

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 925 676**

51 Int. Cl.:

B61H 5/00 (2006.01)

F16D 65/00 (2006.01)

F16D 65/12 (2006.01)

F16D 66/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.06.2014** **E 14174576 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **01.06.2022** **EP 2960133**

54 Título: **Unidad de tren de rodadura con acoplamiento de disco de freno mejorado**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
19.10.2022

73 Titular/es:

**BOMBARDIER TRANSPORTATION GMBH
(100.0%)
Eichhornstraße 3
10785 Berlin, DE**

72 Inventor/es:

BIEKER, GUIDO

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 925 676 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

Unidad de tren de rodadura con acoplamiento de disco de freno mejorado

Antecedentes de la invención

La presente invención se refiere a una unidad de tren de rodadura, en particular para un vehículo sobre raíles, que comprende una unidad de ruedas y un primer disco de freno. La unidad de ruedas comprende un vástago de unidad de ruedas y al menos una rueda. El vástago de unidad de ruedas define un eje de rotación, en donde el eje de rotación define una dirección axial y una dirección radial de la unidad de ruedas, así como una dirección torsional alrededor del eje de rotación. La rueda se acopla al vástago de unidad de ruedas y se configura para funcionar sobre una vía. El primer disco de freno se acopla a la rueda. La presente invención también se refiere a un método para montar un disco de freno en una rueda de una unidad de tren de rodadura.

Estas unidades de tren de rodadura son bien conocidas y se utilizan ampliamente en aplicaciones ferroviarias. Una desventaja de tal configuración es que, incluso a pesar de la aportación de dispositivos de enfriamiento pasivos (tales como nervaduras de enfriamiento formadas en los discos de freno), una cantidad considerable del calor generado durante el frenado se introduce en la rueda desde el disco de freno. Esto no solo puede conducir temporalmente a una deformación o distorsión de la rueda debido a una distribución desigual de temperatura dentro de la rueda. También puede afectar negativamente a los recubrimientos protectores aplicados a la rueda en el área de contacto con el disco de freno.

Pueden surgir problemas adicionales en el contexto de contrarrestar las vibraciones torsionales en la unidad de ruedas (típicamente un juego de ruedas, un par de ruedas pero también unidades de una sola rueda). La unidad de ruedas típicamente es un componente crucial en el diseño de un tren de rodadura para un vehículo sobre raíles. Más allá de los pares de tracción y/o frenado que deben transmitirse a través de la unidad de ruedas para transmitir la potencia de tracción y/o frenado deseada desde la unidad de impulsión al raíl, típicamente, vibraciones torsionales mutuas generalmente no deseadas entre masas rotatorias conectadas a la unidad de ruedas (por ejemplo, entre las ruedas de un juego de ruedas o entre una rueda y el rotor de un motor de impulsión en una unidad de una sola rueda) alrededor del eje de rotación del juego de ruedas conducen a altas cargas adicionales en el vástago de unidad de ruedas y la conexión, típicamente un encaje a presión, entre la rueda respectiva y el vástago de unidad de ruedas.

Estos momentos torsionales adicionales (generados como resultado de tales vibraciones torsionales), a menos que se contrarresten de forma activa o pasiva, pueden alcanzar un nivel tal que la integridad estructural de la unidad de ruedas no se pueda mantener y, en particular, la rueda puede ejecutar un movimiento deslizante rotacional en el vástago de unidad de ruedas al nivel del encaje a presión entre la rueda y el vástago. Un enfoque activo para contrarrestar tales vibraciones torsionales radica obviamente en el diseño del controlador de tracción y frenado, que se esfuerza por detectar y contrarrestar tales eventos de vibración torsional en una etapa muy temprana. Sin embargo, tal detección rápida de vibraciones torsionales requiere una arquitectura de controlador altamente sofisticada y uno o más sensores adecuados que permitan la detección. Además, tales eventos de vibración torsional típicamente se acumulan rápidamente (generalmente en unas pocas décimas de segundo y a una frecuencia de 25 Hz a 150 Hz, generalmente de 35 Hz a 95 Hz), lo que se suma a la complejidad de la arquitectura de control.

Se conocen enfoques pasivos para contrarrestar tales vibraciones torsionales, por ejemplo, por los documentos DE 103 36 729 A1 (Haban) y EP 1 551 646 B1 (Bieker et al.)

Ambos documentos proponen el uso de una configuración como la esbozada anteriormente, en donde el disco de freno se utiliza como masa pasiva de reducción de vibraciones torsionales acoplada de manera torsionalmente dócil a las ruedas de un juego de ruedas, de modo que puede ejecutar una oscilación en contrafase que reduce la amplitud resultante de los momentos torsionales generados en caso de vibración torsional en el juego de ruedas.

Estos enfoques conocidos de reducción pasiva de vibraciones torsionales tienen la desventaja de que el sistema de masa de reducción de vibraciones torsionales tiene una frecuencia resonante de reducción específica de la oscilación en contrafase, mientras que la frecuencia resonante de unidad de ruedas varía considerablemente con el tiempo debido a una reducción en el momento de inercia de la unidad de ruedas provocada por el desgaste de los componentes de la unidad de ruedas, en particular, el desgaste de la superficie de rodadura de las ruedas (típicamente, se aceptan reducciones en el radio de la rueda de hasta 40 mm antes de requerir la sustitución de la rueda). Por lo tanto, naturalmente, estos enfoques pasivos conocidos solo se optimizan para cierto período comparativamente corto en el ciclo de vida de la unidad de ruedas, dentro del cual la frecuencia resonante del sistema de masa de reducción de vibraciones coincide con la frecuencia resonante de unidad de ruedas.

La solución conocida por el documento EP 1 551 646 B1 (Bieker et al.) tiene la ventaja de que la conexión por fricción entre el disco de freno y la rueda proporciona cierta desafinación de la oscilación en contrafase, lo que amplía la banda de frecuencia, dentro de la cual se puede lograr la reducción de la vibración torsional. Sin embargo, se requiere un esfuerzo comparativamente alto para ajustar adecuadamente el emparejamiento de contacto con fricción a los parámetros de contacto deseados.

Breve descripción de la invención

Por lo tanto, el objeto de la presente invención es proporcionar una unidad de tren de rodadura del tipo mencionado inicialmente, que no tenga, o al menos tenga en menor grado, las desventajas mencionadas anteriormente y que, en particular, de una manera simple y fiable, proporcione condiciones de interfaz mejoradas entre el disco de freno y la rueda.

La presente invención resuelve este problema sobre la base de una unidad de tren de rodadura según el preámbulo de la reivindicación 1 por medio de las características indicadas en la parte caracterizadora de la reivindicación 1.

La presente invención se basa en la enseñanza técnica de que, de manera sencilla y fiable, se pueden lograr mejores condiciones de interfaz entre el disco de freno y la rueda si un elemento intermedio, en particular un elemento laminar intermedio, se ubica entre el primer disco de freno y la rueda en una ubicación de contacto entre el primer disco de freno y la rueda. Tal intermedio tiene varias ventajas. En primer lugar, por su mera presencia aumenta la resistencia térmica en el ubicación de contacto entre el disco de freno y la rueda. Además, tal elemento intermedio está más fácilmente disponible o más fácilmente accesible para proporcionar una sintonización fina simple de las condiciones de contacto entre el disco de freno y la rueda. Por tanto, simplifica la fabricación de la unidad de ruedas.

Por lo tanto, según un aspecto, la presente invención se refiere a una unidad de tren de rodadura, en particular para un vehículo sobre raíles, que comprende una unidad de ruedas y un primer disco de freno. La unidad de ruedas comprende un vástago de unidad de ruedas y al menos una rueda. El vástago de unidad de ruedas define un eje de rotación, en donde el eje de rotación define una dirección axial y una dirección radial de la unidad de ruedas, así como una dirección torsional alrededor del eje de rotación. La rueda se acopla con el vástago de unidad de ruedas, en particular, de manera torsionalmente rígida alrededor del eje de rotación, y se configura para rodar sobre una vía. El primer disco de freno se acopla a la rueda. Un elemento intermedio, en particular un elemento laminar intermedio, se ubica entre el primer disco de freno y la rueda en una ubicación de contacto entre el primer disco de freno y la rueda.

Se apreciará que el elemento intermedio ya desarrolla sus efectos positivos sobre la situación térmica en la ubicación de contacto entre el disco de freno y la rueda en configuraciones en las que el disco de freno se acopla de manera torsionalmente rígida a la rueda, es decir, donde no se produce ninguna oscilación en contrafase entre el disco de freno y la rueda.

Sin embargo, con realizaciones preferidas se implementa dicha oscilación en contrafase y se proporciona un enlace de amortiguamiento entre el disco de freno y la rueda. Aquí, el elemento intermedio forma parte del enlace de amortiguamiento y comprende además al menos una superficie de contacto que define una característica de amortiguamiento por fricción del enlace de amortiguamiento. El uso del elemento intermedio puede facilitar mucho el ajuste de la característica de amortiguamiento por fricción y, en consecuencia, del ancho de banda de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase.

El elemento intermedio puede tener una primera superficie de contacto que contacta con la unidad de ruedas o el primer disco de freno en un primer emparejamiento de contacto y una segunda superficie de contacto que contacta con otro componente de la unidad de tren de rodadura en un segundo emparejamiento de contacto. Se apreciará que este componente adicional de la unidad de tren de rodadura puede ser el otro del primer disco de freno y la unidad de ruedas. Sin embargo, con otras realizaciones de la invención, este componente adicional puede ser un elemento intermedio adicional (eventualmente incluso diseñado sustancialmente de forma idéntica).

Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, el elemento intermedio contacta con la unidad de ruedas sobre una superficie de contacto de unidad de ruedas y tiene un diámetro máximo y/o un diámetro mínimo en la dirección radial. Como se ha esbozado anteriormente, el elemento intermedio tiene la ventaja de que puede introducir una resistencia térmica adicional entre la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas que reduce la transferencia de calor desde la masa de reducción de vibraciones torsionales a la unidad de ruedas. Por ejemplo, en tal caso, los problemas resultantes de una mayor entrada de calor en la unidad de ruedas desde un disco de freno asociado (como, por ejemplo, daño de un recubrimiento protector, etc. de la unidad de ruedas) pueden aliviarse debido a la reducción de aporte de calor.

Se apreciará que esta resistencia térmica adicional ya puede generarse debido a la mera presencia del elemento intermedio en una interfaz entre la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas. Sus dos superficies de contacto que interactúan con la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas, debido a la discontinuidad del material generada en la interfaz respectiva, ya reduce la transferencia de calor por conducción a la unidad de ruedas. Aparentemente, esta resistencia térmica adicional se puede aumentar aún más seleccionando materiales apropiados y/o una geometría y/o diseño de superficie apropiados en la interfaz respectiva.

Se apreciará que, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, el elemento intermedio, en la dirección radial, se extiende más allá de la superficie de contacto de unidad de ruedas. Por este medio, se puede lograr una reducción adicional de la transferencia de calor desde la masa de reducción de vibraciones torsionales a la unidad de ruedas. Por ejemplo, el elemento intermedio que sobresale radialmente más allá de la superficie de contacto respectiva puede formar un elemento de escudo térmico simple que reduce la cantidad de calor introducido en la unidad de ruedas desde el disco de freno calentado (como es el caso, por ejemplo, bajo una carga de frenado pesada), tanto por

transferencia de calor por convección como por transferencia de calor radiante.

Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, el disco de freno asociado al elemento intermedio tiene un diámetro máximo de disco de freno en dirección radial y el elemento intermedio tiene un diámetro máximo de elemento intermedio en dirección radial, que es del 50% al 120%, preferiblemente del 65% al 110%, más preferiblemente del 75% al 90%, del diámetro máximo del disco de freno. Además o como alternativa, el disco de freno asociado al elemento intermedio tiene un diámetro mínimo de disco de freno en dirección radial y el elemento intermedio tiene un diámetro mínimo de elemento intermedio en dirección radial, que es del 50% al 120%, preferiblemente del 65% al 110%, más preferiblemente del 75% al 90%, del diámetro mínimo de disco de freno. Cualquiera de estas variantes proporciona una protección térmica adecuada y ventajosa de la unidad de ruedas.

Por lo tanto, preferiblemente, el elemento intermedio se configura como un elemento de escudo térmico que protege la unidad de ruedas del calor, en particular del calor irradiado, emitido por el disco de freno asociado.

Se apreciará que el elemento intermedio puede tener cualquier forma y configuración deseadas. En particular, el elemento intermedio puede ser un solo componente o componerse de una pluralidad de componentes separados. Se logran configuraciones particularmente simples y ventajosas si el elemento intermedio es un elemento sustancialmente en forma de anillo.

Se apreciará además que el elemento intermedio se puede componer de cualquier combinación de materiales deseada y adecuada. Preferiblemente, el elemento intermedio comprende al menos un elemento laminar, en particular un elemento de chapa metálica. Una configuración de este tipo es particularmente sencilla de fabricar e implementar.

Se apreciará que, con ciertas realizaciones de la invención, se puede lograr una reducción eficaz de la vibración torsional, si se proporciona una primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales y/o una segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales. La primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales comprende una primera masa de reducción de vibraciones torsionales formada por el primer disco de freno acoplado a la unidad de ruedas de una manera torsionalmente dócil alrededor del eje de rotación. La segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales también puede comprender una segunda masa de reducción de vibraciones torsionales acoplada a la unidad de ruedas de una manera torsionalmente dócil alrededor del eje de rotación. La primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se configura para oscilar alrededor del eje de rotación en contrafase con respecto a un componente de la unidad de ruedas, en particular, con respecto a la rueda, para reducir la vibración torsional de la unidad de ruedas. La primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales define una primera frecuencia resonante de reducción de la oscilación en contrafase del primer disco de freno.

Se apreciará que, con ciertas realizaciones de la invención, la primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales puede comprender un segundo disco de freno acoplado de manera torsionalmente rígida al primer disco de freno, como se sabe, por ejemplo, por los documentos DE 103 36 729 A1 (Haban) y EP 1 551 646 B1 (Bieker et al.). En este caso, preferiblemente, un elemento intermedio adicional se ubica entre el segundo disco de freno y la rueda. Se apreciará que las explicaciones dadas anteriormente en el contexto del elemento intermedio ubicado entre el primer disco de freno y la rueda, también pueden aplicarse a este elemento intermedio adicional.

Sin embargo, se apreciará que con ciertas realizaciones de la invención, se puede lograr una reducción de vibración torsional particularmente eficiente durante un período prolongado de tiempo o uso, respectivamente, del vehículo, si la segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales define una segunda frecuencia resonante de reducción de la oscilación en contrafase de la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales, que tiene un desplazamiento intencional y notable de la primera frecuencia resonante de reducción. Mediante estas oscilaciones en contrafase mutuamente independientes de la primera y la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales es posible, de una manera muy sencilla, optimizar un sistema pasivo de reducción de vibraciones de manera que sea eficiente en más de un estado en el ciclo de vida de la unidad de ruedas.

Por lo tanto, por ejemplo, una de las unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales puede sintonizarse a un estado de la unidad de ruedas (es decir, a una frecuencia resonante torsional de la unidad de ruedas), que es al menos cercano al estado nuevo o sin desgaste de la unidad de ruedas, respectivamente, de modo que se logre una reducción pasiva eficiente de la vibración torsional en este estado nuevo o sin desgaste. La otra unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales puede entonces sintonizarse a un estado usado o desgastado (posterior) de la unidad de ruedas, respectivamente, de modo que también se obtenga una reducción pasiva eficiente de vibraciones torsionales en este punto posterior del ciclo de vida de la unidad de ruedas. Por ejemplo, la otra unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales puede sintonizarse a un estado que esté al menos cerca del estado completamente desgastado de la unidad de ruedas (donde el operador del vehículo requiere el cambio de las ruedas de la unidad de ruedas).

Se apreciará que, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, se pueden proporcionar más de dos unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales con frecuencias resonantes de reducción desplazadas mutuamente, de modo que una cobertura aún más amplia o mejorada del intervalo de frecuencias resonantes de vibración torsional (que se espera durante la vida útil de la unidad de ruedas). Generalmente, según sea necesario para proporcionar una

reducción adecuada de la vibración torsional, puede proporcionarse un número arbitrario de tales unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales sintonizadas de frecuencia diferente.

Se apreciará además que, en el sentido de la presente invención, un desplazamiento intencional entre dos frecuencias resonantes de reducción se refiere a un desplazamiento que no es simplemente provocado por diferencias debidas a tolerancias de fabricación máximas definidas y aceptables, respectivamente, para la unidad de ruedas respectiva. Más bien, tal desplazamiento intencional provocado por desviaciones deliberadas en el diseño y/o disposición de la respectiva unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales. Además, se apreciará que, en el sentido de la presente invención, tal diferencia intencional se refiere a frecuencias resonantes de reducción desplazadas mutuamente del mismo orden (por ejemplo, del primer orden) y no a diferencias entre armónicos de diferente orden.

Por lo tanto, preferiblemente, la segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales define una segunda frecuencia resonante de reducción de la oscilación en contrafase de la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales, que es del mismo orden que la primera frecuencia resonante de reducción y tiene un desplazamiento intencional de la primera frecuencia resonante de reducción. Preferiblemente, el desplazamiento intencional supera un desplazamiento provocado por las máximas tolerancias de fabricación definidas para la unidad de tren de rodadura.

Como se ha mencionado anteriormente, la frecuencia resonante de reducción respectiva puede sintonizarse o adaptarse a frecuencias resonantes de vibración torsional arbitrarias o intervalos de frecuencia, respectivamente, que la unidad de ruedas puede mostrar durante su ciclo de vida. Preferiblemente, la al menos una rueda tiene un estado sin desgaste y un estado totalmente desgastado, en el que un operador de la unidad de tren de rodadura requiere el cambio de al menos una rueda. La vibración torsional de la unidad de ruedas tiene una primera frecuencia resonante de unidad de ruedas en estado sin desgaste y una segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas en estado completamente desgastado. Por lo tanto, la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas y la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas definen una brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas.

En este caso, preferiblemente, la primera frecuencia resonante de reducción se ubica en el área de la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas, en particular, corresponde sustancialmente a la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas. Además o como alternativa, la segunda frecuencia resonante de reducción se ubica en el área de la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas, en particular, corresponde sustancialmente a la segunda frecuencia resonante de la unidad de ruedas.

La diferencia entre la primera y la segunda frecuencia resonante de reducción se puede elegir en función de la reducción de la vibración torsional que se va a lograr en puntos específicos dentro de la vida útil de la unidad de ruedas. En particular, la frecuencia resonante de reducción respectiva se puede adaptar a la gravedad o amplitud, respectivamente, de la vibración torsional, que puede variar en el intervalo de frecuencia resonante de unidad de ruedas (es decir, las diferentes frecuencias resonantes de la unidad de ruedas que se desarrollan durante la vida útil de la unidad de ruedas). Por lo tanto, en algunos casos preferibles, se puede prever que las frecuencias resonantes de reducción estén sintonizadas a diferentes frecuencias resonantes de la unidad de ruedas en las que se esperan amplitudes máximas de la vibración torsional.

Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la primera frecuencia resonante de reducción difiere de la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas en un 50% como máximo, preferiblemente en un 25% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas. Además o como alternativa, la primera frecuencia resonante de reducción difiere de la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas en un 30% como máximo, preferiblemente en un 20% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas. Ambas soluciones tienen la ventaja de que se logra una reducción adecuada y elevada de la vibración torsional en la parte inicial del ciclo de vida de la unidad de ruedas.

Además o como alternativa, la segunda frecuencia resonante de reducción difiere preferiblemente de la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas en un 50% como máximo, preferiblemente en un 25% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas. Además o como alternativa, la segunda frecuencia resonante de reducción difiere de la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas en un 30% como máximo, preferiblemente en un 20% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas. Ambas soluciones tienen la ventaja de que se logra una reducción adecuada y elevada de la vibración torsional en la parte final del ciclo de vida de la unidad de ruedas.

Es más, además o como alternativa, la segunda frecuencia resonante de reducción difiere de la primera frecuencia resonante de reducción de un 20% a un 100%, preferiblemente de un 30% a un 80%, más preferiblemente de un 40% a un 70%, de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas. Tal solución tiene la ventaja de que se logra una reducción adecuada y elevada de la vibración torsional en una banda de frecuencia de vibración torsional comparativamente grande.

