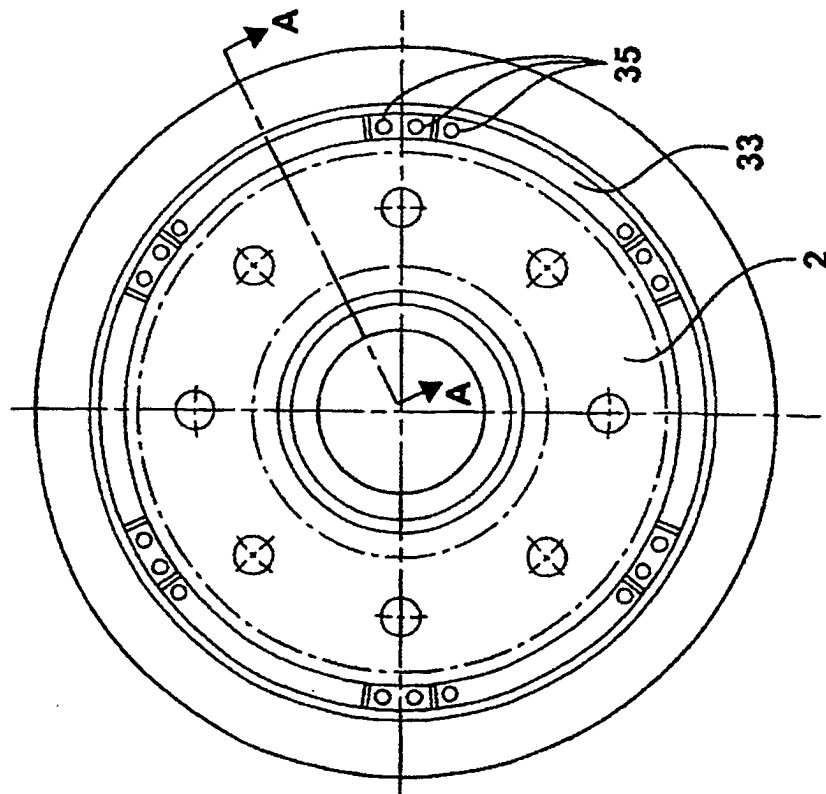


Figura 5

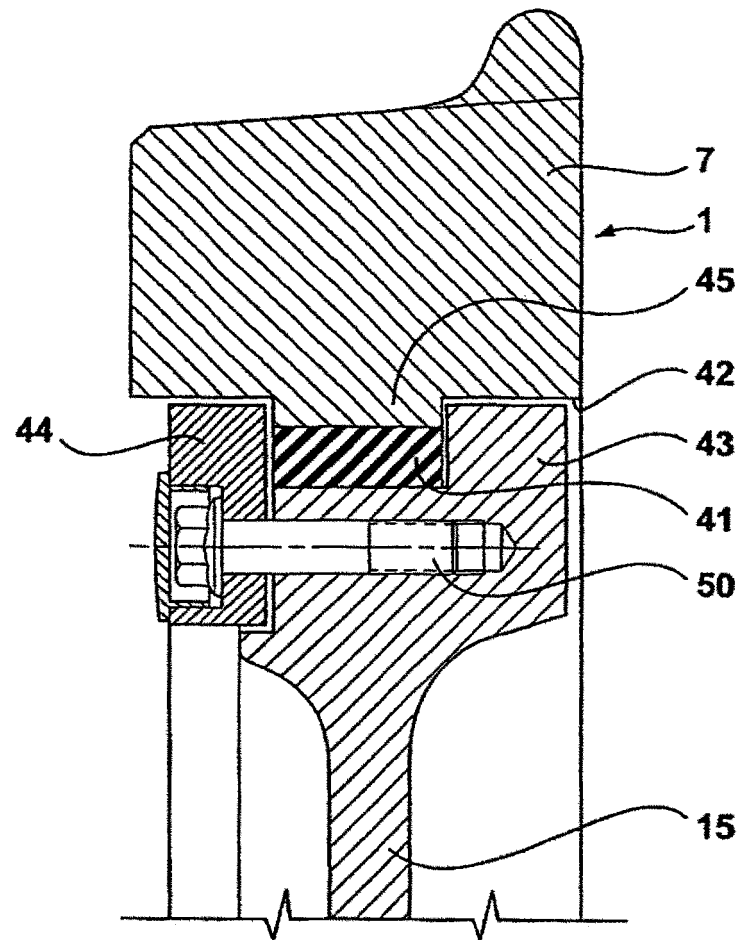


