

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 431 081**

51 Int. Cl.:

F16D 65/00 (2006.01)

F16D 65/12 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **22.12.2011** **E 11195227 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **11.09.2013** **EP 2469116**

54 Título: **Disco de freno para vehículo ferroviario**

30 Prioridad:

24.12.2010 FR 1061234

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
25.11.2013

73 Titular/es:

**SOCIÉTÉ NATIONALE DES CHEMINS DE FER
FRANÇAIS - SNCF (100.0%)
2, place aux Etoiles
93200 St Denis, FR**

72 Inventor/es:

**LORANG, XAVIER y
CLO, PASCAL**

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 431 081 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

Disco de freno para vehículo ferroviario

La invención concierne a un dispositivo de frenado para vehículo ferroviario y, de modo más particular, a un dispositivo de frenado que comprende un disco de freno destinado a ser montado en un eje de vehículo ferroviario.

5 Un vehículo ferroviario tal como un tren de gran velocidad TGV comprende de manera clásica una pluralidad de vagones. Cada vagón es soportado por al menos un bogie que comprende dos ejes provistos de ruedas destinadas a estar en contacto con los raíles de la vía de ferrocarril.

10 Para permitir disminuir la velocidad del vehículo ferroviario durante su entrada en una estación, el vehículo comprende al menos un dispositivo de frenado que comprende, por una parte, un disco de freno y, por otra, una guarnición de frenado destinada a entrar en contacto con la superficie del disco de freno con el fin de transformar la energía cinética del eje en energía térmica disipada en el disco de freno.

15 De manera clásica, en las extremidades del eje están montadas ruedas, quedando zunchados cuatro discos de freno alrededor del eje entre las ruedas. Así, las ruedas, el eje y los discos de freno son solidarios en rotación en el transcurso del desplazamiento del vehículo ferroviario. A cada disco de freno está asociada una guarnición de freno montada solidariamente con el bogie.

El dispositivo de frenado de acuerdo con la técnica anterior comprende un disco de freno de forma circular así como una guarnición, conocida por el especialista en la materia, en la cual están situados salientes destinados a entrar en contacto con la superficie lateral del disco de freno.

20 De manera clásica, la guarnición es arrastrada a contacto con el disco de freno por una palanca amplificadora, denominada igualmente timonería por el especialista en la materia, unida por una unión pivote al bogie y de la cual una primera extremidad es solidaria de la guarnición y una segunda extremidad es solidaria de un vástago de un gato neumático que puede ser mandado por un operario. A la llegada del tren a una estación, el operario activa el dispositivo de frenado, lo que manda al gato neumático de manera que desplaza a la segunda extremidad de la palanca amplificadora. Debido a la unión pivote, la guarnición se adhiere firmemente contra la superficie lateral del
25 disco de freno para disipar la energía cinética del tren y hacerle disminuir la velocidad. En la práctica, cada disco de freno queda « cogido en sándwich » por dos guarniciones de frenado.

30 El principal inconveniente de los dispositivos de frenado actuales es que estos generan un chirrido casi sistemáticamente durante la llegada a una estación. Un chirrido es un crujido agudo, un ruido estridente cuyo nivel sonoro máximo oscila, a un metro del canto del andén, entre 100 dB y 110 dB durante el paso de un tren. Aunque el chirrido no afecta en modo alguno a la seguridad del frenado, éste presenta una molestia importante tanto para los viajeros como para los que se encuentran en las estaciones.

El chirrido resulta de vibraciones autoentretidas generadas por los diferentes constituyentes del dispositivo de frenado en el transcurso del rozamiento de las guarniciones contra el disco de freno.

35 El fenómeno de rozamiento a escala microscópica induce vibraciones del disco de freno a escala macroscópica. Así, contrariamente a la idea recibida, el chirrido no resulta del ruido que proviene del contacto de las guarniciones con el disco de freno, sino que resulta principalmente de una vibración del disco de freno.

El documento US 4 523 666 A muestra un disco de freno de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1.

40 Con el fin de eliminar al menos algunos de estos inconvenientes, la invención concierne a un disco de freno destinado a ser montado solidario de un eje de vehículo ferroviario montado rotatorio alrededor de un eje geométrico determinado, comprendiendo el disco de freno dos caras laterales opuestas, estando dispuesto el disco de freno para vibrar según una pluralidad de modos propios, haciéndose inestables al menos dos modos propios principales del disco de freno durante la aplicación de una fuerza de rozamiento, para un coeficiente de rozamiento determinado, sobre al menos una cara lateral del disco de freno, estando definido cada modo propio principal inestable por una tasa de divergencia, comprendiendo la periferia del disco de freno un relieve y presentando una
45 disimetría alrededor del citado eje geométrico de manera que las tasas de divergencia de los citados modos propios principales permanezcan negativas o nulas durante la aplicación de la fuerza de rozamiento para el coeficiente de rozamiento determinado, preferentemente del orden de 0,4.

50 Así, de manera ventajosa, la forma del disco de freno permite liberarse del acoplamiento de modos propios de vibración intrínsecos al disco durante el frenado. Dado que las tasas de divergencia de los modos propios no son positivas, los modos propios principales no se hacen inestables durante la aplicación de la fuerza de frenado, lo que limita el chirrido.