Con realizaciones preferidas adicionales de la invención, la segunda frecuencia resonante de reducción difiere de la primera frecuencia resonante de reducción en al menos un 2%, preferiblemente entre un 5% y un 25%, más

preferiblemente entre un 10% y un 20%, de la primera frecuencia resonante de reducción. Además o como alternativa, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la segunda frecuencia resonante de reducción difiere de la primera frecuencia resonante de reducción en al menos 2 Hz, preferiblemente de 5 Hz a 35 Hz, más preferiblemente de 10 Hz a 20 Hz. En cualquiera de estos casos, se logra una reducción adecuada y elevada de la vibración torsional para un amplio intervalo de frecuencias resonantes de unidad de ruedas.

Se apreciará que el valor real de la frecuencia resonante de reducción respectiva se selecciona en función de la frecuencia resonante de unidad de ruedas respectiva a contrarrestar, es decir, en función del diseño real de la unidad de ruedas respectiva. Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la primera frecuencia resonante de reducción y/o la segunda frecuencia resonante de reducción tienen un valor de 25 Hz a 150 Hz, preferiblemente de 30 Hz a 120 Hz, más preferiblemente de 55 Hz a 115 Hz. Estos valores de frecuencia han demostrado ser adecuados para un gran variedad de aplicaciones y unidades de ruedas, respectivamente, en particular, en el contexto de las unidades de aplicaciones típicas de vehículos sobre raíles.

Se apreciará que, para ciertas aplicaciones, puede ser suficiente la reducción de vibraciones torsionales a frecuencias específicas (es decir, reducción de vibraciones monofrecuencia) o dentro de bandas de frecuencia comparativamente estrechas (es decir, reducción de vibraciones de banda de frecuencia estrecha). Preferiblemente, sin embargo, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, cierta desafinación de la frecuencia de la oscilación en contrafase para ampliar la banda de frecuencia en la que la unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales respectiva proporciona una reducción de vibración torsional notable y suficiente.

Tal desafinación se puede obtener por cualquier medio adecuado que proporcione la ampliación de la banda de frecuencia en donde la masa de reducción de vibraciones torsionales ejecuta una oscilación en contrafase de amplitud suficientemente grande para proporcionar la correspondiente reducción de vibraciones torsionales. Preferiblemente, dicha desafinación se obtiene a través de un amortiguamiento correspondiente de la oscilación en contrafase de la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales. Por lo tanto, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acoplan a la unidad de ruedas a través de un enlace de amortiguamiento que amortigua la oscilación en contrafase.

Dicha amortiguamiento se puede obtener por cualquier medio adecuado, p. ej. cualquier elemento de amortiguamiento adecuado que conecte la unidad de ruedas y la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales. Con realizaciones preferidas de configuración muy simple, el enlace de amortiguamiento incluye un contacto con fricción entre la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas. Además o como alternativa, el enlace de amortiguamiento puede incluir un emparejamiento de superficies de contacto que define una característica de amortiguamiento por fricción del enlace de amortiguamiento.

Se apreciará que, en ambos casos, es posible ajustar adecuadamente el efecto de amortiguamiento de una manera muy sencilla. Por lo tanto, el ancho de banda de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase, sobre la que se logra la reducción de la vibración torsional, puede ajustarse de una manera muy sencilla. Esto puede hacerse a través de los parámetros de las superficies de contacto con fricción y/o la fuerza o presión de contacto, respectivamente, que actúan entre estas superficies de contacto con fricción. Por lo tanto, el sintonización fina de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase está disponible por medios bastante simples. Por lo tanto, con realizaciones preferidas de la invención, el enlace de amortiguamiento se configura para ajustar una banda de frecuencia de oscilación en contrafase, en particular, para ajustar un ancho de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase.

Se apreciará que la cantidad de reducción de vibración torsional a conseguir dentro de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase puede variar en función de la amplitud de la vibración torsional en la unidad de ruedas. Preferiblemente, la oscilación en contrafase, en la banda de frecuencia de oscilación en contrafase, proporciona una reducción de la vibración torsional de la unidad de ruedas en al menos un 40%, preferiblemente al menos un 50%, más preferiblemente al menos un 70%, en comparación con un estado de referencia, donde falta la masa de reducción de vibraciones torsionales o se acopla de manera torsionalmente rígida a la unidad de ruedas. En estos casos se puede lograr una reducción particularmente favorable de la vibración torsional.

Con realizaciones preferidas adicionales de la invención, la al menos una rueda tiene un estado sin desgaste con una primera frecuencia resonante de unidad de ruedas y un estado completamente desgastado con una segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas, requiriendo el estado completamente desgastado el cambio de al menos una rueda. La primera frecuencia resonante de unidad de ruedas y la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas definen además una brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas, y el ancho de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase es al menos un 10%, preferiblemente al menos un 15%, más preferiblemente del 10% al 65%, de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas.

Se apreciará que, en el sentido de la presente invención, la frecuencia resonante de reducción respectiva típicamente es la frecuencia dentro de dicha banda de frecuencia de oscilación en contrafase donde la oscilación en contrafase tiene su máxima amplitud.

Preferiblemente, el primer emparejamiento de contacto y/o el segundo emparejamiento de contacto se configuran para

definir la característica de amortiguamiento por fricción del enlace de amortiguamiento. Por este medio, se puede lograr una sintonización fina muy simple y precisa de la característica de amortiguamiento por fricción y, por lo tanto, del ancho de banda de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase.

- Además o como alternativa, al menos una superficie de contacto reductora de fricción que participa en el segundo emparejamiento de contacto puede configurarse para reducir un coeficiente de fricción que prevalece en el segundo emparejamiento de contacto en comparación con un primer coeficiente de fricción que prevalece en el primer emparejamiento de contacto. De este modo, de una manera muy sencilla, se puede definir con precisión que el movimiento relativo de fricción que proporciona la funcionalidad de amortiguamiento y desafinación tiene lugar en el segundo emparejamiento de contacto.
- Se apreciará que tal asignación específica de esta funcionalidad de amortiguamiento y desafinación a un emparejamiento de contacto específico puede ocurrir al proporcionar un coeficiente de fricción mejorado en cualquiera de las superficies de contacto que forman el emparejamiento de contacto donde no debe tener lugar ningún movimiento de fricción.
- Además o como alternativa, se puede proporcionar un coeficiente de fricción reducido en cualquiera de las superficies de contacto que forman el emparejamiento de contacto donde tiene que tener lugar el movimiento de fricción. El coeficiente de fricción reducido puede obtenerse por cualquier medio adecuado. Por ejemplo, se puede proporcionar una superficie con una rugosidad superficial correspondientemente reducida. Además o como alternativa, se puede proporcionar una superficie endurecida (obtenida mediante cualquier proceso de endurecimiento adecuado) para el coeficiente de fricción reducido a largo plazo.
- Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, al menos una superficie de contacto reductora de fricción que participa en el primer emparejamiento de contacto y/o el segundo emparejamiento de contacto comprende un material reductor de fricción, en particular un recubrimiento reductor de fricción. Se apreciará que se puede utilizar cualquier material reductor de fricción deseado y adecuado. Preferiblemente, el material reductor de fricción comprende molibdeno (Mo) y/o acero inoxidable.
- Como ya se ha indicado anteriormente, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, el enlace de amortiguamiento comprende al menos un elemento intermedio adicional con una superficie de contacto adicional que define la característica de amortiguamiento por fricción del enlace de amortiguamiento. El elemento intermedio adicional puede, en particular, contactar el elemento intermedio para definir la característica de amortiguamiento por fricción del enlace de amortiguamiento. Como se ha esbozado, dicho elemento intermedio adicional puede facilitar enormemente el ajuste de la característica de amortiguamiento.
- Se apreciará que la fuerza de contacto o la presión de contacto, respectivamente, presente en el emparejamiento de contacto respectivo es preferiblemente ajustable para proporcionar la característica de amortiguamiento apropiada.
- Por lo tanto, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, el enlace de amortiguamiento comprende al menos un emparejamiento de superficies de contacto y un dispositivo de ajuste de fuerza de contacto. El dispositivo de ajuste de fuerza de contacto define una fuerza de contacto que prevalece en el emparejamiento de superficies de contacto, mientras que el al menos un emparejamiento de superficies de contacto y la fuerza de contacto definen una característica de amortiguamiento por fricción del enlace de amortiguamiento.
- El ajuste de la fuerza o presión de contacto, respectivamente, puede obtenerse de cualquier forma adecuada. Preferiblemente, el dispositivo de ajuste de fuerza de contacto comprende un elemento de resorte que define la fuerza de contacto. Por este medio, se puede lograr un ajuste muy simple y fiable de la fuerza de contacto o la presión de contacto, respectivamente.
- Se apreciará además que se puede usar un componente separado para la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales, que tiene exclusivamente la función de proporcionar reducción de vibraciones torsionales. Sin embargo, en realizaciones preferidas de la invención, los componentes de la unidad de tren de rodadura se utilizan como masa de reducción de vibraciones torsionales, que tiene una o más funciones adicionales además de la reducción de vibraciones torsionales. Aparentemente, dicha integración funcional es ventajosa en términos de reducción del peso y el gasto de la unidad de tren de rodadura.
- Como se ha mencionado anteriormente, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales es un disco de freno de una unidad de freno de la unidad de ruedas. Preferiblemente, como se ha mencionado anteriormente, otro elemento intermedio, en particular un elemento laminar intermedio, se ubica entre el segundo disco de freno y la rueda en una ubicación de contacto entre el segundo disco de freno y la rueda.
- Se apreciará en este contexto que, en muchas aplicaciones de vehículos sobre raíles con un sistema de impulsión eléctrico que proporciona frenado eléctrico (o regenerativo) como tipo principal o tipo preferido de freno de servicio, tales discos de freno rara vez se utilizan durante el funcionamiento del vehículo, es decir, solo en situaciones de frenado de emergencia. Por tanto, dichos discos de freno son bastante adecuados para proporcionar una reducción de la vibración torsional en la mayoría de las condiciones de funcionamiento del vehículo, en particular en todas las

situaciones de frenado en las que no se hace uso de los frenos mecánicos.

Se apreciará que la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales se puede conectar a cualquier parte deseada de la unidad de ruedas. Con ciertas realizaciones preferidas de la invención que requieren solo muy pocas modificaciones en el diseño general de la unidad de ruedas, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a la rueda de la unidad de ruedas, en particular, para un elemento de alma de la rueda.

Con realizaciones preferidas adicionales de la invención, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a un primer lado de la rueda y la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a un segundo lado de la rueda, en particular, a un elemento de alma de la rueda. También en este caso, se necesita muy poca modificación en el diseño de la rueda (en comparación, por ejemplo, con los diseños convencionales con discos de freno montados en la rueda).

Ambos casos tienen las dos masas de reducción de vibraciones torsionales montadas en una rueda en la unidad de ruedas. Tal configuración es, por ejemplo, beneficiosa para unidades de rueda con una sola rueda (ejecutando vibración torsional con respecto a una masa rotatoria de la unidad de impulsión conectada, como por ejemplo, el rotor de un motor de impulsión que impulsa la rueda). No obstante, dicha configuración también es beneficiosa en configuraciones en las que la unidad de ruedas comprende dos ruedas acopladas mecánicamente (como, por ejemplo, un juego de ruedas). En particular, en el último caso, puede ser suficiente proporcionar dicho par de masas de reducción de vibraciones torsionales primera y segunda solo en una de las dos ruedas de la unidad de ruedas.

Con otras realizaciones preferidas de la invención, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a una primera rueda de la unidad de ruedas y la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a una segunda rueda de la unidad de ruedas. Se apreciará que, en estos casos, cualquiera de las masas de reducción de vibraciones torsionales primera y segunda se puede formar por los dos discos de freno rígidamente conectados proporcionados para la rueda respectiva como se conocen, por ejemplo, a partir del documento EP 1 551 646 B1 (Bieker et al.).

Con otras realizaciones preferidas de la invención, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acoplan a una primera rueda de la unidad de ruedas, mientras que una tercera masa de reducción de vibraciones torsionales y una cuarta masa de reducción de vibraciones torsionales se acoplan a una segunda rueda de la unidad de ruedas. Aquí, algunas o incluso todas las frecuencias resonantes de reducción de la masa de reducción de vibraciones torsionales pueden desplazarse mutuamente como se ha esbozado anteriormente. Por lo tanto, pueden implementarse hasta cuatro frecuencias resonantes de reducción diferentes en tal caso proporcionando una reducción de vibraciones de banda ancha.

Además, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla al vástago de unidad de ruedas, en particular, en una ubicación alejada de la rueda. Esta variante es particularmente beneficiosa, por ejemplo, para diseños de unidad de ruedas donde las restricciones de espacio de construcción u otras razones no permiten montar la masa de reducción de vibraciones torsionales en la propia rueda.

Se apreciará que también pueden implementarse combinaciones arbitrarias de las opciones para montar las masas de reducción de vibraciones torsionales como se ha esbozado anteriormente.

Se apreciará que la conexión de docilidad torsional entre la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas puede implementarse de cualquier forma deseada y adecuada que permita una oscilación en contrafase adecuada de la masa de reducción de vibraciones torsionales.

Preferiblemente, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a la unidad de ruedas a través de al menos una disposición de enlace torsional, en particular a través de una pluralidad de disposiciones de enlace torsional distribuidas a lo largo de una dirección circunferencial de la masa de reducción de vibraciones torsionales. Esta disposición de enlace torsional es dócil en la dirección circunferencial y comprende un primer elemento de soporte, un segundo elemento de soporte y un primer elemento de resorte. El primer elemento de soporte se conecta a una de la unidad de ruedas y la masa de reducción de vibraciones torsionales de manera rígida en la dirección circunferencial. De manera similar, el segundo elemento de soporte se conecta a la otra de la unidad de ruedas y la masa de reducción de vibraciones torsionales de manera rígida en la dirección circunferencial. El primer elemento de resorte se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre el primer elemento de soporte y el segundo elemento de soporte para proporcionar la docilidad de la disposición de enlace al menos en una primera dirección torsional a lo largo de la dirección circunferencial.

Por este medio, se puede lograr una conexión torsionalmente dócil muy simple y fiable. Además, el elemento de resorte se puede sintonizar fácilmente a la frecuencia resonante de reducción deseada. Además, en los casos en los que se utilizan discos de freno como masas de reducción de vibraciones torsionales, el elemento de resorte se puede configurar fácilmente de modo que se proporcione un soporte adecuado a los momentos de frenado (máximos) a través de la al menos una disposición de enlace torsional exclusivamente por la contrafuerza elástica del elemento(s) de resorte. Por lo tanto, en estos casos, no se necesitan topes adicionales (entre el disco de freno y la unidad de

ruedas) para transmitir dichos momentos de frenado.

Se apreciará que un único elemento de resorte que funcione en ambas direcciones (circunferenciales) puede ser suficiente. Sin embargo, con otras realizaciones preferidas de la invención, la disposición de enlace torsional comprende un tercer elemento de soporte y un segundo elemento de resorte. El tercer elemento de soporte se conecta al otro de la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas de manera rígida en la dirección circunferencial, mientras que el segundo elemento de resorte se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre el primer elemento de soporte y el tercer elemento de soporte para proporcionar la docilidad en la dirección circunferencial de la disposición de enlace torsional en una segunda dirección torsional opuesta a la primera dirección torsional.

Tal configuración es particularmente adecuada para soluciones de sustitución donde los bloques deslizantes convencionales (que permiten la expansión térmica radial mutua entre el disco de freno y la rueda) se sustituyen por una disposición de enlace torsional para transformar los discos de freno convencionales en masas de reducción de vibración torsional en el sentido de la presente invención. Tal configuración es particularmente beneficiosa ya que prácticamente no requiere ninguna modificación notable del diseño estructural convencional.

El respectivo elemento de resorte puede tener cualquier configuración deseada y adecuada. Preferiblemente, el primer elemento de resorte y/o el segundo elemento de resorte se forman por un elemento de resorte plano. Además o como alternativa, el primer elemento de resorte y/o el segundo elemento de resorte se forman por al menos una sección de un elemento generalmente en forma de anillo, integrando el elemento generalmente en forma de anillo, en particular, al menos una parte del primer soporte y/o integrando al menos una parte del segundo elemento de soporte. Esto permite diseños particularmente simples que, además, son muy adecuados para sustituir los bloques deslizantes convencionales en soluciones de sustitución como se han descrito anteriormente. Dichos elementos generalmente en forma de anillo que integran al menos parte del primer elemento de soporte pueden, por ejemplo, formarse por un rebaje generalmente en forma de C dentro del elemento de resorte.

Con otras realizaciones preferidas de la invención, el primer elemento de resorte y/o el segundo elemento de resorte se forman por un elemento de resorte plano conectado de forma liberable con el primer elemento de soporte y/o el segundo elemento de soporte. Esta configuración también es particularmente adecuada para sustituir dichos bloques deslizantes convencionales. En particular, el bloque deslizante convencional solo tiene que ser recortado lateralmente para proporcionar suficiente espacio para sujetar y recibir el respectivo elemento de resorte. Por lo tanto, la transformación de una disposición de disco de freno convencional de este tipo en una configuración de reducción de vibración torsional puede implementarse de una manera muy sencilla.

Como se ha mencionado anteriormente, preferiblemente, una rigidez del primer elemento de resorte y/o el segundo elemento de resorte se selecciona de tal manera un momento torsional máximo a transmitir durante el funcionamiento de la unidad de tren de rodadura alrededor del eje de rotación entre la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas se toma exclusivamente por deformación elástica del elemento de resorte de la al menos una disposición de enlace torsional. Por lo tanto, no hay necesidad de topes bruscos entre la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas para transmitir tales momentos torsionales.

Preferiblemente, se selecciona una rigidez del primer elemento de resorte y/o del segundo elemento de resorte de tal manera que un momento torsional máximo a transmitir durante el funcionamiento de la unidad de tren de rodadura alrededor del eje de rotación entre la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas provoque una desviación máxima del elemento de resorte, en particular, en la dirección torsional, en menos de 1,0 mm, preferiblemente menos de 0,5 mm, más preferiblemente de 0,1 mm a 0,05 mm. Por este medio, pueden lograrse configuraciones muy compactas, que pueden integrarse fácilmente en diseños de unidad de ruedas convencionales.

Con realizaciones preferidas de la invención, la disposición de enlace torsional permite la expansión térmica mutua entre la masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas de manera similar a los bloques deslizantes convencionales. Por lo tanto, preferiblemente, la disposición de enlace torsional se configura para permitir la expansión inducida térmicamente en la dirección radial entre la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales y la unidad de ruedas.

En general, la disposición de enlace torsional puede tener cualquier diseño deseado y adecuado. Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, que tienen un diseño particularmente simple y robusto pero flexible, la disposición de enlace torsional comprende una unidad de elemento laminar que comprende al menos un elemento laminar que integra al menos una parte del primer elemento de resorte y/o al menos una parte del segundo elemento de resorte y al menos una parte del primer elemento de soporte y/o al menos una parte del segundo elemento de soporte.

Se apreciará que el elemento laminar puede ser de cualquier material deseado y adecuado. Preferiblemente, el al menos un elemento laminar es un elemento de chapa metálica, lo que produce un componente muy simple de fabricar. Preferiblemente, el al menos un elemento laminar se corta, en particular, se troquea y/o corta con láser y/o corta con chorro de agua para formar el primer elemento de resorte y/o el segundo elemento de resorte.

Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la unidad de elemento laminar comprende una pluralidad de

elementos laminares apilados a lo largo de la dirección axial para formar la disposición de enlace. Esta configuración tiene la gran ventaja de que el desplazamiento en las frecuencias resonantes de reducción (primera y segunda) puede obtenerse simplemente a través de un número diferente de tales elementos laminares utilizados para la disposición de enlace respectiva. Además, se puede obtener una sintonización fina particularmente precisa de la frecuencia resonante de reducción respectiva utilizando elementos laminares de diferente grosor.

Por lo tanto, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a la unidad de ruedas a través de al menos una primera disposición de enlace torsional y la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a la unidad de ruedas a través de al menos una segunda disposición de enlace torsional, comprendiendo la primera disposición de enlace torsional un número diferente de elementos laminares apilados a lo largo de la dirección axial que la segunda disposición de enlace torsional para proporcionar el desplazamiento entre la primera frecuencia resonante de reducción y la segunda frecuencia resonante de reducción.

Se apreciará que la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales puede montarse de cualquier forma deseada y adecuada en la unidad de ruedas. Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a un elemento de banda de la unidad de ruedas en un primer lado axial del elemento de banda y la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acopla a la unidad de ruedas en un segundo lado axial del elemento de alma, mientras que la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales se acoplan a lo largo de la dirección axial mediante una disposición de enlace axial. Mediante esta disposición de enlace axial es posible, por ejemplo, ajustar la fuerza de contacto entre la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales y el elemento de alma, definiendo así la característica de amortiguamiento por fricción y, por lo tanto, la ampliación de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase efectiva, como se ha esbozado anteriormente.