Figura 7

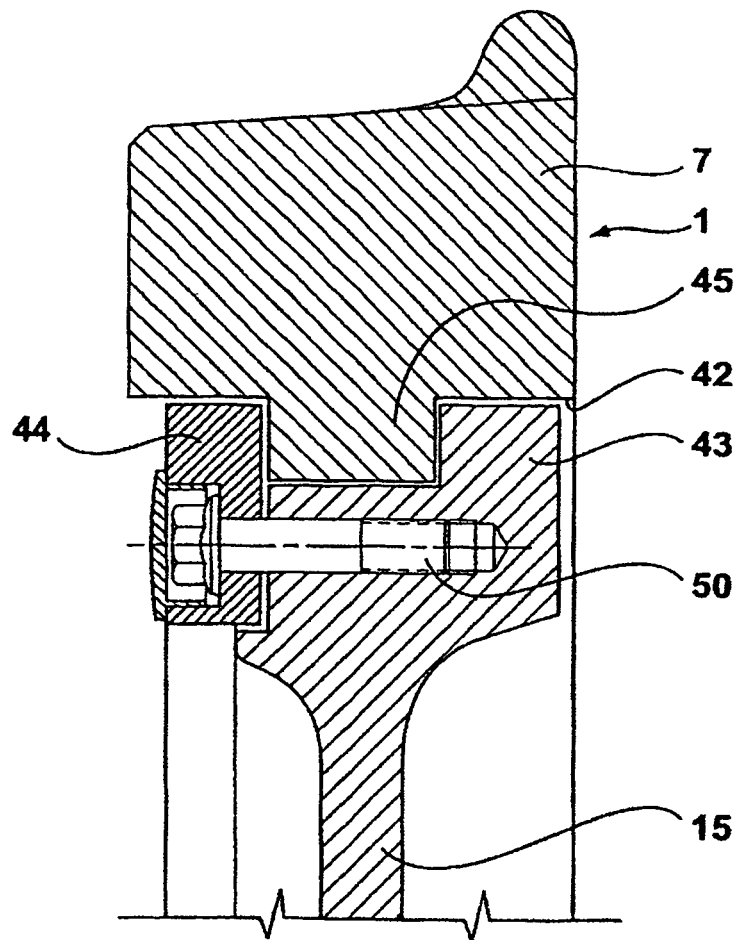
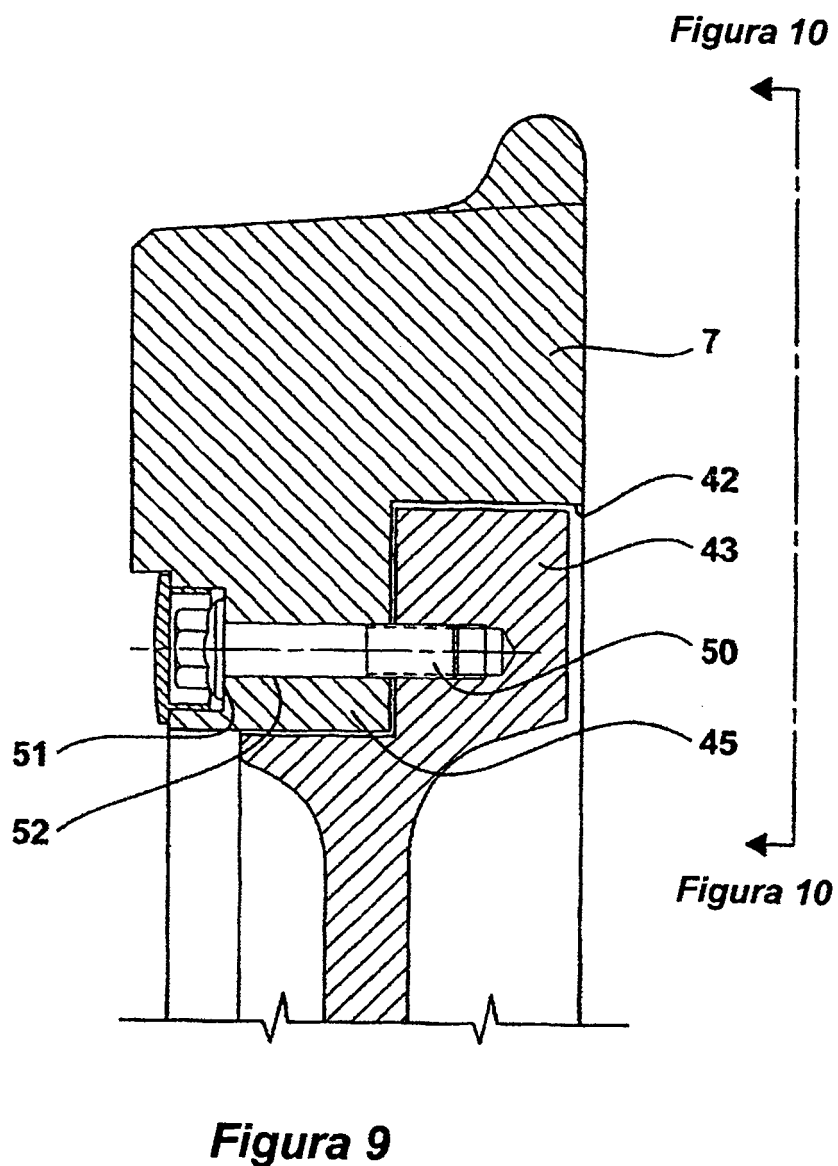