Dicho de otro modo, la invención concierne a un disco de freno destinado a ser montado solidario de un eje de vehículo ferroviario montado rotatorio alrededor de un eje geométrico determinado, comprendiendo el disco de freno dos caras laterales opuestas, estando dispuesto el disco de freno para vibrar según una pluralidad de modos propios

- 5 a una frecuencia de vibración determinada, haciéndose inestables al menos dos modos propios principales del disco de freno durante la aplicación de una fuerza de rozamiento de coeficiente de rozamiento determinado sobre al menos una cara lateral del disco de freno, comprendiendo la periferia del disco de freno un relieve y presentando una disimetría alrededor del citado eje geométrico de manera que las frecuencias de vibración de los modos propios principales del disco de freno estén distantes una de otra.
- Una disimetría periférica del disco implica una separación de las frecuencias de vibración de los modos propios principales del disco de freno. Resulta así que, durante el frenado, el coeficiente de rozamiento de las guarniciones contra las superficies laterales del disco de freno no es suficiente para provocar un acoplamiento de los modos propios principales y por tanto un chirrido. El chirrido ligado al frenado queda por tanto atenuado. Preferentemente, las frecuencias de vibración de los modos propios principales del disco de freno están distantes una de otra al menos en 80 Hz. De manera preferida, las frecuencias de vibración de los modos propios principales del disco de freno distan una de otra al menos en 100 Hz.
- Además, una disimetría periférica no perturba el frenado, al no ser modificadas las superficies laterales del disco de freno destinadas a entrar en contacto con las guarniciones. Esto permite reemplazar un disco de freno de acuerdo con la técnica anterior por un disco de freno de acuerdo con la invención sin modificar otros elementos de los dispositivos de frenado.
- El disco de freno comprende un cuerpo axisimétrico, preferentemente circular, y al menos un segmento en saliente formado en el citado cuerpo. Así, solo la periferia del disco de freno tiene un relieve. El cuerpo axisimétrico comprende un centro de gravedad de cuerpo colocado en su eje geométrico, el disco de freno comprende un centro de gravedad de disco desplazado con respecto al eje geométrico del cuerpo axisimétrico. Debido al desplazamiento de su centro de gravedad, el disco de freno tiene un desequilibrio que permite separar las frecuencias de vibración de los modos propios principales del disco de freno. Dicho de otro modo, el desequilibrio del disco de freno permite atenuar el chirrido de freno, lo que es ventajoso.
- De manera preferida, el cuerpo axisimétrico y el segmento en saliente forman un conjunto monobloque.
- 25 De acuerdo con un aspecto de la invención, el cuerpo axisimétrico comprende dos caras laterales opuestas separadas por un canto periférico, estando formado el segmento en saliente en el canto periférico del citado cuerpo del disco.
- De acuerdo con otro aspecto de la invención, comprendiendo el disco de freno un centro, el segmento en saliente se extiende en un arco circular cuyo ángulo abierto está definido con respecto al centro del disco. Un arco circular perturba solo débilmente la rotación del disco de freno, siendo el desequilibrio limitado.
- 30 De acuerdo con un aspecto preferido, el ángulo abierto está comprendido entre 10° y 30°, preferentemente igual a 20°, lo que permite evitar un acoplamiento de los modos principales y por tanto un chirrido de gran amplitud.
- Preferentemente, el segmento en saliente comprende un material amortiguador a fin de limitar la amplitud de las vibraciones del disco de freno y por tanto la amplitud del chirrido.
- 35 De acuerdo con una forma de realización preferida, el disco de freno comprende al menos dos segmentos en saliente formados en el citado cuerpo. Parametrizando la separación angular de los segmentos en saliente, se pueden separar frecuencias de modos principales de bajas o altas frecuencias.
- Preferentemente, los segmentos en saliente están distantes una distancia angular al menos igual a 80°, preferentemente igual a 90° a fin de separar frecuencias de modos principales de bajas frecuencias.
- 40 Preferentemente, los segmentos en saliente están distantes uno de otro una distancia angular de aproximadamente 20° con el fin de separar frecuencias de modos principales de altas frecuencias.
- De acuerdo con una forma de realización preferida, el disco de freno comprende al menos tres segmentos en saliente formados en el citado cuerpo. Tal disimetría periférica permite separar simultáneamente las frecuencias de modos principales de bajas y altas frecuencias.
- 45 Preferentemente, las separaciones angulares definidas entre dos segmentos en saliente consecutivos son diferentes. A título de ejemplo, las separaciones angulares formadas entre los segmentos en saliente son diferentes de 120°. Existe, así, una disimetría axial del disco de freno, lo que induce un desequilibrio del disco y limita el chirrido.
- Preferentemente, el disco de freno comprende un segmento en saliente principal y dos segmentos en saliente auxiliares de dimensiones inferiores a las del segmento en saliente principal. Los segmentos en saliente limitan de manera localizada el acoplamiento de los modos principales de altas frecuencias y bajas frecuencias.
- 50 Preferentemente todavía, el segmento en saliente principal está distante del segmento en saliente auxiliar más próximo una distancia angular al menos igual a 80°, preferentemente igual a 90°. El segmento en saliente principal

en combinación con los segmentos en saliente auxiliares limitan el acoplamiento de los modos principales de bajas frecuencias.