El elemento de alma mencionado anteriormente puede ser cualquier elemento de alma que permita la conexión adecuada de la masa de reducción de vibraciones torsionales. Por ejemplo, puede ser un elemento de alma montado en el vástago y que lleva uno o más discos de freno como masas de reducción de vibraciones torsionales. Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, el elemento de alma es un elemento de alma de la rueda.

Preferiblemente, la disposición de enlace axial permite el movimiento torsional entre la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales y el elemento de alma alrededor de la dirección axial, de modo que la oscilación en contrafase individual adecuada de la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales es activada sin más esfuerzo.

Se apreciará que la propia disposición de enlace axial puede proporcionar cierta docilidad en la dirección circunferencial (es decir, alrededor del eje de rotación). En realizaciones de la invención especialmente fáciles de fabricar, la disposición de enlace axial se acopla con el elemento de alma de manera torsionalmente rígida alrededor del eje de rotación.

Como se ha mencionado anteriormente, se pueden proporcionar más de dos unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales para cubrir más uniformemente una amplia banda de frecuencias de reducción de vibraciones torsionales. Por lo tanto, con ciertas realizaciones preferidas de la invención, se proporciona al menos una tercera unidad de masa para reducción de vibraciones torsionales, comprendiendo la tercera unidad de masa para reducción de vibraciones torsionales una tercera masa para reducción de vibraciones torsionales acoplada a la unidad de ruedas de una manera torsionalmente dócil alrededor del eje de rotación. La tercera masa de reducción de vibraciones torsionales se configura para oscilar alrededor del eje de rotación en contrafase con respecto a un componente de la unidad de ruedas, en particular, con respecto a la rueda, para reducir la vibración torsional de la unidad de ruedas. La tercera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales define una tercera frecuencia resonante de reducción de la oscilación en contrafase de la tercera masa de reducción de vibraciones torsionales, en donde la tercera frecuencia resonante de reducción es del mismo orden que la primera frecuencia resonante de reducción y tiene un desplazamiento intencional adicional de la primera frecuencia resonante de reducción y/o de la segunda frecuencia resonante de reducción.

Aquí también, el desplazamiento intencional adicional supera preferiblemente un desplazamiento provocado por las tolerancias de fabricación máximas definidas para la unidad de tren de rodadura. Además o como alternativa, el desplazamiento intencional entre la primera frecuencia resonante de reducción y la segunda frecuencia resonante de reducción es un primer desplazamiento intencional y el desplazamiento intencional adicional es un segundo desplazamiento, siendo el segundo desplazamiento del 10% al 90%, preferiblemente del 25% al 75%, más preferiblemente 40% a 60%, de la primera frecuencia resonante de reducción. Por este medio, se puede lograr una cobertura particularmente uniforme de una amplia banda de frecuencias de reducción de vibraciones torsionales.

Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la tercera frecuencia resonante de reducción se ubica entre la primera frecuencia resonante de reducción y la segunda frecuencia resonante de reducción. Esto también proporciona la cobertura uniforme de una amplia banda de frecuencias de reducción de vibraciones torsionales.

La presente invención se refiere además a un tren de rodadura, en particular para un vehículo sobre raíles, con al

menos una unidad de tren de rodadura según la invención. De este modo, las variantes y ventajas de la unidad de tren de rodadura según la invención, tal como se ha esbozado anteriormente, pueden materializarse en la misma medida, de manera que se hace referencia hasta ahora a las explicaciones dadas anteriormente.

5 Finalmente, de acuerdo con otro aspecto, la presente invención se refiere además a un método para montar un disco de freno en una unidad de ruedas de una unidad de tren de rodadura, en particular para un vehículo sobre raíles, comprendiendo la unidad de tren de rodadura una unidad de ruedas y un primer freno de disco, comprendiendo la unidad de ruedas un vástago de unidad de ruedas y al menos una rueda configurada para rodar sobre una vía, definiendo el vástago de unidad de ruedas un eje de rotación, y definiendo el eje de rotación una dirección axial y una dirección radial de la unidad de ruedas y una dirección torsional alrededor del eje de rotación. El método comprende
10 acoplar la rueda al vástago de unidad de ruedas, en particular, de manera torsionalmente rígida alrededor del eje de rotación. El método comprende además acoplar el primer disco de freno a la rueda. El método comprende además ubicar un elemento intermedio, en particular un elemento laminar intermedio, entre el primer disco de freno y la rueda en una ubicación de contacto entre el primer disco de freno y la rueda.

15 Con este método, las variantes y ventajas de la invención que se pueden haber esbozado anteriormente en el contexto de la unidad de tren de rodadura según la invención se pueden realizar en la misma medida, de modo que se hace referencia en la medida en que se hace referencia a las explicaciones dadas anteriormente.

Otras realizaciones preferidas de la invención resultan evidentes a partir de las reivindicaciones dependientes o de la siguiente descripción de realizaciones preferidas que se refiere a los dibujos adjuntos.

Breve descripción de los dibujos

20 la Figura 1 es una vista lateral esquemática de un vehículo sobre raíles con una realización preferida de una unidad de tren de rodadura según la invención;

la Figura 2 es una vista en sección esquemática de la unidad de tren de rodadura del vehículo de la Figura 1;

la Figura 3 es una primera vista esquemática en sección de una parte de la unidad tren de rodadura de la Figura 2 (detalle III de la Figura 2);

25 la Figura 4 es una segunda vista en sección esquemática de una parte de la unidad de tren de rodadura de la Figura 2;

la Figura 5 es una vista en sección esquemática de una parte de la unidad de tren de rodadura de la Figura 2 (a lo largo de la línea V-V de la Figura 3 o 4);

30 la Figura 6 es una vista en sección esquemática de una parte de la unidad de tren de rodadura de la Figura 5 (a lo largo de la línea VI-VI de la Figura 5);

la Figura 7 es un diagrama que ilustra el comportamiento de vibración torsional de una unidad de tren de rodadura de referencia para la unidad de tren de rodadura de la Figura 2;

la Figura 8 es un diagrama que ilustra el comportamiento de vibración torsional de la unidad de tren de rodadura de la Figura 2;

35 la Figura 9 es una vista en sección esquemática de una parte de una realización preferida adicional de la unidad de tren de rodadura según la invención en una vista similar a la de la Figura 5;

la Figura 10 es una vista en perspectiva esquemática de una parte de la unidad de tren de rodadura de la Figura 9;

la Figura 11 es una vista en perspectiva esquemática de otra parte de la unidad de tren de rodadura de la Figura 9;

40 la Figura 12 es una vista en sección esquemática de una parte de una realización preferida adicional de la unidad de tren de rodadura según la invención en una vista similar a la de la Figura 5;

la Figura 13 es una vista esquemática en perspectiva de una parte de la unidad de tren de rodadura de la Figura 12;

la Figura 14 es una vista esquemática en perspectiva de otra parte de la unidad de tren de rodadura de la Figura 12;

Descripción detallada de la invención

Primera realización

45 A continuación, con referencia a las Figuras 1 a 8, se describirá una realización preferida de una unidad de tren de rodadura según la invención por medio de un tren de rodadura según la invención para un vehículo ferroviario 101. El vehículo 101 puede ser un vehículo de un conjunto de trenes y, por lo tanto, puede acoplarse a uno o más vehículos adicionales (no mostrados) del conjunto de trenes. Además, todos o algunos de los vehículos del conjunto de trenes pueden implementar la presente invención como se describe en este documento.

La Figura 1 muestra una vista lateral esquemática del vehículo 101. El vehículo 101 comprende una carrocería de vagón 102, que en la zona de su primer extremo se apoya sobre un tren de rodadura en forma de primer bogie 103 por medio de un primer dispositivo de resorte 104. En la zona de su segundo extremo, la carrocería de vagón 102 es soportada por un segundo dispositivo de resorte 104 en un segundo tren de rodadura en forma de segundo bogie 103. Los bogies 103 tienen un diseño idéntico. Lo mismo se aplica a los dispositivos de resorte 104. Sin embargo, es evidente que la presente invención también se puede usar con otras configuraciones en las que se emplean otros diseños de tren de rodadura.

Para facilitar la comprensión de las explicaciones que siguen, en las Figuras se indica un sistema de coordenadas x, y, z (determinado por el plano de contacto de las ruedas de los bogies 104), en el que la coordenada x indica la dirección longitudinal del vehículo sobre raíles 101, la coordenada y indica la dirección transversal del vehículo sobre raíles 101 y la coordenada z indica la dirección de la altura del vehículo sobre raíles 101.

El bogie 104 comprende dos unidades de tren de rodadura según la invención en forma de juegos de ruedas 105, cada uno de los cuales soporta un bastidor de bogie 106 a través de la suspensión primaria 104.1 del dispositivo de resorte 104. La carrocería de vagón 102 es soportada a través de una suspensión secundaria 104.2 en el bastidor de bogie 106. La suspensión primaria 104.1 y la suspensión secundaria 104.2 se muestran de forma simplificada en la Figura 1 como resortes helicoidales. Sin embargo, es evidente que la suspensión primaria 104.1 o la suspensión secundaria 104.2 pueden ser cualquier dispositivo de resorte adecuado. En particular, la suspensión secundaria 104.2 es preferiblemente una suspensión neumática suficientemente conocida o similar.

En el presente ejemplo, el bogie 104 se configura como una unidad de tracción con sus juegos de ruedas 105 conectados a una unidad de impulsión convencional 107 que impulsa el juego de ruedas 105. La unidad de impulsión 107 comprende un motor conectado a una caja de engranajes, que transmite el par motor MT de manera convencional al vástago de juego de ruedas 105.1 del juego de ruedas 105. Las ruedas 105.2 del juego de ruedas 105 se montan en el vástago de juego de ruedas 105.1 de manera torsionalmente rígida mediante una conexión de encaje a presión, de modo que el par de tracción MT es transmitida a los raíles TR de la vía T, lo que resulta en una fuerza de tracción FT en el punto de contacto de la rueda con el raíl.

El vástago de juego de ruedas 105.1 define un eje de rotación 105.3, que define una dirección axial AD y una dirección radial RD del juego de ruedas 105 así como una dirección torsional TD o una dirección circunferencial CD, respectivamente, alrededor del eje de rotación 105.3.

Se apreciará que lo anterior no solo se aplica a una situación en la que la unidad de impulsión 107 acelera (positivamente) el vehículo. También se aplica en condiciones de transmisión de momentos en las que la unidad de impulsión desacelera (o acelera negativamente, respectivamente) el vehículo 107, p. ej. durante el llamado frenado eléctrico del vehículo.

Sin embargo, se apreciará además que con otras realizaciones de la invención, al menos uno de los juegos de ruedas 105 también puede ser un juego de ruedas no impulsadas. Aquí, tales vibraciones torsionales pueden desarrollarse, en particular, cuando el frenado se produce a través de discos de freno montados en el vástago.

La transferencia de las fuerzas de tracción FT de las ruedas 105.2 a los raíles TR requiere una velocidad relativa entre la rueda 105.2 y los raíles TR. En otras palabras, la velocidad tangencial U de la rueda 105.2 en el punto de contacto de la rueda con el carril debe ser mayor que la velocidad de traslación V de la rueda 105.2. Esta velocidad relativa entre la rueda 105.2 y el raíl TR se denomina velocidad de deslizamiento (o, en algunos casos a continuación, simplemente deslizamiento) $S = U - V$.

La fuerza de tracción efectiva FT en el punto de contacto de la rueda con el carril se calcula como el producto de la fuerza de contacto FC y el factor de adhesión AF en el punto de contacto de la rueda con el carril, es decir, como:

$$FT = AF \cdot FC . \quad (1)$$

La relación característica entre el deslizamiento S y el factor de adhesión AF, por lo tanto, la fuerza de tracción efectiva FT, la denominada característica de adhesión AC, es generalmente conocida. Típicamente, en una primera área operativa OA1 a velocidades de deslizamiento S muy bajas, tiene un gradiente pronunciado en la característica de adhesión AC, aplanándose en una segunda área operativa OA2 a cierto nivel dependiendo del nivel de adhesión disponible entre la rueda 105.2 y el raíl TR. El nivel de adhesión viene definido por las condiciones de contacto entre la rueda 105.2 y el raíl TR, tales como condiciones de contacto seco, condiciones de contacto húmedo, agua u hojas en la vía T, etc. Generalmente, en una tercera área operativa OA3 a niveles de deslizamiento más altos, la adhesión cae con un gradiente negativo siguiendo una forma logarítmica.

El vástago 105.1 que conecta las ruedas 105.2 forma básicamente un resorte torsional entre las dos ruedas 105.2 con una relación de amortiguamiento muy baja. Hay varias disposiciones de acoplamiento diferentes posibles, algunas en las que el acoplamiento entre el motor y el vástago 105.1 es de un tipo de vástago hueco conectado a una de las ruedas, o los llamados eje abrazado o transmisiones semisuspendidas, donde la caja de engranajes se ubica justo al lado de una rueda 105.2. En casos especiales, el acoplamiento se ubica justo en el centro del vástago 105.1 a través de un diseño de vástago hueco. El acoplamiento y la caja de engranajes también actúan como sistema de resorte y

amortiguamiento, de modo que la transmisión es básicamente un sistema de tres masas/resorte con todas sus características dinámicas.

El sistema mecánico del juego de ruedas 105 tiene una relación de amortiguamiento muy baja y, por lo tanto, se excita fácilmente y se lleva a oscilación torsional, lo que se denomina vibración torsional TV. Las ruedas 105.2 entonces oscilan entre sí alrededor del eje de rotación 105.3 del juego de ruedas 105 con una frecuencia entre alrededor de 40 Hz a 120 Hz, dependiendo de las rigideces, las dimensiones y las masas de los componentes del juego de ruedas 105, en particular, de las ruedas 105.2 y del vástago 105.1. Estas rigideces, dimensiones y masas definen una o más frecuencias resonantes de vibración torsional TVRF del juego de ruedas 105.

Aparentemente, durante el funcionamiento del vehículo ferroviario 101, las dimensiones y masas de los componentes del juego de ruedas 105 experimentan cambios relacionados con el desgaste. En particular, las superficies de contacto con los raíles de las ruedas 105.2 se desgastan en una cantidad considerable, reduciendo así tanto la masa como el diámetro de la rueda. Esto provoca una modificación de las frecuencias resonantes de vibración torsional TVRF del juego de ruedas 105 a lo largo de su vida útil, como se explicará con mayor detalle a continuación.

Como las ruedas 105.2 se exponen a las diferentes características de adhesión, esta oscilación se comporta de manera diferente, dependiendo del punto de funcionamiento OP de la respectiva característica de adhesión. En el área operativa OA1, el gradiente es positivo, es decir, la energía de deslizamiento actúa como amortiguador y no es posible una oscilación torsional de las ruedas 105.2.

En el área operativa OA2, el gradiente es sustancialmente cero. En este punto, todavía no se inicia una oscilación torsional, pero tal punto de funcionamiento con máxima adhesión es difícil de mantener con el sistema de control de tracción. El vástago 105.1 tiende a deslizarse hacia el área operativa OA3 con su pendiente negativa. Tal gradiente negativo de la característica de adhesión actúa como amortiguador con una característica negativa, que es igual a una excitación activa de cualquier oscilación del sistema mecánico.

Al atravesar el área operativa OA2 en la característica de adhesión, la fuerza de adhesión cambia y, con un sistema mecánico asimétrico como se muestra en la Figura 2, la naturaleza del sistema da un inicio de la oscilación torsional TV. La oscilación torsional o vibración torsional TV de las ruedas 105.2 comienza y se propaga entonces.

Típicamente, hay un crecimiento exponencial (en el tiempo t) de la amplitud MTVA del par oscilante MTV que actúa dentro del vástago 105.1 como resultado de la vibración torsional TV. El crecimiento exponencial de la amplitud MTVA depende de la inercia de las ruedas 105.2 y del motor 107.1 y de la rigidez del vástago 105.1, así como del tipo de disposición, en particular, en qué posición del vástago 105.1 se introduce el par de torsión del motor.

Como puede verse, en particular, en la Figura 3, para contrarrestar pasivamente esta vibración torsional TV, se proporciona una primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 y una segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 109, cuyo funcionamiento se explicará con mayor detalle a continuación, en particular con referencia a las Figuras 7 y 8.

La primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 comprende una primera masa de reducción de vibraciones torsionales en forma de primer disco de freno 108.1 acoplado al juego de ruedas 105, más precisamente a la rueda 105.2, de manera torsionalmente dócil alrededor del eje de rotación 105.3. De manera similar, la segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 109 comprende una segunda masa de reducción de vibraciones torsionales en forma de segundo disco de freno 109.1 también acoplado al juego de ruedas 105, más precisamente a la rueda 105.2 de manera torsionalmente dócil alrededor del eje de rotación.

Para mostrar el efecto de las unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 y 109, la Figura 7 muestra primero la respuesta de vibración torsional a la excitación de vibración torsional VE en un juego de ruedas de referencia convencional sin tales unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales.

El juego de ruedas de referencia corresponde al juego de ruedas 105 (en un estado nuevo, sin desgaste), pero tiene los discos de freno 108.1 y 109.1 acoplados de manera torsionalmente rígida a la rueda 105.2. En la Figura 7, el diagrama 110.1 muestra la respuesta de vibración torsional en el primer disco de freno 108.1, el diagrama 110.2 muestra la respuesta de vibración torsional en el segundo disco de freno 109.1 y el diagrama 110.3 muestra la respuesta de vibración torsional en la rueda 105.2. Más precisamente, la respuesta de vibración torsional respectiva está representada por la aceleración circunferencial máxima respectiva CA detectada en el componente respectivo y sobre la frecuencia de excitación EF.

Como se puede ver en la Figura 7, el juego de ruedas de referencia sin desgaste presenta una resonancia de vibración torsional pronunciada TVR a una frecuencia de resonancia de vibración torsional de alrededor de $TVRF_{\text{sin desgaste}} = 84$ Hz. Debido al acoplamiento rígido, se aplica lo mismo al primer y segundo disco de freno 108.1 y 109.1. Además, como se indica en la Figura 7 mediante el contorno discontinuo 110.4, durante la vida útil del juego de ruedas, debido a los efectos relacionados con el desgaste, como se ha esbozado anteriormente, la respuesta de vibración torsional sufre cambios notables que desplazan la respuesta hacia frecuencias más altas.

Con el juego de ruedas 105 de la presente realización (y contrariamente al juego de ruedas de referencia), el primer

disco de freno 108.1 y el segundo disco de freno 109.1 se configuran y disponen para oscilar de manera mutuamente independiente alrededor del eje de rotación 105.3 en contrafase con respecto a la rueda 105.2 para reducir la vibración torsional general TV del juego de ruedas 105.

La Figura 8 muestra la respuesta de vibración torsional en el juego de ruedas 105 (en un estado nuevo, sin desgaste) a la excitación de vibración torsional VE, es decir, una excitación que es idéntica a la excitación VE utilizada para el juego de ruedas de referencia (como se describe en el contexto de la Figura 7). En la Figura 8, el diagrama 111.1 muestra la respuesta de vibración torsional en el primer disco de freno 108.1, el diagrama 111.2 muestra la respuesta de vibración torsional en el segundo disco de freno 109.1 y el diagrama 111.3 muestra la respuesta de vibración torsional en la rueda 105.2. Nuevamente, la respuesta de vibración torsional respectiva está representada por la aceleración circunferencial máxima respectiva CA detectada en el componente respectivo sobre la frecuencia de excitación EF.

Como se puede ver claramente en el diagrama 111.1 de la Figura 8, la primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 con el primer disco de freno 108.1 exhibe una primera frecuencia resonante de reducción (primer orden) RRF1 de su oscilación en contrafase, que se ubica en el área de $RRF1 = 84 \text{ Hz}$, es decir, una primera frecuencia resonante de reducción RRF1 que está en el área de la frecuencia de resonancia de vibración torsional $TVRF_{\text{sin desgaste}}$ del juego de ruedas sin desgaste 105 (ver diagrama 110.3 de la Figura 7).

Por lo tanto, en otras palabras, en el presente ejemplo, la primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 se sintoniza a un estado sin desgaste del juego de ruedas 105 (es decir, a una primera frecuencia resonante torsional $TVRF1 = TVRF_{\text{sin desgaste}} = 84 \text{ Hz}$ del juego de ruedas 105), de modo que en el juego de ruedas 105 se logra una reducción pasiva eficiente de la vibración torsional en este estado nuevo o sin desgaste, como puede verse en el diagrama 111.3. Más precisamente, el diagrama 111.3 muestra claramente que la vibración torsional en el juego de ruedas 105 se reduce considerablemente a un máximo de solo alrededor del 42% de la vibración torsional del juego de ruedas de referencia con la misma excitación.