Figura 8



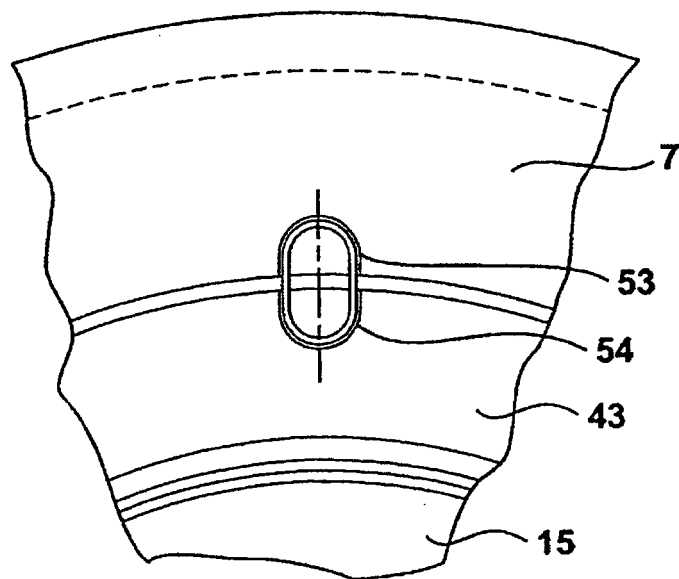


Figura 10

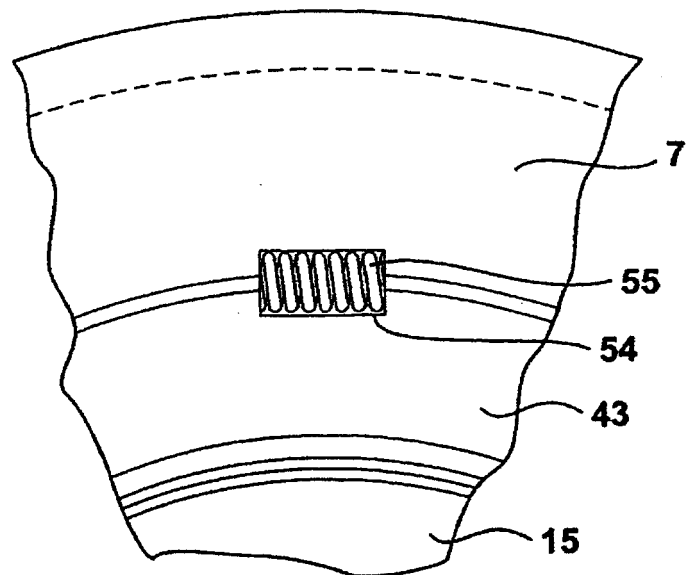


Figura 11