5 Preferentemente todavía, los segmentos en saliente auxiliares están separados uno de otro una distancia angular de aproximadamente 20°. Los segmentos en saliente auxiliares limitan el acoplamiento de los modos principales de altas frecuencias.

La invención concierne además a un dispositivo de frenado que comprenda al menos un disco de freno tal como el presentado anteriormente y una guarnición destinada a aplicar una fuerza de rozamiento sobre el citado disco de freno.

10 Cuanto más separadas están las frecuencias de los modos de vibración principales del disco, menos susceptibles son de acoplarse las frecuencias de los modos de vibración principales del conjunto formado por el disco de freno y la guarnición y por tanto de generar un chirrido de gran amplitud.

La invención tiene por objeto igualmente un vehículo ferroviario que comprenda un eje y al menos un dispositivo de frenado tal como el presentado anteriormente, estando montado el disco de freno del dispositivo de frenado en el citado eje.

15 Preferentemente, el vehículo ferroviario comprende un eje y al menos cuatro dispositivos de frenado tales como los presentados anteriormente, estando montados los discos de freno de los dispositivos de frenado en el citado eje.

Preferentemente todavía, los discos de freno están desplazados angularmente uno de otro en el eje de manera que se limite el desequilibrio del eje en el transcurso de su rotación. El eje queda así equilibrado globalmente, lo que aumenta su duración de vida de servicio.

20 La invención se comprenderá mejor con la lectura de la descripción que sigue, dada únicamente a título de ejemplo, y refiriéndose a los dibujos anejos, en los cuales:

- la figura 1 es una representación parcial en perspectiva de un eje de vehículo ferroviario en el cual están montados una rueda y dos discos de freno de acuerdo con la invención;
- la figura 2 es una representación esquemática de un dispositivo de frenado de acuerdo con la invención;
- 25 - la figura 3 es una modelación de la deformación de acuerdo con un modo propio de vibración determinado del conjunto de un disco de freno de acuerdo con la técnica anterior durante el contacto con su guarnición durante el frenado, estando representado el disco de freno sin su guarnición;
- la figura 4A es una representación esquemática vista de frente de un disco de freno de acuerdo con una primera forma de realización de la invención;
- 30 - la figura 4B es una representación esquemática vista de frente de un disco de freno de acuerdo con una segunda forma de realización de la invención;
- la figura 4C es una representación esquemática vista de frente de un disco de freno de acuerdo con una tercera forma de realización de la invención;
- la figura 5 es una representación esquemática en perspectiva del disco de freno de la figura 4C;
- 35 - la figura 6 es una representación esquemática de una forma de realización particular de un segmento en saliente del disco de freno de acuerdo con la invención visto de costado;
- la figura 7 es un gráfico que representa la evolución de las frecuencias de dos modos propios de deformación principales para un disco de freno de acuerdo con la técnica anterior (trazo discontinuo) y para un disco de freno de acuerdo con la invención (trazo continuo) en función del coeficiente de rozamiento;
- 40 - la figura 8 es un gráfico que representa la evolución de la tasa de divergencia de dos modos propios de deformación principales para un disco de freno de acuerdo con la técnica anterior (trazo discontinuo) en función de la frecuencia de los citados modos propios en el transcurso de la aplicación de una fuerza de rozamiento con un coeficiente de rozamiento creciente;
- la figura 9 es un gráfico que representa la evolución de la tasa de divergencia de los dos modos propios de deformación principales para un disco de freno de acuerdo con la invención (trazo continuo) en función de la frecuencia de los citados modos propios en el transcurso de la aplicación de una fuerza de rozamiento con coeficiente de rozamiento creciente; y
- 45 - la figura 10 es un gráfico que representa la evolución de la tasa de divergencia de los modos propios de deformación principales para un disco de freno de acuerdo con la técnica anterior (trazo discontinuo) y para un disco de freno de acuerdo con la invención (trazo continuo) en función del coeficiente de rozamiento.

50

El dispositivo de frenado para vehículo ferroviario de acuerdo con la invención se distingue de un dispositivo de frenado de acuerdo con la técnica anterior por su disco de freno que es de naturaleza diferente. El dispositivo de frenado está montado clásicamente en un eje del vehículo ferroviario con el fin de transformar la energía cinética del eje en energía térmica que es disipada en el disco de freno.

- 5 De manera clásica, refiriéndose a la figura 1 que representa una vista parcial de un eje 1 de eje geométrico XX' de un bogie de un vehículo ferroviario, en las extremidades del eje 1 están montadas ruedas 2 e, independientemente de las ruedas 2, cuatro discos de freno 30 están zunchados alrededor del eje 1 entre las ruedas 2. Así, las ruedas 2, el eje 1 y los discos de freno 30 son solidarios en rotación en el transcurso del desplazamiento del vehículo ferroviario.
- 10 Refiriéndose a la figura 2 que representa un dispositivo de frenado de acuerdo con la invención, este último comprende un disco de freno 30 de eje geométrico XX' así como una guarnición 4, conocida por el especialista en la materia, en la cual están situados salientes de rozamiento 5 destinados a entrar en contacto con la superficie lateral del disco de freno 30. A cada disco de freno 30 está asociada una guarnición de freno 4, montada solidariamente con el bogie.
- 15 De manera clásica, la guarnición 4 es arrastrada a contacto con el disco de freno 30 por una palanca amplificadora 6 unida por una unión pivote 8 al bogie y de la cual una primera extremidad es solidaria de la guarnición 4 y una segunda extremidad es solidaria de un vástago de un gato neumático 7 que puede ser mandado por un operario. A la llegada de un tren a una estación, el operario activa el dispositivo de frenado, lo que manda al gato neumático 7 de manera que desplace la segunda extremidad de la palanca amplificadora 6. Debido a la unión pivote 8, los salientes de rozamiento 5 de la guarnición 4 se adhieren firmemente contra la superficie lateral del disco de freno 30 para disipar la energía cinética del tren y hacerle disminuir la velocidad. En la práctica, cada disco de freno 30 queda « cogido en sándwich » por dos guarniciones de frenado 4.