Como puede verse además en el diagrama 111.2 de la Figura 8, la segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 109 presenta una segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 de la oscilación en contrafase del segundo disco de freno 109.1, que es del mismo orden (es decir, también de primer orden) que la primera frecuencia resonante de reducción RRF1, pero tiene un desplazamiento intencional ΔRRF de la primera frecuencia resonante de reducción RRF1. Más precisamente, la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 se ubica en el área de $RRF2 = 92 \text{ Hz}$ (es decir, $\Delta RRF = 8 \text{ Hz}$).

En el presente ejemplo, la segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 109 se sintoniza a un estado completamente desgastado (posterior) del juego de ruedas 105, donde el operador del vehículo 101 requiere el cambio de las ruedas 105.2. En este estado completamente desgastado, el juego de ruedas 105 exhibe una vibración torsional pronunciada a una segunda frecuencia resonante torsional aumentada $TVRF2 = TVRF_{\text{desgastado}} = 92 \text{ Hz}$, de manera que se produce una brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas de aproximadamente $LRFG = 8 \text{ Hz}$ entre $TVRF_{\text{sin desgaste}}$ y $TVRF_{\text{desgastado}}$. Por lo tanto, con la presente realización, también se obtiene una reducción eficiente de la vibración torsional pasiva en este último momento del ciclo de vida del juego de ruedas 105.

Se apreciará que, en la presente realización, el desplazamiento intencional ΔRRF supera clara y pronunciadamente un desplazamiento provocado por las máximas tolerancias de fabricación definidas para el tren de rodadura 103, en particular definidas para el juego de ruedas 105. Tal desplazamiento provocado por las máximas tolerancias de fabricación típicamente estaría muy por debajo de 1 Hz .

Por lo tanto, con la presente realización, la reducción eficiente de la vibración torsional durante un período prolongado de tiempo o uso, respectivamente, del vehículo 101 se logra mediante este desplazamiento ΔRRF intencional y notable entre la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 y la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2. Por lo tanto, de una manera muy simple, el sistema pasivo de reducción de vibraciones de la presente realización es eficiente en más de un estado en el ciclo de vida del juego de ruedas 105.

En el presente ejemplo, la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 difiere de la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas $TVRF1$ en menos del 5%. Lo mismo se aplica a la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2, que difiere de la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas $TVRF2$ también en menos del 5%. Sin embargo, se apreciará que con otras ciertas realizaciones preferidas de la invención, la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 puede diferir de la primera frecuencia resonante de unidad de ruedas $TVRF1$ en un 50% como máximo, preferiblemente en un 25% como máximo, más preferiblemente como máximo de un 5% a un 15% como máximo, de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas LRFG, para proporcionar una reducción adecuada y elevada de vibración torsional en la parte inicial del ciclo de vida de la unidad de ruedas 105. Además o como alternativa, se prevé que la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 difiera de la segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas $TVRF2$ en un 50% como máximo, preferiblemente en un 25% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas LRFG, para proporcionar una reducción adecuada y elevada de la vibración torsional en la parte terminal del ciclo de vida del juego de ruedas 105.

Además, en el presente ejemplo, la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 difiere de la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 en aproximadamente el 100% de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas LRFG. Sin embargo, con otras realizaciones de la invención, se puede prever que la segunda frecuencia resonante de reducción RRF1 difiera de la primera frecuencia resonante de reducción RRF2 de un 20% a un 100%, preferiblemente de un 30% a un 80%, más preferiblemente de un 40% a un 70%, de la brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas LRFG, con el fin de proporcionar una reducción adecuada y elevada de la vibración torsional en una banda de frecuencia de vibración torsional comparativamente grande.

En este contexto, se apreciará que, en el presente ejemplo con el sistema de impulsión eléctrico 107, el frenado eléctrico (o regenerativo) se utiliza como tipo principal o tipo preferido de freno de servicio, de manera que los discos de freno 108.1 y 109.1 rara vez se utilizan durante el funcionamiento del vehículo 101, es decir, típicamente únicamente en situaciones de frenado de emergencia. Por lo tanto, tales discos de freno 108.1 y 109.1 son muy adecuados para proporcionar reducción de vibraciones torsionales en la mayoría de las condiciones operativas del vehículo 101, en particular en todas las situaciones de frenado eléctrico en las que no se hace uso de los discos de freno 108.1 y 109.1.

Además, en el presente ejemplo, la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 difiere de la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 en aproximadamente un 9,5% de la primera frecuencia resonante de reducción RRF1. Con ciertas realizaciones de la invención, la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 también puede diferir de la primera frecuencia resonante de reducción en al menos un 2%, preferiblemente entre un 5% y un 25%, más preferiblemente entre un 10% y un 20%, de la primera frecuencia resonante de reducción RRF1.

En el presente ejemplo, la conexión torsionalmente dócil que permite la oscilación en contrafase entre el respectivo disco de freno 108.1 y 109.1 y la rueda 105.2 se logra cada uno a través de una pluralidad de ocho disposiciones de enlace torsional 112 y 113, respectivamente, distribuidos uniformemente a lo largo de la dirección circunferencial. CD del respectivo disco de freno 108.1 y 109.1 (véase, en particular, la Figura 1). Se apreciará, sin embargo, que con otras realizaciones de la invención, se puede seleccionar cualquier otro número deseado de dichas disposiciones 112, 113 de enlace torsional, en particular, en función de la docilidad torsional a lograr.

En el presente ejemplo, las primeras disposiciones de enlace torsional 112 (para el primer disco de freno 108.1) y las segundas disposiciones de enlace torsional 113 (para el segundo disco de freno 109.1) son en gran medida idénticas, de modo que su funcionalidad se describirá principalmente a modo de ejemplo de una de las primeras disposiciones de enlace 112 y únicamente se hará referencia con mayor detalle a las diferencias.

La respectiva disposición de enlace torsional 112 es dócil en la dirección circunferencial CD en el presente ejemplo, es una disposición de bloque deslizante convencional modificada. Tales disposiciones convencionales de bloques deslizantes se proporcionan típicamente para permitir la expansión térmica mutua (inducida por el calor de frenado) entre el disco de freno y la rueda durante el funcionamiento.

Como puede verse particularmente bien en la Figura 5, la disposición de enlace torsional 112, en el presente ejemplo, comprende un primer elemento de soporte en forma de elemento de bloque deslizante 112.1, un segundo elemento de soporte en forma de primer elemento de hombro 112.2, un tercer elemento de soporte en forma de segundo elemento de hombro 112.3, un primer elemento de resorte 112.4 y un segundo elemento de resorte 112.5.

El elemento de bloque deslizante 112.1 se conecta a la rueda 105.2, más precisamente a su sección de alma 105.4, por un elemento de perno 114, que se inserta (sustancialmente sin juego) en un orificio 105.6 dentro de la sección de alma 105.4, para proporcionar una conexión que es sustancialmente rígida en la dirección circunferencial CD.

Como puede verse mejor en la Figura 4 (que muestra la parte del juego de ruedas 105 de la Figura 3 con los bloques deslizantes indicados únicamente por los contornos discontinuos 112 y 113), el primer elemento de hombro 112.2 y el segundo elemento de hombro 112.3 se forman por un rebaje radial 108.2 (que forma dos superficies de hombro sustancialmente paralelas) dentro de una protuberancia axial 108.3 del primer disco de freno 108.1, que recibe el elemento de bloque deslizante 112.1 junto con los elementos de resorte 112.4 y 112.5, de modo que un soporte sustancialmente rígido en ambas direcciones de rotación a lo largo de la dirección circunferencial CD se forma dentro del primer disco de freno 108.1.

En el presente ejemplo, la protuberancia axial 108.3 es una protuberancia generalmente en forma de anillo del disco de freno 108.1, que solo está interrumpida por los (ocho) rebajes 108.2 a lo largo de su circunferencia. Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención, se puede proporcionar una configuración con una pluralidad de protuberancias similares a nervaduras (como se indica en la Figura 9 mediante los contornos 108.4 de doble punto y línea discontinua). En este caso, el rebaje 108.2 que forma las superficies de hombro de los elementos de hombro 112.2 y 112.3 se ubica entonces entre dos de estas protuberancias 108.4 (cada una formando uno de los elementos de hombro 112.2 y 112.3).

El primer elemento de resorte 112.4 se inserta de forma extraíble en un receptáculo 112.6 dentro del elemento de bloque deslizante 112.1, de modo que cada uno de sus extremos descansa contra el elemento de bloque deslizante 112.1 pero no contacta con el primer elemento de hombro 112.2. Por el contrario, la sección central del primer elemento de resorte 112.4 (bajo cierta tensión previa definida) topa contra el primer elemento de hombro 112.2 asociado. Entre la sección central del primer elemento de resorte 112.4 y el elemento de bloque deslizante 112.1 se forma un pequeño

intersticio G, de modo que no contactan en esta área. Por lo tanto, el primer elemento de resorte 112.4 se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre el elemento de bloque deslizante 112.1 y el primer elemento de hombro 112.2 para proporcionar docilidad a la disposición de enlace 112 en una primera dirección torsional a lo largo de la dirección circunferencial CD.

5 De manera similar, el segundo elemento de resorte 112.5 se inserta de forma extraíble en un receptáculo 112.7 dentro del elemento de bloque deslizante 112.1, de modo que cada uno de sus extremos descansa contra el elemento de bloque deslizante 112.1 pero no contacta con el segundo elemento de hombro 112.3. Nuevamente, la sección central del segundo elemento de resorte 112.5 (bajo cierta tensión previa definida) topa contra el segundo elemento de hombro 112.3 asociado. Nuevamente, entre la sección central del segundo elemento de resorte 112.5 y el elemento de bloque
10 deslizante 112.1 se forma un pequeño intersticio G, de modo que no toquen en esta área. Por lo tanto, también el segundo elemento de resorte 112.5 se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre el elemento de bloque deslizante 112.1 y el segundo elemento de hombro 112.3 para proporcionar la docilidad de la disposición de enlace 112 en la otra segunda dirección torsional a lo largo de la dirección circunferencial CD.

15 Por este medio, se logra una conexión torsionalmente dócil muy simple y fiable, mientras que los elementos de resorte 112.4 y 112.5 están fácilmente disponibles para ser sintonizados a la frecuencia resonante de reducción RRF1 deseada como se ha descrito anteriormente.

El respectivo elemento de resorte 112.4, 112.5 puede tener básicamente cualquier configuración deseada y adecuada. En la presente realización, los elementos de resorte 112.4, 112.5 se forman por un elemento de resorte plano que tiene una superficie de contacto ligeramente curvada con la superficie de hombro del elemento de hombro asociado
20 112.2, 112.3 (para permitir un movimiento de deslizamiento relativo sustancialmente sin obstáculos a lo largo de la dirección radial RD durante la expansión térmica del disco de freno 108.1 como se indica mediante los contornos discontinuos en la Figura 5). Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención se puede elegir cualquier otro tipo y/o geometría adecuada del elemento de resorte siempre que se logre la oscilación en contrafase requerida.

25 Además, en el presente ejemplo, los elementos de resorte 112.4 y 112.5 se configuran de tal manera que el soporte adecuado del primer disco de freno 108.1 a los momentos de frenado (máximos) se proporciona a través de las disposiciones de enlace torsional 112 exclusivamente por la contrafuerza elástica de los elementos de resorte 112.4 y 112.5. Por lo tanto, en el presente ejemplo, no se necesitan topes adicionales o similares (entre el disco de freno 108.1 y la rueda 105.2) para transmitir tales momentos de frenado.

30 Por lo tanto, en el presente ejemplo, incluso bajo tales pares de frenado máximos, el pequeño intersticio G no se cierra (pero mantiene cierta anchura distinta de cero). Más precisamente, para lograr esto, la rigidez del respectivo elemento de resorte 112.4, 112.5 se configura de tal manera que la desviación (en la dirección circunferencial CD) de la sección central del respectivo elemento de resorte 112.4, 112.5 desde el estado neutral (como se muestra, en particular, en las Figuras 5 y 6) bajo el par máximo de frenado $MB_{\text{máx}}$ (previsible durante el funcionamiento normal) es de
35 aproximadamente 0,1 mm, mientras que el intersticio G en el estado neutro es ligeramente superior a 0,1 mm.

Como se ha mencionado anteriormente, las primeras disposiciones de enlace torsional 112 y las segundas disposiciones de enlace torsional 113 son en gran parte idénticas. Más precisamente, la disposición de enlace torsional 113, en el presente ejemplo, también comprende un primer elemento de soporte en forma de elemento de bloque
40 deslizante 113.1, un segundo elemento de soporte en forma de primer elemento de hombro 113.2, un tercer elemento de soporte en forma de segundo elemento de hombro 113.3, primer elemento de resorte 113.4 y segundo elemento de resorte 113.5. La única diferencia con respecto a la primera disposición de enlace torsional 112 radica en el hecho de que los elementos de resorte 113.4, 113.5 se sintonizan a la segunda frecuencia resonante de reducción deseada RRF2 como se ha descrito anteriormente.

45 Se apreciará que, en el presente ejemplo, la sintonización respectiva a la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 y la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 se realiza exclusivamente a través de la rigidez de los elementos de resorte 112.4, 112.5 y los elementos de resorte 113.4, 113.5 en la dirección circunferencial CD. Sin embargo, con otras realizaciones de la invención, además o como alternativa, la sintonización puede realizarse a través de la masa y/o la geometría de los discos de freno 108.1, 109.1, respectivamente (es decir, a través del momento de inercia de la contrafase oscilante masas alrededor del eje de rotación 105.3).

50 Se apreciará que la presente configuración es particularmente adecuada para soluciones de sustitución o instalación posterior donde los bloques deslizantes convencionales (que permiten la expansión térmica radial mutua entre el disco de freno y la rueda) se sustituyen por las unidades de enlace 120, 121 (formadas por los elementos 112.1, 113.1 y resortes asociados 112.4, 112.5, 113.4, 113.5, respectivamente) de tales disposiciones de enlace torsional 112, 113 para transformar los discos de freno convencionales 108.1, 109.1 en masas de reducción de vibraciones torsionales.
55 Tal configuración es particularmente beneficiosa ya que prácticamente no requiere ninguna modificación notable del diseño estructural convencional.

Como se desprende de los diagramas 111.1 y 111.2 de la Figura 8, en el presente ejemplo, se proporciona desafinación de la frecuencia de la oscilación en contrafase del respectivo disco de freno 108.1 y 109.1 para ampliar

la banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB en el que la respectiva unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 y 109 proporciona una reducción de vibración torsional apreciable y suficiente (como puede verse en los diagramas 111.1 y 111.2 de la Figura 8).

Se apreciará que la cantidad de reducción de vibración torsional a lograr dentro de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB puede variar en función de la amplitud de la vibración torsional en el juego de ruedas 105. Preferiblemente, la oscilación en contrafase, en la respectiva banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB, proporciona una reducción de la vibración torsional del juego de ruedas 105 en al menos un 40%, preferiblemente al menos un 50%, más preferiblemente al menos un 65%, en comparación con un estado de referencia, donde los discos de freno 108.1, 109.1 faltan o se acoplan de manera torsionalmente rígida a la rueda 105.2. En estos casos se puede lograr una reducción particularmente favorable de la vibración torsional. Además, en el presente ejemplo, el ancho de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB es más del 30% de la brecha de frecuencia resonante de vida útil LRFG.

Para lograr una oscilación en contrafase de banda ancha adecuada, se proporciona un amortiguamiento correspondiente de la oscilación en contrafase del respectivo disco de freno 108.1 y 108.9 acoplando este último a la sección de alma 105.4 de la rueda 105.2 a través de un enlace de amortiguamiento 115 que proporciona amortiguamiento de la oscilación en contrafase.

En la presente realización, el enlace de amortiguamiento 115 incluye un contacto con fricción entre el respectivo disco de freno 108.1, 109.1 y la rueda 105.2, más precisamente, la sección de alma 105.4. En la presente realización, el contacto con fricción tiene lugar a través de un elemento intermedio en forma de un elemento laminar 116 generalmente en forma de anillo ubicado axialmente entre el respectivo disco de freno 108.1, 109.1 y la rueda 105.2 y conectado de manera torsionalmente rígida a la rueda 105.2 por los elementos de perno 114 (que se extienden sustancialmente sin juego a través de rebajes coincidentes dentro del elemento laminar 116). El respectivo elemento laminar presenta una primera superficie de contacto 116.1 que contacta con el correspondiente disco de freno 108.1, 109.1 y una segunda superficie de contacto 116.2 que contacta con la rueda 105.2.

Se apreciará que, con otras realizaciones de la invención, el elemento intermedio 116 también puede montarse de forma diferente. En particular, se puede conectar de manera torsionalmente rígida con el respectivo disco de freno 108.1, 109.1, siendo móvil en dirección circunferencial con respecto a la rueda 105.2. Además, también puede ser móvil en la dirección circunferencial con respecto tanto a la rueda 105.2 como al respectivo disco de freno 108.1, 109.1.

Además, con ciertas variantes, en particular, con variantes donde la protuberancia axial del disco de freno 108.1 se forma por protuberancias en forma de nervadura 108.4 (véase la Figura 5), el elemento intermedio se puede formar por elementos en forma de caperuza que solo cubren la sección final de la protuberancia 108.3 o 108.4, respectivamente.

En el presente ejemplo, cada enlace de amortiguamiento 115 incluye un emparejamiento de superficies de contacto 115.1 que define una característica de amortiguamiento por fricción FDC del enlace de amortiguamiento 115 y permite una sintonización fina muy simple y precisa de la característica de amortiguamiento por fricción FDC y, por lo tanto, del ancho de banda de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB. El emparejamiento de superficies de contacto 115.1 se forma por la primera superficie de contacto 116.1 y la correspondiente superficie de contacto del disco de freno 108.5, 109.5 formada en el extremo axial de cada protuberancia 108.3, 109.3 del respectivo disco de freno 108.1, 109.1.

Sin embargo, se apreciará que con otras variantes, el contacto con fricción que proporciona la funcionalidad del enlace de amortiguamiento también se puede formar directamente entre el disco de freno 108.1, 109.1 y la rueda 105.2. Se apreciará además que, con otras variantes, se puede proporcionar uno o más elementos intermedios adicionales (eventualmente incluso de diseño sustancialmente idéntico) entre el disco de freno 108.1, 109.1 y la rueda 105.2 (como se indica en la Figura 3 mediante el contorno discontinuo) 116.3. Aquí, las condiciones de contacto en el emparejamiento de contacto respectivo pueden seleccionarse de tal manera que el movimiento de fricción de amortiguamiento tenga lugar en un emparejamiento de superficies definido, por ejemplo, entre dos elementos intermedios.

En el presente ejemplo, el emparejamiento de superficies de contacto 115.1 comprende una superficie de contacto reductora de fricción, que se configura para reducir el coeficiente de fricción que prevalece en el emparejamiento de superficies de contacto 115.1 en comparación con el coeficiente de fricción que prevalece en el emparejamiento de contacto entre la sección de alma 105.4 y el elemento laminar intermedio 116. Además, esta superficie de contacto reductora de fricción se configura para reducir el coeficiente de fricción que prevalece en el emparejamiento de superficies de contacto 115.1 en comparación con una situación de referencia en la que la superficie de contacto del disco de freno respectivo 108.5, 109.5 contactaría directamente con la sección de alma 105.4 (es decir, una situación de contacto de referencia sin dicho elemento intermedio 116).

En el presente ejemplo, la superficie de contacto reductora de fricción se forma por la superficie de contacto 116.1 del elemento intermedio 116. Más precisamente, la superficie reductora de fricción 116.1 comprende un material reductor

de fricción en forma de un recubrimiento reductor de fricción que comprende molibdeno, que además proporciona reducción de la corrosión por fricción. Se apreciará que se puede utilizar cualquier material reductor de fricción deseado y adecuado para dicho recubrimiento o el elemento laminar intermedio 116. Preferiblemente, en el caso del elemento laminar intermedio 116, el material reductor de fricción comprende acero inoxidable.

5 Cabe señalar en este contexto que la superficie de contacto reductora de fricción tiene la ventaja específica de que permite una oscilación en contrafase suficientemente pronunciada al mismo tiempo que proporciona un amortiguamiento adecuado y, por lo tanto, amplía la banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB. Cabe señalar además que, con otras realizaciones de la invención, dicha superficie de contacto reductora de fricción también se puede formar en uno de los discos de freno, 108.1, 109.1 o en la rueda 105.2.