Para actuar sobre los cuatro discos de freno 30, cada eje 1 comprende cuatro gatos neumáticos 7 unidos al mismo circuito neumático. El bogie comprende a su vez dos circuitos neumáticos independientes, uno para cada eje 1.

- 25 Un disco de freno estándar 3 es una pieza de revolución y tiene una forma circular. Dicho de otro modo, un disco de freno estándar 3 tiene una simetría axial de eje geométrico XX' y se denomina, de manera clásica, disco axisimétrico.

- De manera conocida, un disco de freno estándar 3 está configurado para vibrar según una pluralidad de modos propios de vibración, designados igualmente modos propios estructurales, cuya frecuencia de vibración está definida en función de la estructura dimensional del disco de freno 3. A título de ejemplo, un modo de vibración de un disco de freno estándar 3 asociado a salientes de rozamiento 5 de la guarnición 4 está representado en la figura 3, estando representado el disco de freno estándar 3 sin la guarnición 4.
- 30

- Debido a su forma circular y a su carácter axisimétrico, las frecuencias de los modos propios de vibración de un disco de freno estándar 3 en contacto con una guarnición (de diámetro 640 mm y de espesor 45 mm) están próximas una a otra. Refiriéndose a la figura 7, un disco de freno estándar 3 comprende dos modos propios de vibración principales cuyas frecuencias de vibración f_1 , f_2 son, a título de ejemplo, respectivamente iguales a 10050 Hz y 10030 Hz en ausencia de frenado, es decir en contacto pero con un coeficiente de rozamiento nulo.
- 35

- Un modo propio de vibración principal es un modo propio de vibración que es susceptible de acoplarse con otro modo propio de vibración a consecuencia de la aplicación de una fuerza de rozamiento con coeficiente de rozamiento guarnición/disco determinado para formar modos inestables del sistema concernido. Un modo propio de vibración principal se distingue de los otros modos debido a su contribución importante al chirrido durante su acoplamiento. Con fines de claridad, los modos propios de vibración principales son designados en lo que sigue modos principales.
- 40

- Para un disco de freno dado, se puede calcular, de manera conocida, un campo de desplazamiento del citado disco de freno que corresponde a los vectores de desplazamiento de cualquier punto del disco en el transcurso del tiempo. Un campo de desplazamiento u es función de una posición x y del tiempo t y así clásicamente es indicado por $u(x,t)$.
- 45

De manera conocida, el campo de desplazamiento del disco $u(x,t)$ comprende, por una parte, un campo de desplazamiento de equilibrio indicado por $u_e(x)$ y, por otra, un campo de desplazamiento vibratorio indicado por $u^*(x,t)$.

- 50 De manera igualmente conocida, el campo de desplazamiento vibratorio $u^*(x,t)$ está definido para cada uno de los modos vibratorios del disco. A título de ejemplo, para un modo vibratorio de inestabilidad u_0 , el campo de desplazamiento vibratorio se expresa así:

$$u^*(x,t) = \text{Re}(u_0(x)e^{j2\pi ft})e^{\alpha t}$$

- con Re correspondiente a la parte real, $u_0(x)$ un modo vibratorio de inestabilidad dado, f la frecuencia asociada al modo de inestabilidad u_0 , j la unidad imaginaria y α la tasa de divergencia asociada al modo de inestabilidad u_0 .
- 55

La tasa de divergencia α , conocida igualmente por el especialista en la materia con la designación de tasa de crecimiento modal, es obtenida por cálculo a partir, por ejemplo, de una modelación en forma de una malla del disco de freno. El método de cálculo de una tasa de divergencia para un disco de freno durante un frenado con un coeficiente de rozamiento determinado es conocido en particular por la tesis doctoral de L'École Polytechnique de Xavier Lorang titulada « Instabilité vibratoire des structures en contact frottant: Application au crissement des freins de TGV » que ha sido presentada el 4 de octubre de 2007.

Durante el frenado, los salientes de rozamiento 5 de la guarnición 4 del dispositivo de frenado son puestos en contacto con la superficie lateral del disco de freno estándar 3 de manera que rocen contra este último a fin de disminuir la velocidad del vehículo ferroviario. El coeficiente de rozamiento μ aplicado por la guarnición 4 sobre el disco de freno estándar 3 corresponde a la relación entre la fuerza tangencial y la fuerza normal con respecto a la superficie lateral del disco estándar 3. Este coeficiente de rozamiento μ induce una excitación del disco de freno estándar 3, lo que modifica la frecuencia de los modos principales. Refiriéndose a la figura 7 que representa en trazos discontinuos la evolución de las frecuencias a medida que se produce el frenado, las dos frecuencias f_1 y f_2 tienen tendencia a aproximarse una a la otra, lo que provoca un acoplamiento de los dos modos principales, siendo entonces las frecuencias iguales. El acoplamiento de los modos principales genera un chirrido para el coeficiente de rozamiento μ_f asociado al frenado.