10 Se apreciará que, en general, el ajuste de la banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB se puede realizar a través de los parámetros de las superficies de contacto con fricción del emparejamiento de superficies de contacto 115.1 y/o la fuerza de contacto CF o la presión de contacto resultante CP, respectivamente que actúan en este emparejamiento de superficies de contacto 115.1.

15 Por lo tanto, en la presente realización, la fuerza de contacto CF (indicada solo muy esquemáticamente en la Figura 4) presente en el respectivo emparejamiento de contacto 115.1 es ajustable a través de una disposición de enlace axial que forma un dispositivo de ajuste de fuerza de contacto 117 del enlace de amortiguamiento 115 para proporcionar la característica de amortiguamiento adecuado.

20 Como puede verse en las Figuras 3 a 6, el dispositivo de ajuste de fuerza de contacto 117 comprende un elemento de tornillo 117.1, que llega a través de un orificio central dentro del elemento de perno 114. Una cabeza de tornillo 117.2 del elemento de tornillo 117.1 y una tuerca 117.3 se acoplan al extremo roscado del elemento de tornillo 117.1 cada uno sujeta una circunferencia interior de un resorte de disco 117.4 contra la respectiva superficie final libre del elemento de perno 114 (que llega a través de un taladro 108.6, 109.6 dentro del respectivo disco de freno 108.1, 109.1). La circunferencia exterior del respectivo disco de resorte 117.4 topa contra un anillo espaciador 117.5, que rodea el respectivo extremo libre del elemento de perno 114 y se asienta sobre un hombro axial formado por un rebaje axial 108.7 dentro del respectivo disco de freno 108.1, 109.1.

25 Seleccionando el grosor axial del respectivo anillo espaciador 117.5, la deformación y, por lo tanto, la fuerza de recuperación elástica del respectivo disco de resorte 117.4 puede ajustarse con precisión.

30 Esta fuerza de recuperación del respectivo disco de resorte 117.4, a través del anillo espaciador 117.5, actúa sobre el respectivo disco de freno 108.1, 109.1 y finalmente define la fuerza de contacto CF en el emparejamiento de contacto 115.1.

35 Esta configuración tiene además la ventaja de que, debido a la sujeción de la circunferencia interior del resorte de disco respectivo 117.4 entre el elemento de perno 114 y la cabeza del tornillo 117.2 o la tuerca 117.3, respectivamente, se puede lograr un momento de apriete bien definido y suficientemente grande aplicado a la conexión por tornillo (lo que es beneficioso en términos de la seguridad de aflojamiento de la conexión por tornillo). Sin embargo, a pesar de este gran momento de apriete, se puede lograr una fuerza de contacto CF comparativamente pequeña pero bien definida en el emparejamiento de contacto 115.1.

Se apreciará que una fuerza de contacto CF tan pequeña y bien definida también es beneficiosa en términos de ajustar adecuadamente la banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB, ya que permite una oscilación en contrafase suficientemente grande en una banda de frecuencia ancha.

40 En este contexto, se apreciará que, obviamente, el elemento de perno 114 atraviesa el orificio 108.6, 109.6 con un juego suficientemente grande en la dirección circunferencial CD para permitir las oscilaciones en contrafase independientes entre sí del primer disco de freno 108.1 y el segundo disco de freno 109.1 con respecto a la rueda 105.2.

45 Se apreciará además que, con otras realizaciones de la invención, se pueden proporcionar elementos de perno separados para montar el primer disco de freno 108.1 y el segundo disco de freno 109.1. Estos elementos de perno podrían entonces, por ejemplo, ser desplazados mutuamente en la dirección circunferencial e interactuar con la rueda y solo con el disco de freno asociado. Por ejemplo, se podría enroscar un tornillo 117.1 (correspondientemente más corto) en un orificio axial roscado dentro de la sección de alma 105.4 (en lugar de la tuerca 117.3), y el elemento de perno se reduciría entonces a un simple casquillo espaciador topando contra la sección de alma 105.4 (correspondiente en gran medida a la parte de menor diámetro del elemento de perno 114 que sobresale de la sección de alma 105.4 en las Figuras 3 y 4).

55 En el presente ejemplo, la respectiva disposición de enlace torsional 112, 113, en el estado montado, es sustancialmente simétrica con respecto a la dirección radial RD, para proporcionar un comportamiento de oscilación idéntico en ambas direcciones a lo largo de la dirección circunferencial, es decir, una frecuencia resonante de reducción definida RRF1, RRF2. Además, en el presente ejemplo, la respectiva disposición de enlace torsional 112, 113, en el estado montado, es sustancialmente simétrica con respecto a un plano perpendicular a la dirección radial RD.

Se apreciará que el elemento laminar intermedio 116 tiene una gran ventaja adicional en la medida en que introduce una resistencia térmica adicional entre el respectivo disco de freno 108.1, 109.1 y la rueda 105.2. Esto reduce notablemente la transferencia de calor del respectivo disco de freno 108.1, 109.1 a la rueda 105.2. Por ejemplo, por este medio, los problemas resultantes de una mayor entrada de calor en la rueda 105.2, como, por ejemplo, el daño de un recubrimiento protector, etc. de la rueda 105.2, pueden aliviarse debido a la reducida entrada de calor.

Como se ha esbozado anteriormente, esta resistencia térmica adicional ya puede generarse debido a la mera presencia del elemento laminar intermedio 116 en la interfaz respectiva entre el disco de freno 108.1, 109.1 y la rueda 105.2. Aparentemente, esta resistencia térmica adicional se puede aumentar aún más seleccionando materiales apropiados y/o una geometría y/o diseño de superficie apropiados en la interfaz respectiva.

En la presente realización, el elemento laminar intermedio 116, en la dirección radial, se extiende más allá de la superficie de contacto de unidad de ruedas (generalmente en forma de anillo) 105.5, sobre la que contacta con la rueda 105.2. De esta manera, se logra una reducción adicional de la transferencia de calor desde el disco de freno 108.1, 109.1 a la rueda 105.2, ya que el elemento laminar intermedio 116 forma un elemento de escudo térmico simple que reduce la cantidad de calor introducido en la rueda 105.2 desde el disco de freno calentado 108.1, 109.1 (p. ej., bajo carga de frenado fuerte), tanto por transferencia de calor por convección como por transferencia de calor radiante.

Por lo tanto, en el presente ejemplo, el disco de freno respectivo 108.1, 109.1 tiene un diámetro de masa de reducción máxima $DBD_{\max}$ en la dirección radial RD y el elemento laminar intermedio 116 tiene un diámetro de elemento intermedio máximo (o exterior) $IED_{\max}$ en la dirección radial RD, que es aproximadamente el 100% del diámetro de masa de reducción máxima (o exterior) $DBD_{\max}$. Además, el respectivo disco de freno 108.1, 109.1 tiene un diámetro de masa de reducción mínimo $DBD_{\min}$ en la dirección radial RD y el elemento laminar intermedio 116 tiene un diámetro de elemento intermedio mínimo (o interior) $IED_{\min}$ en la dirección radial RD, que es aproximadamente el 100% del diámetro de masa de reducción mínimo (o interno) $DBD_{\min}$.

Se apreciará que el elemento laminar intermedio 116 se puede componer de cualquier material o combinación de materiales deseada y adecuada. En el presente ejemplo, el elemento laminar intermedio 116 es un elemento de chapa metálica robusto, simple de fabricar y generalmente en forma de anillo.

Se apreciará que, con ciertas realizaciones de la invención, se elige una configuración idéntica en la otra rueda 105.2 del juego de ruedas 105. Por lo tanto, se pueden proporcionar unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 y 109 idénticas en cada una de las dos ruedas 105.2.

Se apreciará, sin embargo, que en el presente ejemplo, en la otra segunda rueda 105.2 se proporciona una tercera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 118 y una cuarta unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 119. Estas dos unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales 118 y 119 son en gran parte idénticas a las unidades de masa de reducción de vibraciones torsionales 108 y 109, con la única diferencia de que la tercera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 118 tiene una frecuencia resonante de tercera reducción (primer orden) RRF3 de su oscilación en contrafase, mientras que la cuarta unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 119 tiene una cuarta frecuencia resonante de reducción (de primer orden) RRF4 de su oscilación en contrafase.

En el presente ejemplo, tanto la tercera frecuencia resonante de reducción RRF3 como la cuarta frecuencia resonante de reducción RRF4 tienen un desplazamiento intencional adicional desde la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 y desde la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2. Aquí también, el desplazamiento intencional adicional excede un desplazamiento provocado por las máximas tolerancias de fabricación definidas para el juego de ruedas 105.

En el presente ejemplo, el desplazamiento intencional entre la primera frecuencia resonante de reducción y la segunda frecuencia resonante de reducción ΔRRF es un primer desplazamiento intencional $\Delta RRF1$ y el desplazamiento intencional adicional es un segundo desplazamiento $\Delta RRF2$, siendo la segundo desplazamiento $\Delta RRF2$ aproximadamente el 30% de la primer desplazamiento intencional $\Delta RRF1$. En el presente ejemplo, la tercera frecuencia resonante de reducción RRF3 y la cuarta frecuencia resonante de reducción RRF4 se ubican entre la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 y la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2. Además, la tercera frecuencia resonante de reducción RRF3 y la cuarta frecuencia resonante de reducción RRF4 también están mutuamente compensadas por un tercer desplazamiento intencional $\Delta RRF3$, que también es aproximadamente el 30% del primer desplazamiento intencional $\Delta RRF1$. Por lo tanto, se implementan cuatro frecuencias resonantes de reducción diferentes RRF1 a RRF4, de manera que se logra una cobertura particularmente uniforme de una amplia banda de frecuencias de reducción de vibraciones torsionales en el juego de ruedas 105.

Se apreciará además que, con otras realizaciones de la invención, el primer disco de freno 108.1 y el segundo disco de freno 109.1 también se pueden acoplar entre sí de manera mutuamente rígida, mientras se acoplan de manera torsionalmente dócil a una primera rueda 105.2 del juego de ruedas 105, como se conoce, por ejemplo, por el documento EP 1 551 646 B1 (Bieker et al.), para formar una primera masa combinada de reducción de vibraciones torsionales. De manera similar, el tercer disco de freno 118.1 y el cuarto disco de freno 119.1 también se pueden acoplar entre sí de manera mutuamente rígida, mientras que se acoplan de manera torsionalmente dócil a la otra

segunda rueda 105.2 del juego de ruedas 105, para formar una segunda masa combinada de reducción de vibraciones torsionales.

- 5 La primera masa combinada de reducción de vibraciones torsionales (formada por los discos de freno 108.1, 109.1) se acopla luego de manera torsionalmente dócil a la primera rueda 105.2 para exhibir la oscilación en contrafase en la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 (como se describe anteriormente). De manera similar, la segunda masa combinada de reducción de vibraciones torsionales (formada por los discos de freno 118.1, 119.1) se acopla luego de manera torsionalmente dócil a la segunda rueda 105.2 para exhibir la oscilación en contrafase en la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 (como se describe anteriormente).

Segunda Realización

- 10 Con referencia a las Figuras 9 a 11, se describirá ahora con mayor detalle una realización preferida adicional de una unidad de tren de rodadura según la invención en forma de juego de ruedas 205. El juego de ruedas 205, en su diseño y funcionalidad básicos, corresponde en gran medida al juego de ruedas 105, de manera que se hará referencia principalmente a las diferencias solamente. El juego de ruedas 205 puede sustituir el juego de ruedas 105 en el vehículo 101. Además, los componentes idénticos o similares reciben los mismos números de referencia aumentados en 100. A menos que se den explicaciones diferentes a continuación, aquí se hace referencia explícita a las explicaciones dadas anteriormente con respecto a las características y funciones de estos componentes.

La única diferencia del juego de ruedas 205 con respecto al juego de ruedas 105 radica en el diseño de las disposiciones de enlace torsional 212 y 213, que sustituyen a las disposiciones de enlace torsional 112 y 113 de la primera realización.

- 20 Como puede verse en las Figuras 9 a 11, la disposición de enlace torsional 212, en el presente ejemplo, el primer elemento de soporte 212.1, el primer elemento de resorte 212.4 y el segundo elemento de resorte 212.5 se forman como componente monolítico en forma de primer bloque deslizante elástico 220, que se conecta a la rueda 105.2 por el elemento de perno 114 de la manera que se ha descrito anteriormente en el contexto de la primera realización.

- 25 Como puede verse en las Figuras 9 a 11, el primer elemento de resorte 212.4 se forma como una sección de resorte plano generalmente en forma de C conectada al primer elemento de soporte generalmente en forma de anillo 212.1 para formar de nuevo un primer elemento generalmente en forma de anillo 212.8 que integra el primer elemento de soporte 212.1 y el primer elemento de resorte 212.4.

- 30 De manera similar, el segundo elemento de resorte 212.4 se forma como una sección de resorte plano generalmente en forma de C conectada al primer elemento de soporte generalmente en forma de anillo 212.1 para formar de nuevo un segundo elemento generalmente en forma de anillo 212.9 que integra el primer elemento de soporte 212.1 y el segundo elemento de resorte 212.5.

- 35 En la presente realización, los elementos en forma de anillo 212.8 y 212.9 comparten elementos de alma comunes 212.10 y 212.11, mediante los cuales el primer elemento de resorte 212.4 y el segundo elemento de resorte 212.4, respectivamente, se conectan al primer elemento de soporte central 212.1. Se apreciará, sin embargo, que con otras realizaciones, cada elemento de resorte plano 212.4, 212.5 generalmente en forma de C se puede conectar por separado al primer elemento de soporte 212.1.

- 40 De nuevo, la sección central del primer elemento de resorte 212.4 (bajo cierta tensión previa definida) topa contra el primer elemento de hombro 112.2 asociado. Además, de nuevo, se forma un pequeño intersticio G entre la sección central del primer elemento de resorte 212.4 y el primer elemento de soporte 212.1, de manera que no se contactan en esta área. Por lo tanto, el primer elemento de resorte 212.4 se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre el primer elemento de soporte 212.1 y el primer elemento de hombro 212.2 para proporcionar docilidad a la disposición de enlace 212 en una primera dirección torsional a lo largo de la dirección circunferencial CD.

- 45 De manera similar, la sección central del segundo elemento de resorte 212.5 (bajo cierta tensión previa definida) topa contra el segundo elemento de hombro 112.3 asociado. De nuevo, se forma un pequeño intersticio G entre la sección central del segundo elemento de resorte 212.5 y el primer elemento de soporte 212.1, de manera que no se contactan en esta área. Por lo tanto, también el segundo elemento de resorte 212.5 se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre el primer elemento de soporte 212.1 y el segundo elemento de hombro 112.3 para proporcionar la docilidad de la disposición de enlace 212 en la otra segunda dirección torsional a lo largo de la dirección circunferencial CD.

- 50 Por este medio, se logra una conexión torsionalmente dócil muy simple y fiable, mientras que los elementos de resorte 212.4 y 212.5 están fácilmente disponibles para sintonizarse a la frecuencia resonante de reducción RRF1 deseada como se ha descrito anteriormente.

- 55 Nuevamente, en el presente ejemplo, los elementos de resorte 212.4 y 212.5 se configuran de tal manera que el soporte adecuado del primer disco de freno 108.1 para momentos de frenado (máximos) se proporciona a través de las disposiciones de enlace torsional 212 exclusivamente por la contrafuerza elástica de los elementos de resorte 212.4 y 212.5 (como se ha descrito anteriormente). Nuevamente, la rigidez del respectivo elemento de resorte 212.4, 212.5 se configura de tal manera que la desviación (en la dirección circunferencial CD) de la sección central del

respectivo elemento de resorte 212.4, 212.5 desde el estado neutral (como se muestra, en particular, en la Figura 9) bajo el par de frenado máximo $MB_{\text{máx}}$ (previsible durante el funcionamiento normal) es de aproximadamente 0,1 mm, mientras que el intersticio G en el estado neutro es mayor de 0,1 mm.

5 Como se ha mencionado anteriormente, las primeras disposiciones de enlace torsional 212 y las segundas disposiciones de enlace torsional 213 son en gran medida idénticas. Una diferencia radica en el hecho de que cada una de las segundas disposiciones de enlace torsional 213 comprende un apilamiento de dos elementos monolíticos de este tipo en forma de segundos bloques deslizantes elásticos 221 (apilados a lo largo de la dirección axial en su estado montado).

10 En el presente ejemplo, los bloques deslizantes elásticos 220 y 221 se forman como simples elementos laminares que (en el estado montado) son sustancialmente simétricos con respecto a la dirección radial RD. Se apreciará que el respectivo elemento laminar 220, 221 puede ser de cualquier material deseado y adecuado. En el presente ejemplo, el elemento laminar respectivo 220, 221 es un elemento de chapa metálica, lo que produce un componente muy simple de fabricar.

15 Además, en el presente ejemplo, el respectivo elemento laminar 220, 221 se troquea o corta con láser o corta con chorro de agua para formar los respectivos elementos de resorte como se ha esbozado anteriormente. Se apreciará que, mediante el diseño de los respectivos recortes 212.12 y 212.13, que definen la geometría del respectivo elemento de resorte 212.4 y 212.5, la rigidez del respectivo elemento de resorte 212.4, 212.5 puede ajustarse de una manera muy simple. En el presente ejemplo, el recorte respectivo 212.12 y 212.13 tiene generalmente forma de C o de reloj de arena con su constricción central que define el intersticio G. Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención, cualquier otra geometría deseada y adecuada del recorte puede seleccionarse para proporcionar el respectivo elemento de resorte generalmente en forma de C.

20 En el presente ejemplo, los elementos laminares 220, 221 tienen el mismo contorno de sección pero diferente grosor. Más precisamente, los segundos elementos laminares 221 tienen la mitad del grosor del primer elemento laminar 220, de modo que, en el estado apilado y montado, el grosor total de los dos segundos elementos laminares 221 es sustancialmente idéntico al grosor del primer elemento laminar 220.

25 El desplazamiento ΔRRF entre la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 (definida a través del primer elemento laminar 220) y la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 (definida por los segundos elementos laminares apilados 221) se obtiene a través de diferentes materiales (que tienen diferentes propiedades de rigidez) utilizados para los elementos laminares primero y segundo 220 y 221. Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención, además o como alternativa, el desplazamiento ΔRRF puede lograrse simplemente mediante un número diferente de elementos laminares 221 utilizados para la respectiva disposición de enlace 212 y 213. Por lo tanto, por ejemplo, se pueden usar N elementos laminares 221 para la primera disposición de enlace 212, mientras que se usan M elementos laminares 221 para la segunda disposición de enlace 213 (con $N \neq M$). Además, se puede obtener una sintonización fina particularmente precisa de la respectiva frecuencia resonante de reducción RRF1, RRF2 utilizando elementos laminares 213 de diferente grosor.

30 Otra diferencia con respecto a la primera realización radica en el comportamiento de resonancia de vibración torsional del juego de ruedas 205. En el presente ejemplo, la primera frecuencia resonante de vibración torsional nuevamente es aproximadamente $TVRF1 = TVRF_{\text{sin desgaste}} = 84 \text{ Hz}$, mientras que la segunda frecuencia resonante torsional es de $TVRF2 = TVRF_{\text{desgastado}} = 118 \text{ Hz}$, de manera que se produce una brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas alrededor de $LRFG = 34 \text{ Hz}$ entre $TVRF_{\text{sin desgaste}}$ y $TVRF_{\text{desgastado}}$. La segunda frecuencia resonante torsional aumentada (en comparación con la primera realización) puede, p. ej. deberse a un mayor desgaste de la rueda, que es admisible hasta que se alcanza el estado de desgaste total.

35 Aquí, la primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 208 con el primer disco de freno 108.1 exhibe una primera frecuencia resonante de reducción (de primer orden) de aproximadamente $RRF1 = 92 \text{ Hz}$, es decir, una primera frecuencia resonante de reducción RRF1 que difiere de la primera frecuencia de resonancia de vibraciones torsionales $TVRF1$ aproximadamente el 10% de la primera frecuencia de resonancia de vibración torsional $TVRF1$ (o aproximadamente el 10% de la brecha de frecuencia resonante de vida útil LRFG).

40 La segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales 209 presenta una segunda frecuencia resonante de reducción de aproximadamente $RRF2 = 107 \text{ Hz}$ (es decir, $\Delta RRF = 15 \text{ Hz}$), que difiere de la segunda frecuencia de resonancia de vibración torsional $TVRF2$ en aproximadamente un 10% de la primera frecuencia de resonancia de vibración torsional $TVRF2$ (o aproximadamente el 32% de la brecha de frecuencia resonante de vida útil LRFG). Por lo tanto, con la presente realización, también se obtiene una reducción eficiente de la vibración torsional pasiva en este último momento del ciclo de vida del juego de ruedas 205.