Refiriéndose a las figuras 8 y 10, las tasas de divergencia α_a asociadas a los modos principales de un disco de freno estándar 3 tienen tendencia a aumentar en valor absoluto en el transcurso del frenado, lo que provoca un desplazamiento importante de las frecuencias f_1 , f_2 de los citados modos principales. Cuanto más elevadas son las tasas de divergencia, más inestables son los modos lo que aumenta el chirrido. Así, para un coeficiente de rozamiento μ_f asociado al frenado, las frecuencias de los modos principales son iguales como está representado en la figura 8 y aparece un acoplamiento de los modos, lo que genera el chirrido.

Para eliminar este inconveniente, la solicitante propone un disco de freno 30 que comprende una disimetría periférica de manera que las frecuencias de modos principales del disco de freno 30 estén distantes una de otra, preferentemente al menos 80 Hz.

Modificando la estructura dimensional de un disco de freno estándar 3 para crear un disco de freno mejorado 30, se modifica directamente la tasa de divergencia α asociada a los modos propios principales del disco de freno estándar 3. De manera preferida, el disco de freno 30 de acuerdo con la invención 30 comprende una disimetría periférica dispuesta para que la tasa de divergencia α_{inv} asociada a los modos principales del disco de freno 30 sea nula en el transcurso del frenado, en particular, para un coeficiente de rozamiento μ_f del orden de 0,4 asociado al frenado como está representado en las figuras 9 y 10. Siendo la tasa de divergencia α_{inv} nula, los modos propios principales se mantienen estables.

Así, durante el frenado, las frecuencias de los modos principales se aproximan pero no se acoplan para un coeficiente de rozamiento μ_f asociado al frenado como está representado en trazos continuos en la figura 7. Siendo eliminado el acoplamiento de los modos principales del disco de freno 30, el chirrido se limita.

- **Primera forma de realización**

De acuerdo con una primera forma de realización de la invención, refiriéndose a la figura 4A, el disco de freno 30 comprende un segmento en saliente P1 situado en la periferia del disco de freno 30 de manera que forma un relieve periférico. Dicho de otro modo, el disco de freno 30 comprende un cuerpo circular y un segmento en saliente P1 formado en el canto del cuerpo circular. Preferentemente, el cuerpo circular corresponde a un disco de freno estándar 3 conocido por la técnica anterior. De manera clásica, el centro de gravedad del cuerpo circular está colocado en su eje geométrico.

Siendo modificada la estructura dimensional del disco de freno 30, resulta una modificación de las frecuencias y de las tasas de divergencia de los modos principales del disco de freno 30. Un segmento en saliente P1 se extiende en un arco circular β cuyo ángulo abierto está definido con respecto al centro del disco de freno 30.

A título de ejemplo, la longitud periférica β_1 del segmento en saliente P1 es en este caso igual a 20° como está representado en la figura 4A y tiene un espesor del orden de 20 mm, preferentemente 19 mm. El espesor de un segmento en saliente se define radialmente con respecto al centro del disco de freno 30. Tal segmento en saliente P1 permite definir un disco de freno 30 cuyas frecuencias de los modos principales estén separadas del orden de 80 Hz. Se evita así un acoplamiento de los modos principales durante el frenado, lo que limita el chirrido. El centro de gravedad del disco de freno está desplazado del eje geométrico del cuerpo, lo que genera un desequilibrio del disco.

- **Segunda forma de realización**

Una segunda forma de realización es descrita refiriéndose a la figura 4B. Las referencias utilizadas para describir los elementos de estructura o función idéntica, equivalente o similar a las de los elementos de la figura 4A son las mismas, para simplificar la descripción. Por otra parte, el conjunto de la descripción de la forma de realización de la

figura 4A no es realizada nuevamente, aplicándose esta descripción a los elementos de la figura 4B cuando no haya incompatibilidades. Solo se describen las diferencias notables, estructurales y funcionales.

5 Refiriéndose a la figura 4B que representa un disco de freno 30 de acuerdo con una segunda forma de realización de la invención, el disco de freno no axisimétrico comprende dos segmentos en saliente P1, P2 formados en la periferia del disco de freno 30, es decir en el canto del disco de freno 30.

Además del primer segmento en saliente P1, el disco de freno 30 comprende un segundo segmento en saliente P2 cuya longitud periférica β_2 es en este caso igual a 15° y tiene un espesor del orden de 20 mm, preferentemente 19 mm, idéntico al del primer segmento en saliente P1. Dos segmentos en saliente permiten definir un disco de freno 30 en el que las frecuencias de los modos principales están separadas del orden de 80 Hz. Se evita así un acoplamiento de los modos principales durante el frenado, lo que limita el chirrido. En particular, configurando la separación angular $\Delta 1$ entre los dos segmentos en saliente P1, P2 en la periferia del disco de freno 30, se determinan los modos propios que se desean separar.

15 En este ejemplo, refiriéndose a la figura 4B, el primer segmento en saliente P1 está separado del segundo segmento en saliente P2 una distancia angular de aproximadamente 90° , lo que permite impedir el acoplamiento de los modos propios cuyas frecuencias son las más bajas. El centro de gravedad del disco de freno está desplazado del eje geométrico del cuerpo, lo que genera un desequilibrio del disco.

Debido al relieve formado en la periferia del disco de freno 30, las frecuencias de vibración f_1' , f_2' de los modos principales del disco de freno 30 de la figura 4B son respectivamente iguales a 10080 Hz y 10000 Hz en ausencia de frenado como está representado en la figura 7.

20 Durante el frenado, los salientes de rozamiento 5 de la guarnición 4 son puestos en contacto con la superficie lateral del disco de freno 30 de manera que rocen contra este último a fin de disminuir la velocidad del vehículo ferroviario. El coeficiente de rozamiento μ_f relativo a la fuerza de rozamiento aplicada por la guarnición 4 modifica las frecuencias f_1' , f_2' de los modos principales. A medida que se produce el frenado, las dos frecuencias f_1' , f_2' tienen tendencia a aproximarse una hacia la otra como está representado en las figuras 7 a 9.

25 En el caso presente, las frecuencias de vibración f_1' , f_2' del disco de freno de acuerdo con la invención 30 están alejadas una de la otra un intervalo de frecuencia de 80 Hz. Así, a pesar de la aproximación de las frecuencias de vibración f_1' , f_2' no aparece ningún acoplamiento de modos como está representado en la figura 7. Refiriéndose a la figura 9, debido a la presencia de los dos segmentos en saliente P1, P2 en la periferia del disco de freno 30, la tasa de convergencia α_a permanece nula en el transcurso del frenado y las frecuencias f_1' , f_2' no se hacen nunca iguales. Las fuentes de chirrido quedan entonces limitadas de modo importante. En efecto, no siendo nunca positivas las tasas de divergencia de los modos principales, estos últimos no se hacen nunca inestables durante el frenado, lo que limita el chirrido por acoplamiento de modos.

- **Tercera forma de realización**

35 Se describe una tercera forma de realización refiriéndose a la figura 4C. Las referencias utilizadas para describir los elementos de estructura o función idéntica, equivalente o similar a las de los elementos de la figura 4B son las mismas, para simplificar la descripción. Por otra parte, el conjunto de la descripción de la forma de realización de la figura 4B no es descrito nuevamente, aplicándose esta descripción a los elementos de la figura 4C cuando no haya incompatibilidades. Sólo se describen las diferentes notables, estructurales y funcionales.

40 Refiriéndose a la figura 4C que representa un disco de freno 30 de acuerdo con una tercera forma de realización de la invención, el disco de freno 30 comprende tres segmentos en saliente P1, P2, P3 formados en la periferia del disco de freno 30, es decir en el canto del disco de freno 30.

45 Refiriéndose a las figuras 4C, 5 y 6, el disco de freno 30 comprende, en este ejemplo, un primer segmento en saliente P1 cuya longitud periférica es superior a la del segundo y tercer segmentos en saliente P2-P3. En lo que sigue, el primer segmento en saliente P1 es designado segmento principal P1 mientras que los segundo y tercer segmentos en saliente P2-P3 son designados segmentos auxiliares P2-P3.

La longitud periférica β_1 del segmento principal P1 es en este caso de aproximadamente 20° mientras que la longitud periférica β_2 , β_3 de un segmento auxiliar P2-P3 es de aproximadamente 15° . Los segmentos en saliente P1, P2, P3 tienen, en este ejemplo, un espesor del orden de 20 mm, preferentemente 19 mm.

50 Los segmentos en saliente P1-P3 están repartidos en la periferia del disco de freno 30 de manera que modifican la estructura del disco de freno 30 a fin de que las frecuencias de los modos principales estén distantes una de otra. Refiriéndose a las figuras 5 y 6, el segmento principal P1 está separado del segmento auxiliar P2 más próximo una distancia angular $\Delta 1$ de aproximadamente 90° de manera que se separen las frecuencias de los modos principales de bajas frecuencias, como se detalló en el segundo modo de realización de la invención. El centro de gravedad del disco de freno está desplazado del eje geométrico del cuerpo, lo que genera un desequilibrio del disco.