45 En el presente ejemplo, la respectiva banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB proporciona una reducción de la vibración torsional del juego de ruedas 205 en al menos un 40%, más precisamente, entre aproximadamente un 40% y un 65%, en comparación con el estado de referencia, donde los discos de freno 108.1, 109.1 faltan o se acoplan de manera torsionalmente rígida con la rueda 105.2. Además, en el presente ejemplo, el ancho de la respectiva banda de frecuencia de oscilación en contrafase OFB es más del 40% de la brecha de frecuencia resonante de vida útil

LRFG.

Se apreciará que, dependiendo de la segunda frecuencia de resonancia de vibración torsional TVRF2, este desembolso del comportamiento de resonancia de vibración torsional también se puede utilizar para cualquier otra realización de la presente invención, por ejemplo, la primera realización como se describe anteriormente o la siguiente tercera realización.

Se apreciará que la presente configuración también es particularmente adecuada para soluciones de sustitución o instalación posterior donde los bloques deslizantes convencionales (que permiten la expansión térmica radial mutua entre el disco de freno y la rueda) se sustituyen por los bloques deslizantes elásticos 220 y 221 (formando unidades de enlace que integran los primeros elementos de soporte 212.1, 213.1 y los resortes asociados 212.4, 212.5, 213.4, 213.5, respectivamente) de tales disposiciones de enlace torsional 212, 213 para transformar los discos de freno convencionales 108.1, 109.1 en masas de reducción de vibraciones torsionales. Tal configuración es particularmente beneficiosa ya que prácticamente no requiere ninguna modificación notable del diseño estructural convencional.

Tercera Realización

Con referencia a las Figuras 12 a 14, se describirá ahora con mayor detalle una realización preferida adicional de una unidad de tren de rodadura según la invención en forma de juego de ruedas 305. El juego de ruedas 305, en su diseño y funcionalidad básicos, corresponde en gran medida al juego de ruedas 105, de manera que se hará referencia principalmente a las diferencias únicamente. El juego de ruedas 305 puede sustituir el juego de ruedas 105 en el vehículo 101. Además, los componentes idénticos o similares reciben los mismos números de referencia aumentados en 200. A menos que se den explicaciones diferentes a continuación, aquí se hace referencia explícita a las explicaciones dadas anteriormente con respecto a las características y funciones de estos componentes.

La única diferencia del juego de ruedas 305 con respecto al juego de ruedas 105 radica en el diseño de las disposiciones de enlace torsional 212 y 213, que sustituyen a las disposiciones de enlace torsional 112 y 113 de la primera realización.

Como puede verse en las Figuras 12 a 14, la disposición de enlace torsional 312, en el presente ejemplo, el primer elemento de soporte 312.1, el primer elemento de resorte 312.4 y el segundo elemento de resorte 312.5 se forman como componente monolítico en forma de primer bloque deslizante elástico 320, que se conecta a la rueda 105.2 por el elemento de perno 114 de la manera que se ha descrito anteriormente en el contexto de la primera y segunda realización.

Como puede verse en las Figuras 12 a 14, el primer elemento de resorte 312.4 y el segundo elemento de resorte 312.5 se integran dentro de dos secciones de resorte plano 312.14 sustancialmente colineales, generalmente rectas, que se extienden en la dirección radial RD entre el primer elemento de soporte 312.1 y un elemento de marco (generalmente en forma de anillo) 312.15 que forma las superficies de contacto (curvas) con los elementos de hombro primero y segundo 112.2, 112.3.

Aquí, en ambos lados (en la dirección circunferencial CD) del primer elemento de soporte 312.1 se forma un pequeño intersticio G entre el elemento de bastidor 312.15 y el primer elemento de soporte 312.1, de modo que no contactan en esta área. Por lo tanto, de nuevo, las secciones de resorte plano 312.14 (que integran el primer elemento de resorte plano 312.4 y el segundo elemento de resorte plano 312.5 y forman un solo elemento de resorte plano central) se disponen y actúan cinemáticamente en serie entre el primer elemento de soporte 312.1 y el primer elemento de hombro 312.2 así como el segundo elemento de hombro 112.3 para proporcionar la docilidad de la disposición de enlace 312 en ambas direcciones torsionales a lo largo de la dirección circunferencial CD.

Por este medio, se logra una conexión torsionalmente dócil muy simple y fiable, mientras que las secciones de resorte plano 312.14 están fácilmente disponibles para sintonizarse a la frecuencia resonante de reducción RRF1 deseada como se ha descrito anteriormente.

Nuevamente, en el presente ejemplo, las secciones de resorte plano 312.14 se configuran de tal manera que el soporte adecuado del primer disco de freno 108.1 a los momentos de frenado (máximos) se proporciona a través de las disposiciones de enlace torsional 312 exclusivamente por la contrafuerza elástica de las secciones de resorte plano 312.14 (como se ha descrito anteriormente). Nuevamente, la rigidez de las secciones de resorte plano 312.14 se configura de tal manera que la desviación (en la dirección circunferencial CD) del elemento de bastidor 312.15 desde el estado neutral (como se muestra, en particular, en la Figura 12) bajo el par de frenado máximo $MB_{\text{máx}}$ (previsible durante el funcionamiento normal) es de aproximadamente 0,1 mm, mientras que el intersticio G en el estado neutro es mayor de 0,1 mm.

Como se ha mencionado anteriormente, las primeras disposiciones de enlace torsional 312 y las segundas disposiciones de enlace torsional 313 son en gran medida idénticas. Una diferencia radica en el hecho de que las primeras disposiciones de enlace torsional 312 comprenden una pila de un bloque deslizante elástico 320 y dos bloques deslizantes elásticos 321, mientras que cada una de las segundas disposiciones de enlace torsional 313 comprende una pila de seis bloques deslizantes elásticos 321 (estando todos apilados a lo largo de la dirección axial en su estado montado).

En el presente ejemplo, los bloques deslizantes elásticos 320 y 321, de nuevo, se forman como simples elementos laminares que (en el estado montado) son sustancialmente simétricos con respecto a la dirección radial RD. Se apreciará que el respectivo elemento laminar 320, 321 puede ser de cualquier material deseado y adecuado. En el presente ejemplo, el elemento laminar respectivo 320, 321 es un elemento de chapa metálica, lo que produce un componente muy simple de fabricar.

Además, en el presente ejemplo, el respectivo elemento laminar 320, 321 se troquela o corta con láser o se corta con chorro de agua para formar los respectivos elementos de resorte como se ha esbozado anteriormente. Se apreciará que, mediante el diseño de los recortes respectivos 312.12 y 312.13, que definen la geometría de la respectiva sección de resorte plano 312.14, la rigidez de la respectiva sección de resorte plano 312.14 puede ajustarse de una manera muy sencilla. En el presente ejemplo, el recorte respectivo 312.12 y 312.13 tiene generalmente forma de C con su alma central que define el intersticio G. Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención, se puede seleccionar cualquier otra geometría deseada y adecuada del recorte para proporcionar las secciones de resorte plano dispuestas radialmente 312.14 y el intersticio G respectivo.

En el presente ejemplo, los elementos laminares 320, 321, de nuevo, tienen el mismo contorno de sección pero diferente grosor. Más precisamente, los segundos elementos laminares 321 tienen un cuarto del grosor del primer elemento laminar 320, de modo que, en el estado apilado y montado, el grosor total de los seis segundos elementos laminares 321 es sustancialmente idéntico al grosor de la primera hoja de elemento 320 y los dos segundos elementos laminares 321.

El desplazamiento ΔRRF entre la primera frecuencia resonante de reducción RRF1 (definida a través del primer elemento laminar 320 y los dos segundos elementos laminares 321) y la segunda frecuencia resonante de reducción RRF2 (definida por los seis segundos elementos laminares apilados 321) se obtiene a través de diferentes materiales (que tienen diferentes propiedades de rigidez) utilizados para los elementos laminares primero y segundo 320 y 321. Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención, además o como alternativa, el desplazamiento ΔRRF puede lograrse simplemente mediante un número diferente de elementos laminares 321 utilizados para la respectiva disposición de enlace 312 y 213. Por lo tanto, por ejemplo, se pueden usar N elementos laminares 321 para la primera disposición de enlace 312, mientras que se utilizan M elementos laminares 321 para la segunda disposición de enlace 213 (con $N \neq M$). Además, se puede obtener una sintonización fina particularmente precisa de la respectiva frecuencia resonante de reducción RRF1, RRF2 utilizando elementos laminares 213 de diferente grosor.

Se apreciará que la presente configuración también es particularmente adecuada para soluciones de sustitución o instalación posterior donde los bloques deslizantes convencionales (que permiten la expansión térmica radial mutua entre el disco de freno y la rueda) se sustituyen por los bloques deslizantes elásticos 320 y 321 (que forman unidades de enlace integrando los primeros elementos de soporte 312.1, 313.1 y los resortes asociados 312.4, 312.5, 313.4, 313.5, respectivamente) de tales disposiciones de enlace torsional 312, 213 para transformar discos de freno convencionales 108.1, 109.1 en masas de reducción de vibraciones torsionales. Tal configuración es particularmente beneficiosa ya que prácticamente no requiere ninguna modificación notable del diseño estructural convencional.

La presente invención, en lo que antecede, se ha descrito exclusivamente mediante ejemplos donde los discos de freno 108.1, 108.9 integran la función de la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales. Se apreciará, sin embargo, que, con otras realizaciones de la invención, en lugar de los discos de freno, se pueden utilizar componentes que tengan exclusivamente la función de proporcionar reducción de vibraciones torsionales o integren una función distinta a la de frenado.

Además, la presente invención, en lo que antecede, se ha descrito exclusivamente mediante ejemplos en los que los discos de freno 108.1, 108.9 se montan en la rueda 105.2 del juego de ruedas. Se apreciará, sin embargo, que con otras realizaciones de la invención, la respectiva masa de reducción de vibraciones torsionales se puede conectar a cualquier parte deseada del juego de ruedas.

Dado que ciertas realizaciones de la invención también requieren muy pocas modificaciones en el diseño general del juego de ruedas, la primera masa de reducción de vibraciones torsionales y/o la segunda masa de reducción de vibraciones torsionales pueden acoplarse al vástago de juego de ruedas 105.1, en particular, en una ubicación alejada de la rueda respectiva 105.2, como se indica, por ejemplo, mediante los contornos discontinuos 122, donde dos discos de freno 122.1 y 122.2 se montan de manera torsionalmente dócil en un elemento de alma 122.3 conectado rígidamente al vástago de juego de ruedas 105.1. Esta variante es particularmente beneficiosa, por ejemplo, para diseños de unidad de ruedas donde las restricciones de espacio del edificio u otras razones no permiten montar la masa de reducción de vibraciones torsionales en la rueda 105.2.

Además, la presente invención, en lo que antecede, se ha descrito exclusivamente por medio de ejemplos en los que los discos de freno 108.1, 109.1 se montan en la rueda 105.2 del juego de ruedas 105 de manera torsionalmente dócil. Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención, los discos de freno 108.1, 109.1 también se pueden conectar rígidamente a la rueda 105.2. Por lo tanto, en otras palabras, como se ha mencionado anteriormente, los beneficios del respectivo elemento intermedio 116, en particular, los beneficios relacionados con las propiedades térmicas de la unidad de ruedas, también pueden aprovecharse en unidades de rueda convencionales, donde los discos de freno 108.1, 109.1 no proporciona vibraciones torsionales que reducen la oscilación en contrafase.

Además, la presente invención, en lo que antecede, se ha descrito exclusivamente por medio de ejemplos en los que la rueda 105.2 se acopla de manera torsionalmente rígida con el vástago 105.1 de la unidad de ruedas. Sin embargo, se apreciará que con otras realizaciones de la invención, los discos de freno 108.1, 109.1 también se pueden conectar a una rueda 105.2, que se monta de forma rotatoria en dicho elemento de vástago. El propio elemento de vástago se puede fijar a la unidad de tren de rodadura, de modo que forma más bien un eje (por ejemplo, un muñón de eje) que un vástago. Por lo tanto, los beneficios del respectivo elemento intermedio 116, en particular, los beneficios relacionados con las propiedades térmicas de la unidad de ruedas, también pueden aprovecharse en unidades de ruedas con ruedas montadas de forma rotatoria sobre los muñones de eje o similares.

Finalmente, la presente invención, en lo que antecede, únicamente se ha descrito a modo de ejemplo para vehículos sobre raíles. Sin embargo, se apreciará que la presente invención también se puede usar para cualquier otro tipo de vehículo que experimente problemas similares con la vibración torsional en sus unidades de ruedas.

REIVINDICACIONES

1. Una unidad de tren de rodadura, en particular para un vehículo sobre raíles, que comprende
 - una unidad de ruedas (105; 205; 305), y
 - una primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (108) que comprende una primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) formada por un primer disco de freno (108.1);
 - comprendiendo dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) un vástago de unidad de ruedas (105.1) y al menos una rueda (105.2),
 - dicho vástago de unidad de ruedas (105.1) define un eje de rotación (105.3), definiendo dicho eje de rotación (105.3) una dirección axial y una dirección radial de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) así como una dirección torsional alrededor de dicho eje de rotación (105.3);
 - dicha rueda (105.2) se acopla a dicho vástago de unidad de ruedas (105.1) y se configura para rodar sobre una vía;
 - dicho primer disco de freno (108.1) se acopla a dicha rueda (105.2) de manera torsionalmente dócil alrededor de dicho eje de rotación (105.3);
 - dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) se configura para oscilar alrededor de dicho eje de rotación (105.3) en contrafase con respecto a dicha rueda (105.2) para reducir las vibraciones torsionales de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305);
 - dicha primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (108) define una primera frecuencia resonante de reducción de dicha oscilación en contrafase de dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1);
- caracterizado por que
 - un elemento intermedio (116) en forma de elemento laminar intermedio se ubica entre dicho primer disco de freno (108.1) y dicha rueda (105.2) en una ubicación de contacto entre dicho primer disco de freno (108.1) y dicha rueda (105.2), en donde
 - dicho elemento intermedio (116) forma parte de un enlace de amortiguamiento (115) entre dicho primer disco de freno (108.1) y dicha rueda (105.2) y comprende al menos una superficie de contacto que define una característica de amortiguamiento por fricción de dicho enlace de amortiguamiento (115).
2. La unidad de tren de rodadura según la reivindicación 1, en donde,
 - dicho elemento intermedio (116) tiene una primera superficie de contacto que contacta con dicha rueda (105.1) o dicho primer disco de freno (108.1) en un primer emparejamiento de contacto y una segunda superficie de contacto que contacta con otro componente de dicha unidad de tren de rodadura en un segundo emparejamiento de contacto, en donde, en particular,
 - dicho primer emparejamiento de contacto y/o dicho segundo emparejamiento de contacto se configuran para definir dicha característica de amortiguamiento por fricción de dicho enlace de amortiguamiento (115);
 - y/o
 - al menos una superficie de contacto reductora de fricción (116.1) que participa en dicho segundo emparejamiento de contacto se configura para reducir un coeficiente de fricción que prevalece en dicho segundo emparejamiento de contacto en comparación con un primer coeficiente de fricción que prevalece en dicho primer emparejamiento de contacto;
 - y/o
 - al menos una superficie de contacto reductora de fricción que participa en dicho primer emparejamiento de contacto y/o dicho segundo emparejamiento de contacto comprende un material reductor de fricción, en particular un recubrimiento reductor de fricción, comprendiendo dicho material reductor de fricción, en particular, molibdeno y/o acero inoxidable;
- y/o
 - dicho enlace de amortiguamiento (115) comprende al menos un elemento intermedio adicional (116) con una superficie de contacto adicional que define dicha característica de amortiguamiento por fricción de dicho enlace de amortiguamiento (115), dicho elemento intermedio adicional (116), en particular, en contacto con dicho elemento

intermedio (116) para definir dicha característica de amortiguamiento por fricción de dicho enlace de amortiguamiento (115).

3. La unidad de tren de rodadura según una de las reivindicaciones 1 o 2, en donde,

- 5 - dicho al menos un elemento intermedio (116) contacta dicha rueda (105.2) sobre una superficie de contacto de unidad de ruedas (105.5) y define un diámetro máximo y/o un diámetro mínimo en dicha dirección radial,

en donde

- dicho elemento intermedio (116), en dicha dirección radial, se extiende más allá de dicha superficie de contacto de unidad de ruedas (105.5);

y/o

- 10 - dicho primer disco de freno (108.1) asociado a dicho elemento intermedio (116) tiene un diámetro máximo de disco de freno en dicha dirección radial y dicho elemento intermedio (116) tiene un diámetro máximo de elemento intermedio en dicha dirección radial, que es del 50% al 120%, preferiblemente del 65% al 110%, más preferiblemente del 75% al 90%, de dicho diámetro máximo del disco de freno;

y/o

- 15 - dicho primer disco de freno (108.1) asociado a dicho elemento intermedio (116) tiene un diámetro mínimo de disco de freno en dicha dirección radial y dicho elemento intermedio (116) tiene un diámetro mínimo de elemento intermedio en dicha dirección radial, que es del 50% al 120%, preferiblemente del 65% al 110%, más preferiblemente del 75% al 90%, de dicho diámetro mínimo de disco de freno;

y/o

- 20 - dicho elemento intermedio (116) es un elemento sustancialmente en forma de anillo; y/o
- dicho elemento intermedio (116) se configura como elemento de escudo térmico que protege dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) del calor, en particular del calor irradiado, emitido por dicho primer disco de freno asociado (108.1);

y/o

- 25 - dicho elemento intermedio (116) comprende al menos un elemento laminar, en particular, un elemento de chapa metálica.

4. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en donde

- se proporciona una segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (109);

- 30 - dicha segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (109) comprende una segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) acoplada a dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) de manera torsionalmente dócil alrededor de dicho eje de rotación (105.3);

- 35 - dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se configura para oscilar alrededor de dicho eje de rotación (105.3) en contrafase con respecto a un componente de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305), en particular, con respecto a dicha rueda (105.2), para reducir la vibración torsional de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305);

- 40 - dicha segunda unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (109), en particular, define una segunda frecuencia resonante de reducción de dicha oscilación en contrafase de dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1), que es del mismo orden que dicha primera frecuencia resonante de reducción y presenta un desplazamiento intencional de dicha primera frecuencia resonante de reducción, superando dicho desplazamiento intencional, en particular, un desplazamiento provocado por máximas tolerancias de fabricación definidas para dicho tren de rodadura.

5. La unidad de tren de rodadura según la reivindicación 4, en donde

- dicha al menos una rueda (105.2) tiene un estado sin desgaste y un estado completamente desgastado, donde el cambio de dicha al menos una rueda (105.2) es requerido por un operador de dicha unidad de tren de rodadura, y

- 45 - dicha vibración torsional de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) tiene una primera frecuencia resonante de unidad de ruedas en dicho estado sin desgaste y una segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas en dicho estado completamente desgastado,

- dicha primera frecuencia resonante de unidad de ruedas y dicha segunda frecuencia resonante de unidad de

ruedas definen una brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas,

en donde

- 5 - dicha primera frecuencia resonante de reducción se ubica en el área de dicha primera frecuencia resonante de unidad de ruedas, en particular, corresponde sustancialmente a dicha primera frecuencia resonante de unidad de ruedas;

y/o

- dicha segunda frecuencia resonante de reducción se ubica en el área de dicha segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas, en particular, corresponde sustancialmente a dicha segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas;

10 y/o

- dicha primera frecuencia resonante de reducción difiere de dicha primera frecuencia resonante de unidad de ruedas en un 50% como máximo, preferiblemente en un 25% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de dicha brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas;

y/o

- 15 - dicha primera frecuencia resonante de reducción difiere de dicha primera frecuencia resonante de unidad de ruedas en como máximo un 30%, preferiblemente como máximo un 20%, más preferiblemente entre un 5% y un 15% como máximo, de dicha primera frecuencia resonante de unidad de ruedas;

y/o

- 20 - dicha segunda frecuencia resonante de reducción difiere de dicha segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas en un 50% como máximo, preferiblemente en un 25% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de dicha brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas;

y/o

- 25 - dicha segunda frecuencia resonante de reducción difiere de dicha segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas en un 30% como máximo, preferiblemente en un 20% como máximo, más preferiblemente de un 5% a un 15% como máximo, de dicha segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas;

y/o

- dicha segunda frecuencia resonante de reducción difiere de dicha primera frecuencia resonante de reducción de un 20% a un 100%, preferiblemente de un 30% a un 80%, más preferiblemente de un 40% a un 70%, de dicha brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas;

30 6. La unidad de tren de rodadura según la reivindicación 4 o 5, en donde,

- dicha segunda frecuencia resonante de reducción difiere de dicha primera frecuencia resonante de reducción en al menos un 2%, preferiblemente entre un 5% y un 25%, más preferiblemente entre un 10% y un 20%, de dicha primera frecuencia resonante de reducción,

y/o

- 35 - dicha segunda frecuencia resonante de reducción difiere de dicha primera frecuencia resonante de reducción en al menos 2 Hz, preferiblemente de 5 Hz a 35 Hz, más preferiblemente de 10 Hz a 20 Hz,

y/o

- dicha primera frecuencia resonante de reducción y/o dicha segunda frecuencia resonante de reducción tiene un valor de 25 Hz a 150 Hz, preferiblemente de 30 Hz a 120 Hz, más preferiblemente de 55 Hz a 115 Hz.

40 7. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 6, en donde,

- dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) y/o dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acopla a dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) a través de un enlace de amortiguamiento (115) que amortigua dicha oscilación en contrafase;

en donde

- 45 - dicho enlace de amortiguamiento (115), en particular, incluye un contacto con fricción entre dicha masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1, 109.1) y dicha unidad de ruedas (105; 205; 305)

y/o

- dicho enlace de amortiguamiento (115), en particular, incluye un emparejamiento de superficies de contacto (115.1) que define una característica de amortiguamiento por fricción de dicho enlace de amortiguamiento (115).

8. La unidad de tren de rodadura según la reivindicación 7, en donde,

5 - dicho enlace de amortiguamiento (115) se configura para ajustar una banda de frecuencia de oscilación en contrafase, en particular, para ajustar un ancho de dicha banda de frecuencia de oscilación en contrafase,

10 - dicha oscilación en contrafase, en dicha banda de frecuencia de oscilación en contrafase, proporciona una reducción de dicha vibración torsional de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) en al menos un 40%, preferiblemente al menos un 50%, más preferiblemente al menos un 70%, en comparación con un estado de referencia, donde dicha masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1, 109.1) falta o se acopla de manera torsionalmente rígida a dicha unidad de ruedas (105; 205; 305);

en donde

15 - dicha al menos una rueda (105.2) tiene un estado sin desgaste con una primera frecuencia resonante de unidad de ruedas y un estado completamente desgastado que requiere el intercambio de dicha al menos una rueda (105.2) con una segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas, dicha primera frecuencia resonante de unidad de ruedas y dicha segunda frecuencia resonante de unidad de ruedas definen una brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas, y dicho ancho de dicha banda de frecuencia de oscilación en contrafase es al menos el 10%, preferiblemente al menos el 15%, más preferiblemente del 10% al 65%, de dicha brecha de frecuencia resonante de vida útil de unidad de ruedas.

20 9. La unidad de tren de rodadura según la reivindicación 7 u 8, en donde,

- dicho enlace de amortiguamiento (115) comprende al menos un emparejamiento de superficies de contacto (115.1) y un dispositivo de ajuste de fuerza de contacto (117);

- dicho dispositivo de ajuste de fuerza de contacto (117) define una fuerza de contacto que prevalece en dicho emparejamiento de superficies de contacto (115.1);

25 - dicho al menos un emparejamiento de superficies de contacto (115.1) y dicha fuerza de contacto definen una característica de amortiguamiento por fricción de dicho enlace de amortiguamiento (115);

- comprendiendo dicho dispositivo de ajuste de fuerza de contacto (117), en particular, un elemento de resorte (117.4) que define dicha fuerza de contacto.

10. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 9, en donde

30 - dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) es un disco de freno de una unidad de freno de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305), estando ubicado otro elemento intermedio (116), en particular un elemento laminar intermedio, entre dicha segundo disco de freno (109.1) y dicha rueda (105.2) en una ubicación de contacto entre dicho segundo disco de freno (109.1) y dicha rueda (109.2);

y/o

35 - dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) y/o dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acoplan a un elemento de alma de dicha rueda (105.2);

y/o

40 - dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) se acopla a un primer lado de dicha rueda (105.2) y dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acopla a un segundo lado de dicha rueda (105.2), en particular, a un elemento de alma (105.4) de dicha rueda (105.2);

y/o

- dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) se acopla a una primera rueda (105.2) de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) y dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acopla a una segunda rueda (105.2) de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305);

45 y/o

- dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) y dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acoplan a una primera rueda (105.2) de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) mientras que una tercera masa de reducción de vibraciones torsionales (118.1) y una cuarta masa de reducción de vibraciones torsionales (119.1) se acoplan a una segunda rueda (105.2) de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305);

y/o

- dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acopla a dicho vástago de unidad de ruedas (105.1), en particular, en una ubicación alejada de dicha rueda (105.2).

11. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 10, en donde,

5 - dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) y/o dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acopla a dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) a través de al menos una disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313), en particular, a través de una pluralidad de dichas disposiciones de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313) distribuidas a lo largo de una dirección circunferencial de dicha masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1, 109.1);

10 - dicha disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313) es dócil en dicha dirección circunferencial y comprende un primer elemento de soporte (112.1; 212.1; 312.1), un segundo elemento de soporte (112.2) y un primer elemento de resorte (112.4; 212.4; 312.4);

- dicho primer elemento de soporte (112.1; 212.1; 312.1) se conecta a una de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) y dicha masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1, 109.1) de manera rígida en dicha dirección circunferencial;

15 - dicho segundo elemento de soporte (112.2) se conecta a la otra de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) y dicha masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1, 109.1) de manera rígida en dicha dirección circunferencial;

- dicho primer elemento de resorte (112.4; 212.4; 312.4) se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre dicho primer elemento de soporte (112.1; 212.1; 312.1) y dicho segundo elemento de soporte (112.2) para proporcionar dicha docilidad de dicha disposición de enlace (112, 113; 212, 213; 312, 313) al menos en una primera dirección torsional a lo largo de dicha dirección circunferencial,

en donde, en particular,

25 - dicha disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313) comprende un tercer elemento de soporte (112.3) y un segundo elemento de resorte (112.5; 212.5; 312.5), dicho tercer elemento de soporte (112.3) se conecta a la otra de dicha masa de reducción de vibraciones torsionales y dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) de manera rígida en dicha dirección circunferencial y dicho segundo elemento de resorte (112.5; 212.5; 312.5) se dispone y actúa cinemáticamente en serie entre dicho primer soporte (112.1; 212.1; 312.1) y dicho tercer elemento de soporte (112.3) para proporcionar dicha docilidad en dicha dirección circunferencial de dicha disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313) en una segunda dirección torsional opuesta a dicha primera dirección torsional,

30 y/o

- dicho primer elemento de resorte (112.4; 212.4; 312.4) y/o dicho segundo elemento de resorte (112.5; 212.5; 312.5) se forman por un elemento de resorte plano;

y/o

35 - dicho primer elemento de resorte (112.4; 212.4; 312.4) y/o dicho segundo elemento de resorte (112.5; 212.5; 312.5) se forma por al menos una sección de un elemento generalmente en forma de anillo (212.8, 212.9), dicho elemento generalmente en forma de anillo (212.8, 212.9), en particular, integrando al menos una parte de dicho primer elemento de soporte (112.1; 212.1; 312.1) y/o integrando al menos una parte de dicho segundo elemento de soporte (112.2);

y/o

40 - dicho primer elemento de resorte (112.4) y/o dicho segundo elemento de resorte (112.5) se forma por un elemento de resorte plano conectado de forma liberable a dicho primer elemento de soporte (112.1) y/o dicho segundo elemento de soporte (112.2).

y/o

45 - una rigidez de dicho primer elemento de resorte (112.4; 212.4; 312.4) y/o dicho segundo elemento de resorte (112.5; 212.5; 312.5) se selecciona de manera que se transmita un momento torsional máximo durante el funcionamiento de dicha unidad de tren de rodadura alrededor de dicho eje entre dicha masa de reducción de vibraciones torsionales y dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) se toma exclusivamente por deformación elástica de dicho elemento de resorte de dicha al menos una disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313);

y/o

50 - una rigidez de dicho primer elemento de resorte (112.4; 212.4; 312.4) y/o dicho segundo elemento de resorte (112.5; 212.5; 312.5) se selecciona de manera que se transmita un momento torsional máximo durante el

funcionamiento de dicha unidad de tren de rodadura alrededor de dicho eje rotacional entre dicha masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1, 109.1) y dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) provoca una desviación máxima de dicho elemento de resorte, en particular, en dicha dirección torsional, inferior a 1,0 mm, preferiblemente inferior a 0,5 mm, más preferiblemente de 0,1 mm a 0,05 mm;

5 y/o

- dicha disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313) se configura para permitir la expansión térmicamente inducida en dicha dirección radial entre dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) y/o dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) y dicha unidad de ruedas (105; 205; 305).

10 12. La unidad de tren de rodadura según la reivindicación 11, en donde

- dicha disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313) comprende una unidad de elemento laminar (212, 213; 312, 313) que comprende al menos un elemento laminar (220, 221; 320, 321) que integra al menos una parte de dicho primer elemento de resorte (212.4; 312.4) y/o al menos una parte de dicho segundo elemento de resorte (212.5; 312.5) y al menos una parte de dicho primer elemento de soporte (212.1; 312.1) y/o al menos una parte de dicho segundo elemento de soporte (112.2),

15

en donde, en particular,

- dicho al menos un elemento laminar (220, 221; 320, 321) es un elemento de chapa metálica,

y/o

20 - se corta dicho al menos un elemento laminar (220, 221; 320, 321), en particular se troquea y/o corta con láser, y/o se corta con chorro de agua para formar dicho primer elemento de resorte (212.4; 312.4) y/o dicho segundo elemento de resorte (212.5; 312.5)

y/o

- dicha unidad de elemento laminar (212, 213; 312, 313) comprende una pluralidad de dichos elementos laminares (220, 221; 320, 321) apilados a lo largo de dicha dirección axial para formar dicha disposición de enlace;

25 y/o

- dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) se acopla a dicha unidad de ruedas (205; 305) a través de al menos un primera disposición de enlace torsional (212, 213; 312, 313) y dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) se acopla a dicha unidad de ruedas (205; 305) a través de al menos una segunda disposición de enlace torsional (212, 213; 312, 313), comprendiendo dicha primera disposición de enlace torsional (212, 213; 312, 313) un número diferente de dichos elementos laminares (220, 221; 320, 321) apilados a lo largo de dicha dirección axial que dicha segunda disposición de enlace torsional (112, 113; 212, 213; 312, 313) para proporcionar dicho desplazamiento entre dicha primera frecuencia resonante de reducción y dicha segunda frecuencia resonante de reducción.

30

13. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 4 a 12, en donde

35 - dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1; 122.1) se acopla a un elemento de alma (105.4; 122.3) de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) en un primer lado axial de dicho elemento de alma (105.4; 122.3) y dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1; 122.2) se acopla a dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) en un segundo lado axial de dicho elemento de alma (105.4; 122.3);

40 - dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1) y dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1) estando acopladas a lo largo de dicha dirección axial mediante una disposición de enlace axial (117),

en donde, en particular,

- dicho elemento de alma (105.4) es un elemento de alma de dicha rueda (105.2);

y/o

45 - dicha disposición de enlace axial (117) permite el movimiento torsional entre dicha primera masa de reducción de vibraciones torsionales (108.1; 122.1) y/o dicha segunda masa de reducción de vibraciones torsionales (109.1; 122.2) y dicho elemento de alma (105.4; 122.3) alrededor de dicha dirección axial;

y/o

- dicha disposición de enlace axial se acopla a dicho elemento de alma (105.4; 122.3) de manera torsionalmente

rígida alrededor de dicho eje de rotación (105.3).

14. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 13, en donde

- se proporciona al menos una tercera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (118, 119),
comprendiendo dicha tercera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (118, 119) una tercera masa de reducción de vibraciones torsionales (118.1, 119.1) acoplada a dicha unidad de ruedas (105; 205; 305) de una manera torsionalmente dócil alrededor de dicho eje de rotación (105.3);

- dicha tercera masa de reducción de vibraciones torsionales (118.1, 119.1) se configura para oscilar alrededor de dicho eje de rotación (105.3) en contrafase con respecto a un componente de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305), en particular, con respecto a dicha rueda (105.2), para reducir la vibración torsional de dicha unidad de ruedas (105; 205; 305);

- dicha tercera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (118, 119) define una tercera frecuencia resonante de reducción de dicha oscilación en contrafase de dicha tercera masa de reducción de vibraciones torsionales (118.1, 119.1);

- dicha tercera frecuencia resonante de reducción es del mismo orden que dicha primera frecuencia resonante de reducción y tiene un desplazamiento intencional adicional de dicha primera frecuencia resonante de reducción y/o de dicha segunda frecuencia resonante de reducción,

en donde, en particular,

- dicho desplazamiento intencional adicional supera un desplazamiento provocado por las máximas tolerancias de fabricación definidas para dicha unidad de tren de rodadura;

y/o

- dicho desplazamiento intencional entre dicha primera frecuencia resonante de reducción y dicha segunda frecuencia resonante de reducción es un primer desplazamiento intencional y dicho desplazamiento intencional adicional es un segundo desplazamiento, siendo dicho segundo desplazamiento del 10% al 90%, preferiblemente del 25% al 75%, más preferiblemente 40% a 60%, de dicha primer desplazamiento intencional;

y/o

- dicha tercera frecuencia resonante de reducción se ubica entre dicha primera frecuencia resonante de reducción y dicha segunda frecuencia resonante de reducción.

15. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 14, en donde dicha primera unidad de masa de reducción de vibraciones torsionales (108) comprende un segundo disco de freno acoplado de manera torsionalmente rígida a dicho primer disco de freno (108.1).

16. La unidad de tren de rodadura según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 15, en donde dicha rueda (105.2) se acopla a dicho vástago de unidad de ruedas (105.1) de manera torsionalmente rígida alrededor de dicho eje de rotación (105.3).