- 5 Los segmentos auxiliares P2-P3 están separados uno del otro una distancia angular $\Delta 2$ de aproximadamente 20° de manera que se separen las frecuencias de los modos principales de altas frecuencias. Así, únicamente con tres segmentos en saliente P1-P3, se elimina, por una parte, un riesgo de acoplamiento a bajas frecuencias y, por otra, un riesgo de acoplamiento a altas frecuencias. Las fuentes de chirrido resultan entonces limitadas de modo importante.
- De manera preferida, para un disco de freno dado, se identifican los modos principales que contribuyen más al chirrido. Siendo los modos principales idénticos, se definen el número, la longitud, el espesor y el material de los segmentos en saliente para formar un disco de freno 30 cuyos modos principales estén separados uno de otro para un coeficiente de rozamiento dado.
- 10 Parametrizando la distancia angular entre los segmentos en saliente P1-P3, se puede actuar sobre toda la banda de frecuencia de interés de los modos principales de un disco de freno 30.
- En los modos de realización precedentes, los segmentos en saliente P1-P3 están formados del mismo material que el disco de freno 30, preferentemente de acero. Además, el disco de freno 30 y los segmentos en saliente P1-P3 forman un conjunto monobloque. Es evidente que los segmentos en saliente P1-P3 podrían ser añadidos a la periferia del disco de freno 30, por ejemplo, por soldadura. En comparación con un conjunto de varios elementos, un conjunto monobloque permite separar de manera precisa frecuencias de modos principales determinados sin tener en cuenta las perturbaciones ligadas a la interfaz entre los segmentos en saliente P1-P3 y el disco de freno 30.
- 15 En una variante de la invención, refiriéndose a la figura 6, uno o varios segmentos en saliente P1-P3 comprenden un material amortiguador del tipo elastómero dispuesto para modificar la amplitud de los modos propios de vibración del disco de freno 30. Refiriéndose a la figura 6, el segmento en saliente de acero es mecanizado en su espesor de manera que forma un alojamiento radial en el cual está dispuesta una capa de elastómero 91.
- 20 Dicho de otro modo, la disimetría periférica del disco de freno 30 permite atenuar el riesgo de acoplamiento de modos, es decir las causas de chirrido, mientras que el material amortiguador 92 permite atenuar la amplitud de las vibraciones, es decir los efectos del chirrido.
- 25 La invención se ha presentado con uno, dos o tres segmentos en saliente P1-P3, pero evidentemente podría convenir cualquier disco de freno 30 con al menos un segmento en saliente periférico P1-P3.
- A fin de que el disco de freno presente una disimetría alrededor de su eje geométrico, las separaciones angulares entre segmentos en saliente consecutivos son diferentes. Así, para un disco de freno que comprenda únicamente dos segmentos en saliente, los segmentos en saliente no están separados angularmente 180° . Asimismo, para un disco de freno que comprenda únicamente tres segmentos en saliente, los segmentos en saliente no están separados angularmente 120° . Es evidente que los segmentos en saliente pueden tener las mismas dimensiones o dimensiones diferentes.
- 30 De manera muy ventajosa, la superficie lateral del disco de freno 30, que es utilizada para el frenado con guarniciones 4, es idéntica a la de un disco de freno estándar 3 lo que no perturba la calidad del frenado, al ser modificado el disco 30 únicamente en su periferia.
- 35 Así, los discos de freno 30 de acuerdo con la invención pueden ventajosamente reemplazar a los discos de freno de acuerdo con la técnica anterior en los dispositivos de frenado existentes, no siendo modificados los otros elementos de los dispositivos de frenado, lo que limita los costes.
- 40 De manera preferida, varios dispositivos de frenado están motados en un eje 1 de vehículo ferroviario, estando los discos de freno 30 de los dispositivos de frenado desplazados angularmente con respecto al eje geométrico XX' del eje 1 de manera que se limite un desequilibrio del eje 1 en el transcurso de su rotación. A título de ejemplo, refiriéndose a la figura 1, para cuatro discos de freno 30 zunchados alrededor de un eje 1, los discos de freno 30 están desplazados angularmente 90° uno de otro, lo que permite equilibrar el eje 1 de manera global. En efecto, aunque el disco de freno comprenda individualmente un desequilibrio, el conjunto de los discos de freno queda ventajosamente equilibrado.
- 45 La invención se ha presentado para separar las frecuencias de los modos principales de un disco de freno 30 de un dispositivo de frenado, pero es evidente que éste permite igualmente separar las frecuencias de los modos principales del sistema que comprenda un disco de freno 30 y salientes de rozamiento 5 de las guarniciones 4. De manera ventajosa, considerando un sistema de este tipo, se analiza de manera muy precisa el acoplamiento de los modos principales del sistema teniendo en cuenta el aspecto vibratorio ligado a los salientes de rozamiento 5.
- 50 De manera muy ventajosa, un disco de freno 30 con al menos dos segmentos en saliente P1-P3 desplazados al menos 80° como está representado en las figuras 4B y 4C permite crear una disimetría circunferencial para un sistema que comprenda un disco de freno 30 y salientes de rozamiento 5 de las guarniciones 4.
- 55 En efecto, desde un punto de vista vibratorio, es importante que los salientes de rozamiento 5 y el disco de freno 30 no formen un sistema que presente una simetría periférica. Como está ilustrado en las figuras 4A-4C, cada cuerpo

axisimétrico de los discos de freno 30 comprende un centro de gravedad de cuerpo G_c situado en su eje geométrico. Cada disco de freno 30 comprende un centro de gravedad de disco G_d que está desplazado del eje geométrico del cuerpo axisimétrico debido a la presencia de segmentos en saliente P1-P3 en la periferia del cuerpo axisimétrico. Resulta así un desequilibrio del disco de freno 30 que separa las frecuencias de vibración de los modos propios principales del disco de freno y limita así el fenómeno de chirrido.