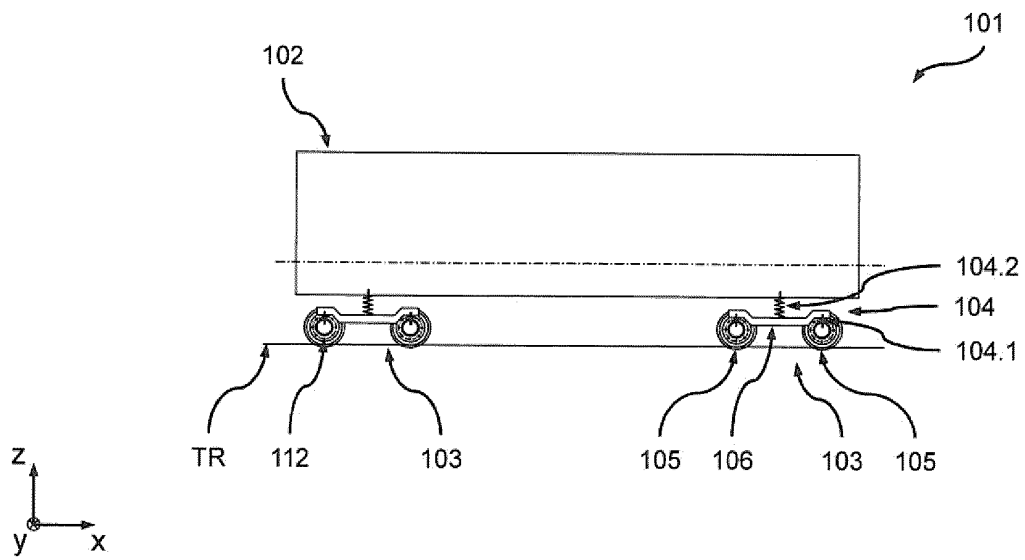


Fig. 1

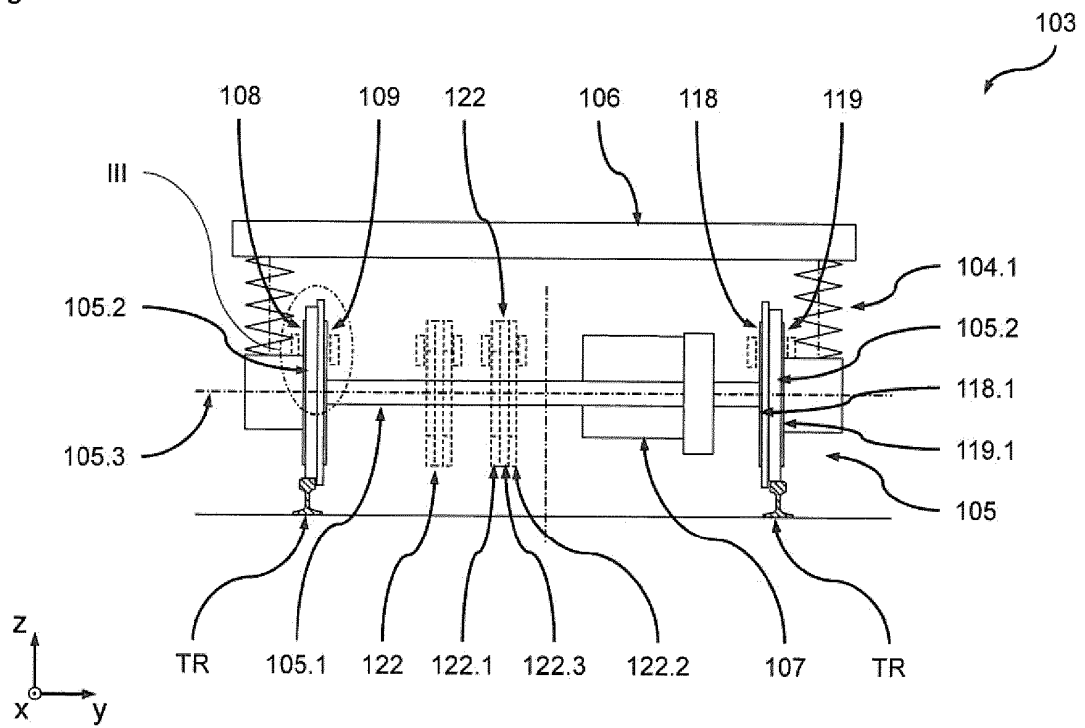
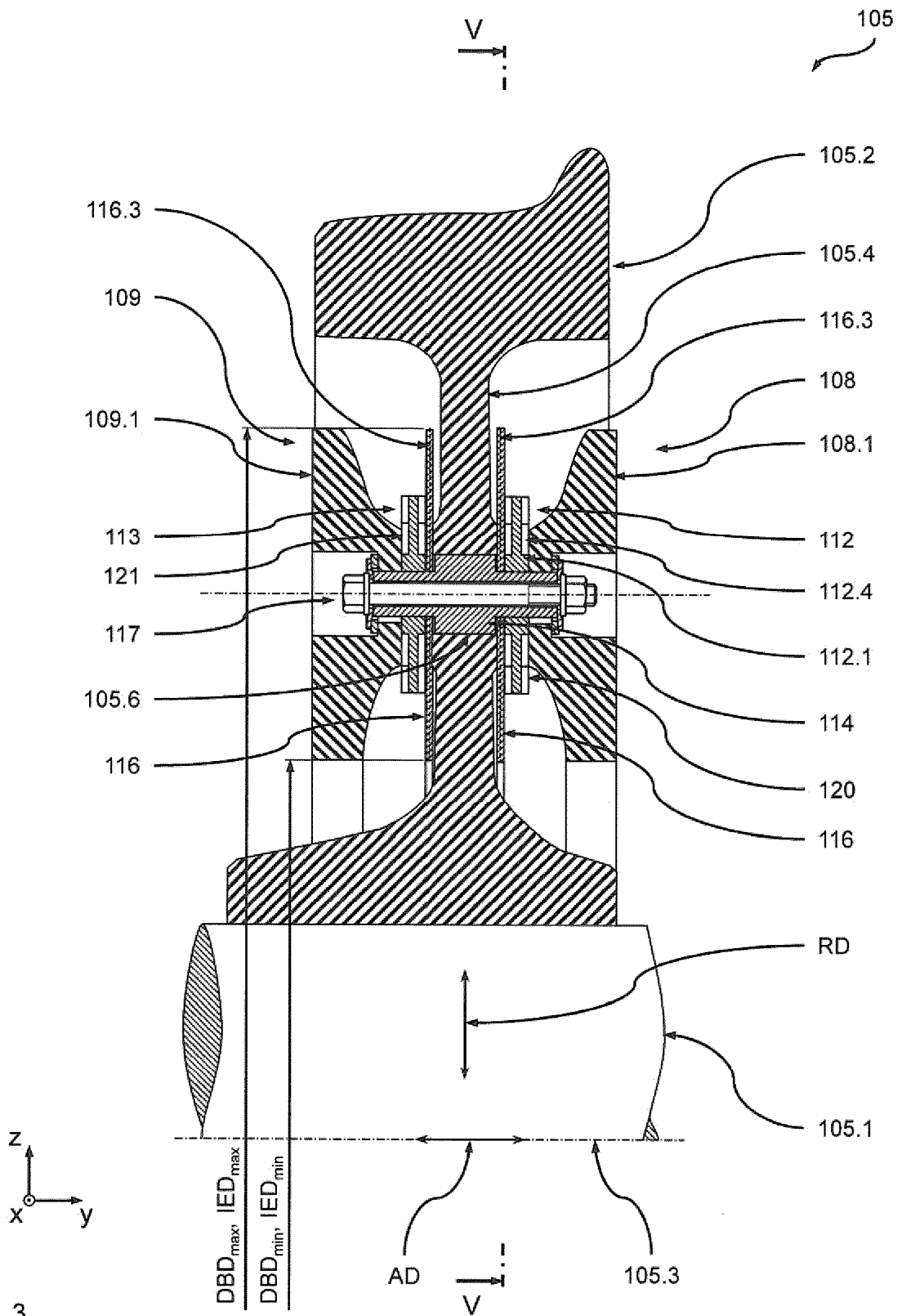
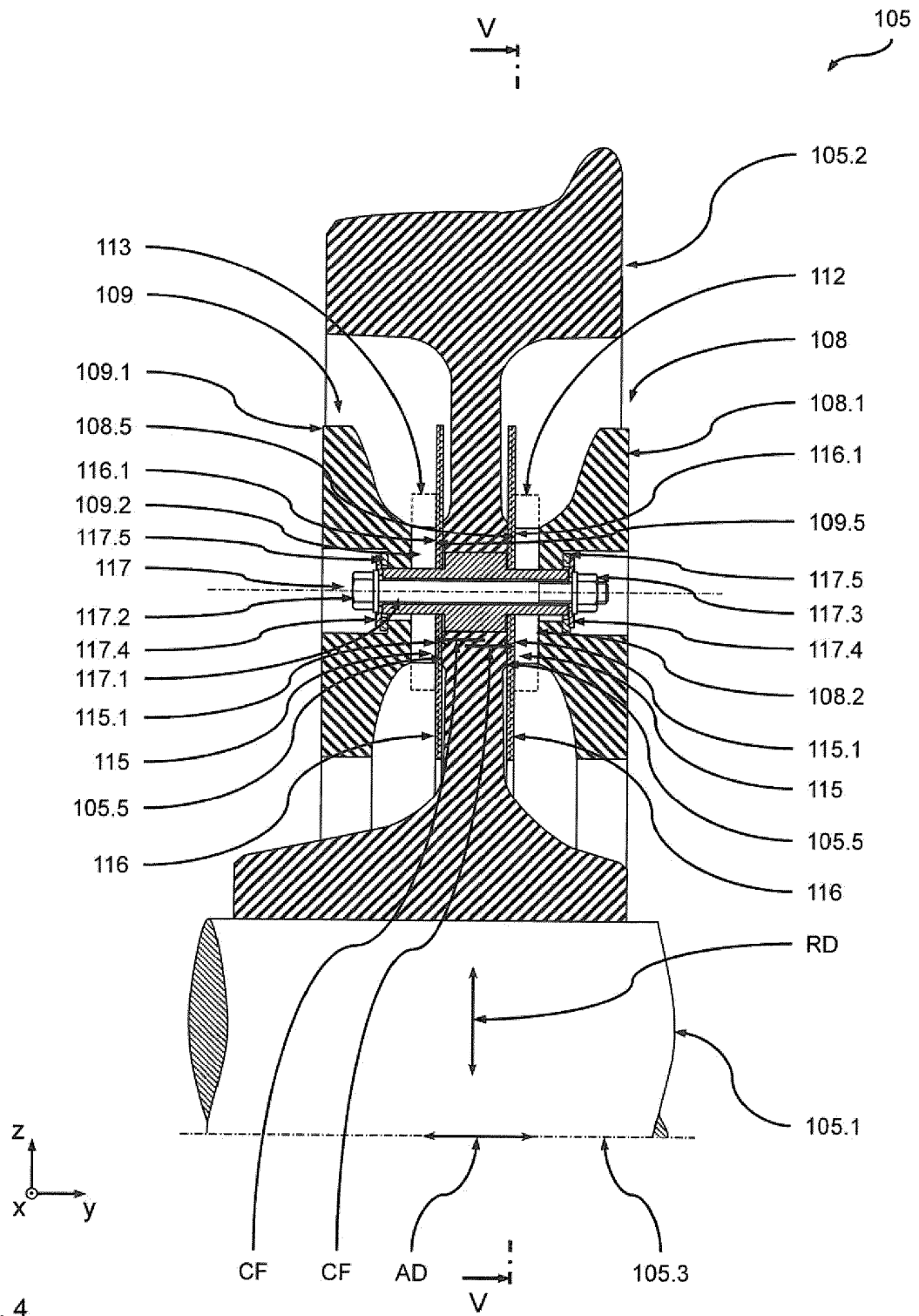


Fig. 2





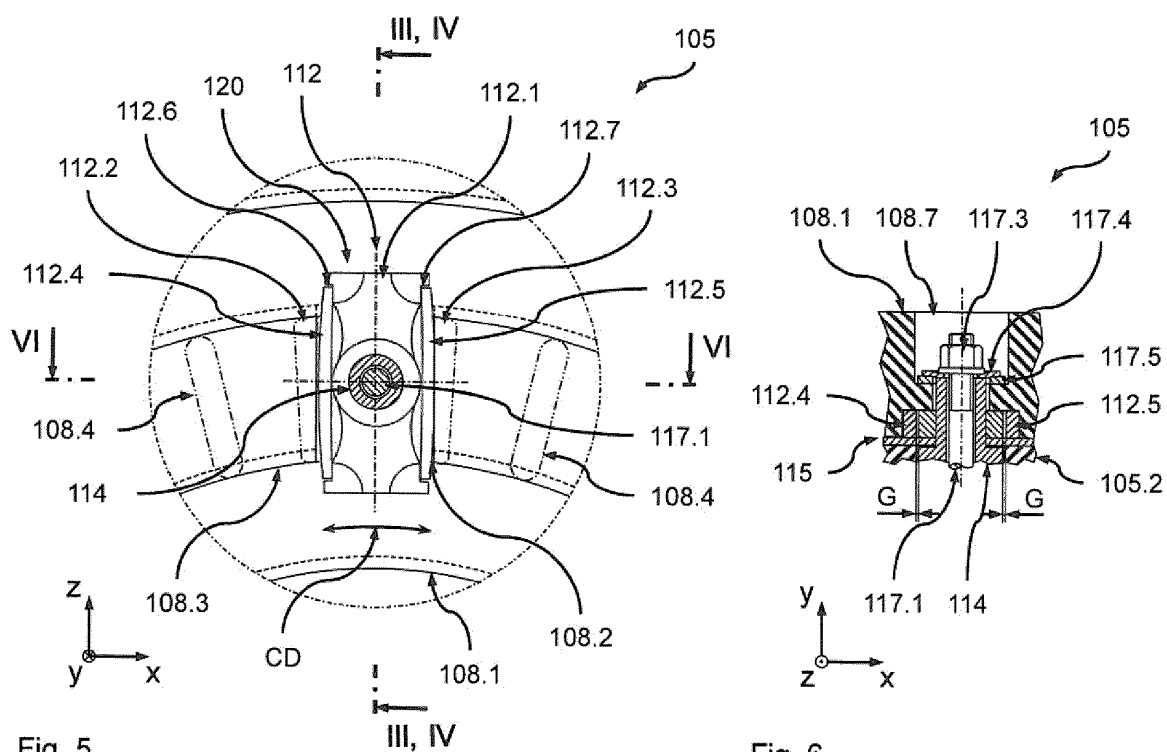


Fig. 5

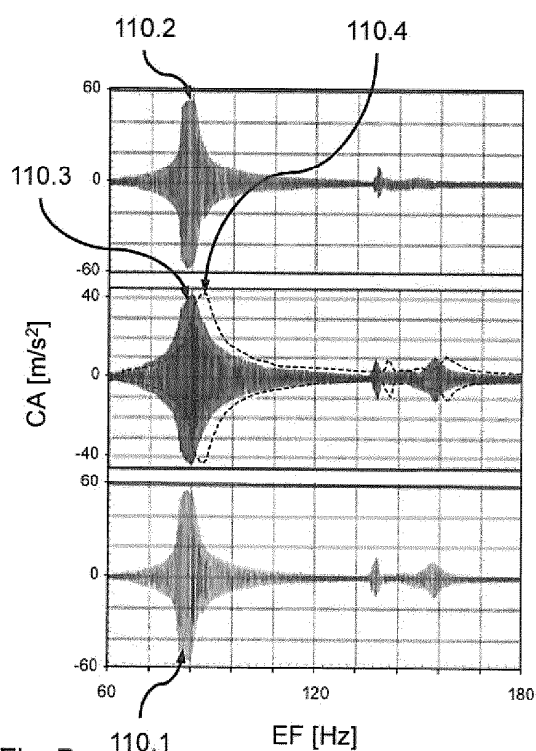


Fig. 7

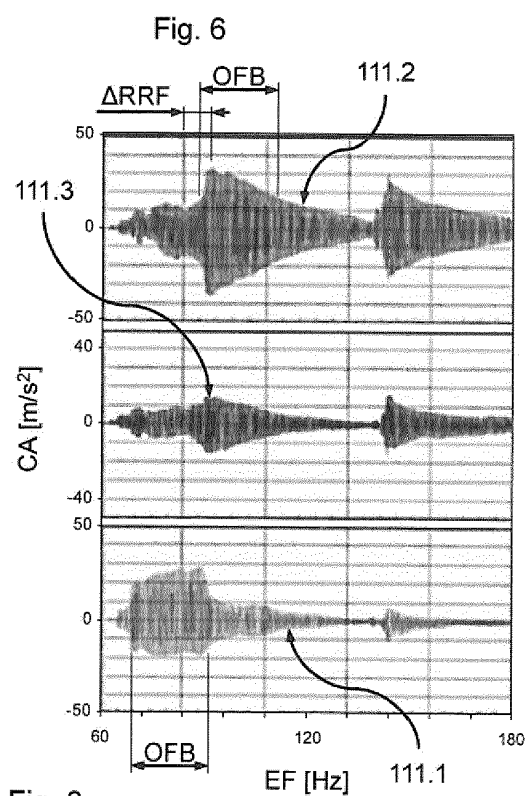
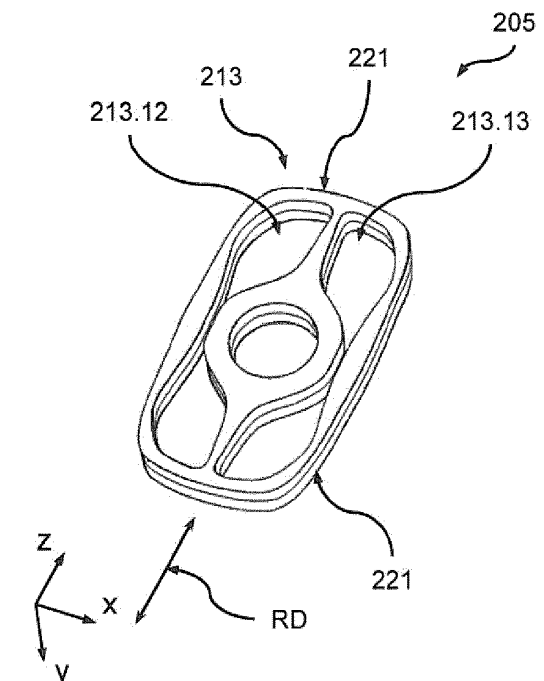
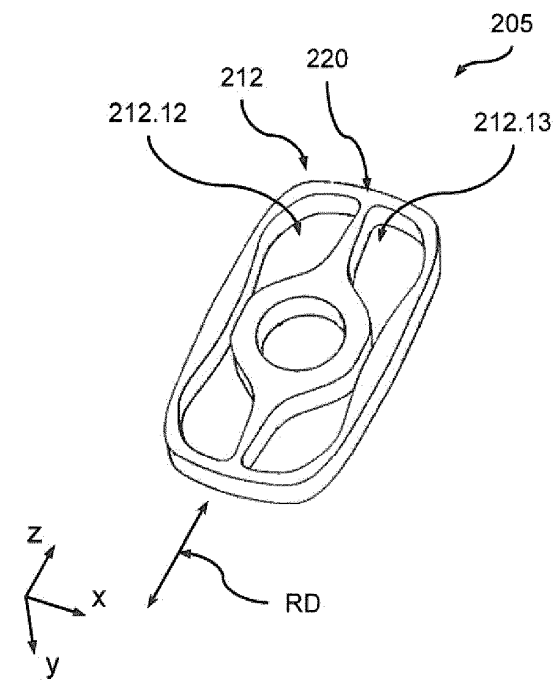
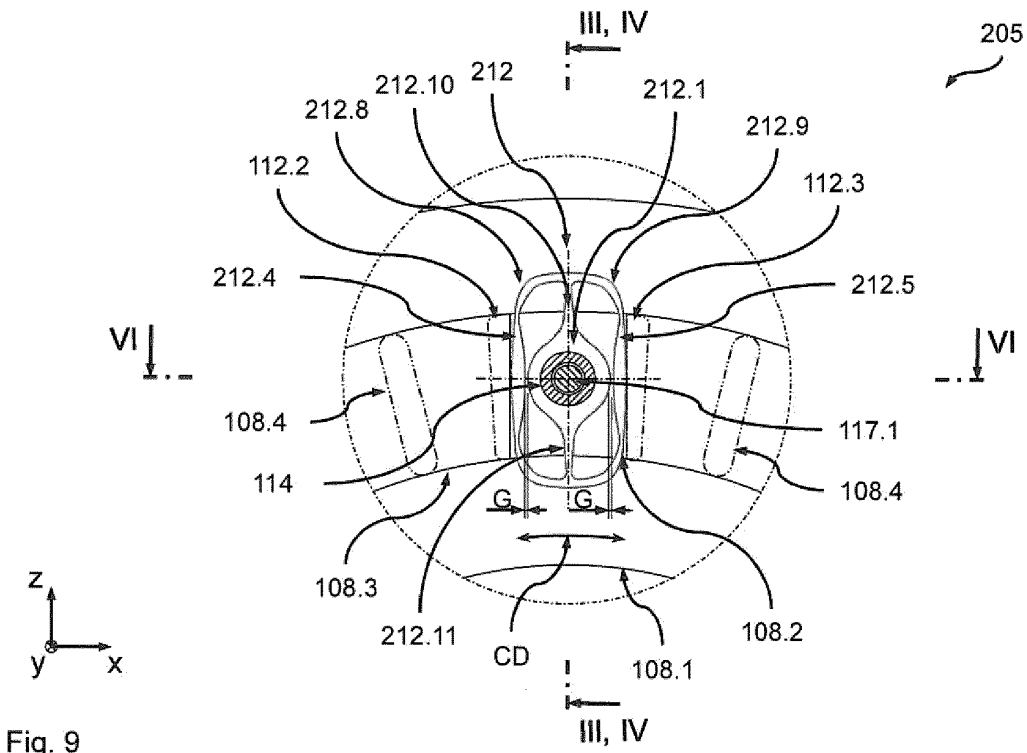


Fig. 8



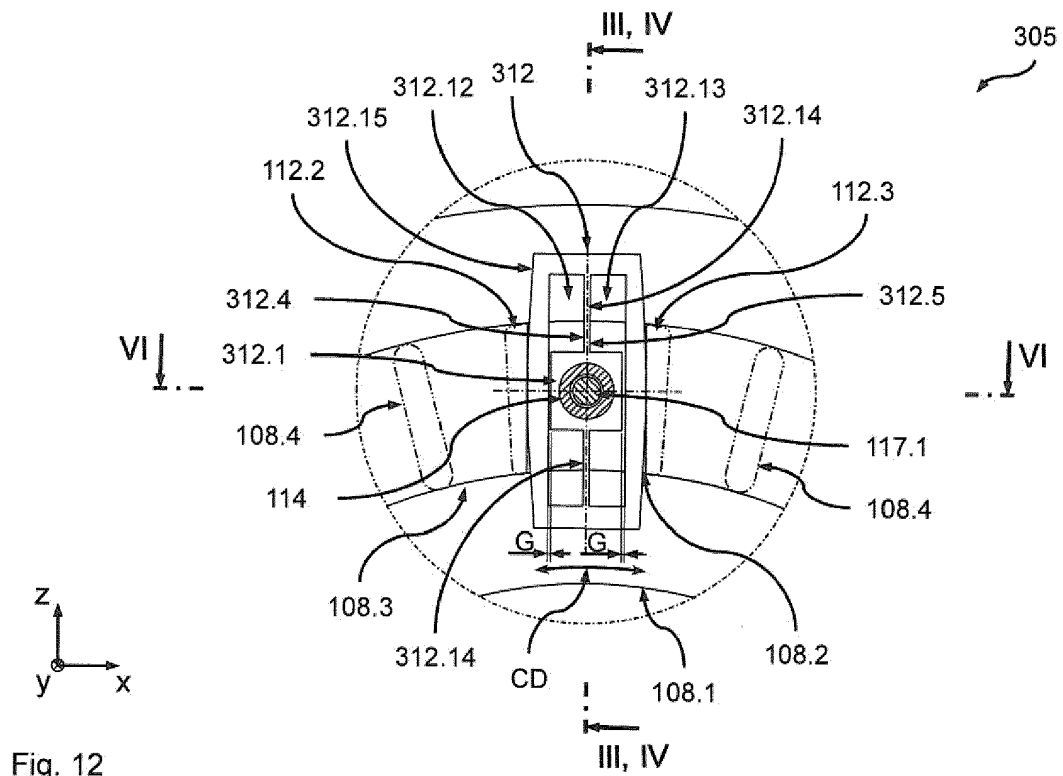


Fig. 12

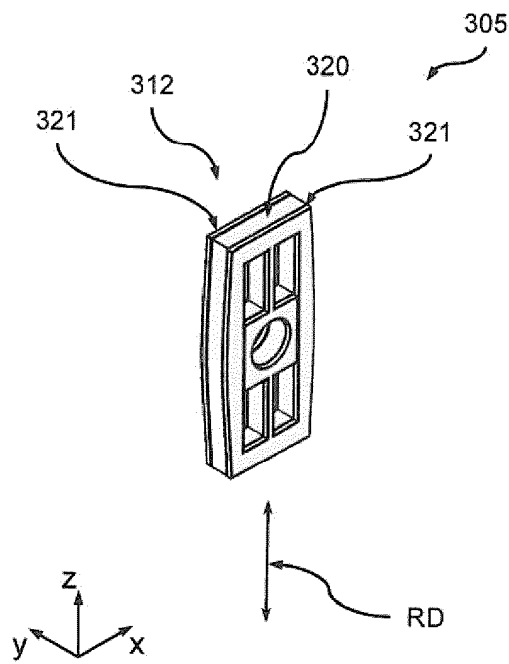


Fig. 13

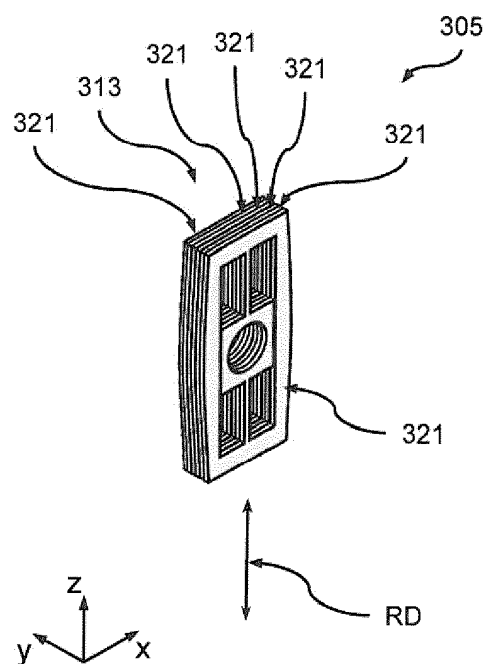


Fig. 14