5

REIVINDICACIONES

- 5 1. Disco de freno (30) destinado a ser montado solidario de un eje (1) de vehículo ferroviario montado rotatorio alrededor de un eje geométrico determinado (XX'), comprendiendo el disco de freno (30) dos caras laterales opuestas, estando dispuesto el disco de freno (30) para vibrar según una pluralidad de modos propios a una frecuencia de vibración determinada, haciéndose inestables al menos dos modos propios principales del disco de freno (30) durante la aplicación de una fuerza de rozamiento, para un coeficiente de rozamiento determinado, sobre al menos una cara lateral del disco de freno (30), comprendiendo la periferia del disco de freno (30) un relieve y presentando una disimetría alrededor del citado eje geométrico (XX') de manera que las frecuencias de vibración de los modos propios principales del disco de freno (30) están distantes una de otra, disco caracterizado por el hecho de que el disco de freno (30) comprende un cuerpo axisimétrico, preferentemente circular, y al menos un segmento en saliente (P1-P3) formado en el citado cuerpo, comprendiendo el cuerpo axisimétrico un centro de gravedad de cuerpo (Gc) colocado en su eje geométrico, comprendiendo el disco de freno (30) un centro de gravedad de disco (Gd) desplazado con respecto al eje geométrico del cuerpo axisimétrico.
- 10 2. Disco de acuerdo con la reivindicación 1, en el cual el cuerpo axisimétrico y el segmento en saliente (P1-P3) forman un conjunto monobloque.
- 15 3. Disco de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 2, en el cual el cuerpo axisimétrico comprende dos caras laterales opuestas separadas por un canto periférico, estando formado el segmento en saliente (P1-P3) en el canto periférico del citado cuerpo del disco.
- 20 4. Disco de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 3, en el cual, comprendiendo el disco de freno (30) un centro, el segmento en saliente (P1-P3) se extiende en un arco circular cuyo ángulo abierto está definido con respecto al centro del disco.
- 25 5. Disco de acuerdo con la reivindicación 4, en el cual el ángulo abierto está comprendido entre 10° y 30°, preferentemente igual a 20°.
6. Disco de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 5, en el cual el segmento en saliente (P1-P3) comprende un material amortiguador (91).
7. Disco de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 6, en el cual el disco de freno (30) comprende al menos dos segmentos en saliente (P1-P3) formados en el citado cuerpo.
8. Disco de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 7, en el cual el disco de freno (30) comprende al menos tres segmentos en saliente (P1-P3) formados en el citado cuerpo.
- 30 9. Disco de acuerdo con la reivindicación 8, en el cual las separaciones angulares definidas entre dos segmentos en saliente consecutivos (P1-P2, P2-P3; P3-P1) son diferentes.
- 35 10. Disco de acuerdo con una de las reivindicaciones 8 a 9, en el cual el disco de freno (30) comprende un segmento en saliente principal (P1) y dos segmentos en saliente auxiliares (P2-P3) de dimensiones inferiores a las del segmento en saliente principal (P1).
- 40 11. Disco de acuerdo con la reivindicación 10, en el cual el segmento en saliente principal (P1) está distante del segmento en saliente auxiliar (P2-P3) más próximo una distancia angular al menos igual a 80°, preferentemente igual a 90°.
- 45 12. Disco de acuerdo con una de las reivindicaciones 8 a 11, en el cual los segmentos en saliente auxiliares (P2-P3) están distantes uno de otro una distancia angular de aproximadamente 20°.
13. Dispositivo de frenado que comprende al menos un disco de freno (30) de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes y una guarnición (4) destinada a aplicar una fuerza de rozamiento contra el disco de freno (30).
14. Vehículo ferroviario que comprende un eje (1) y al menos dos dispositivos de frenado de acuerdo con la reivindicación 13, estando montados los discos de freno (30) de los dos dispositivos de frenado en el citado eje (1) y desplazados angularmente uno respecto de otro con respecto al eje geométrico (XX') del citado eje (1) de manera que se limita un desequilibrio del citado eje (1).

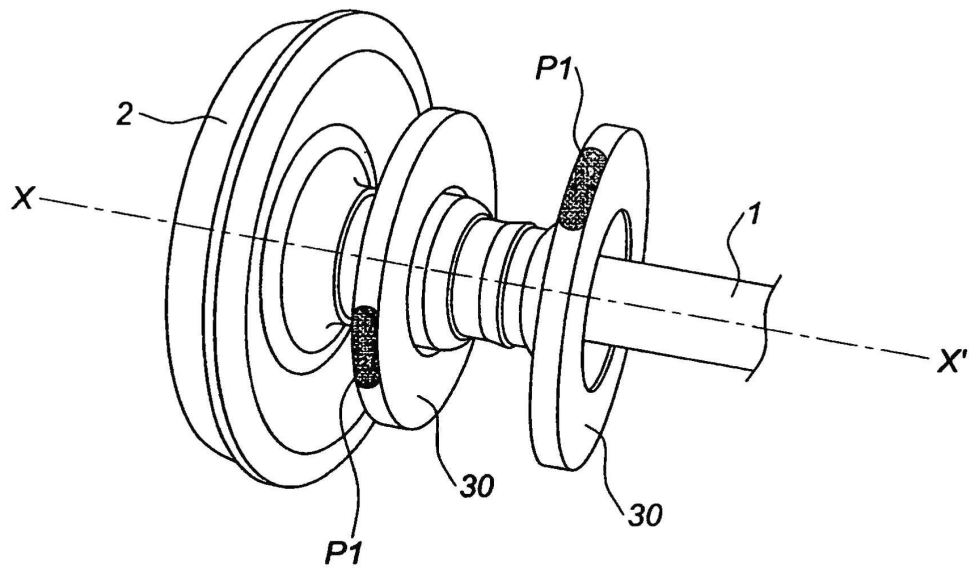


FIGURA 1

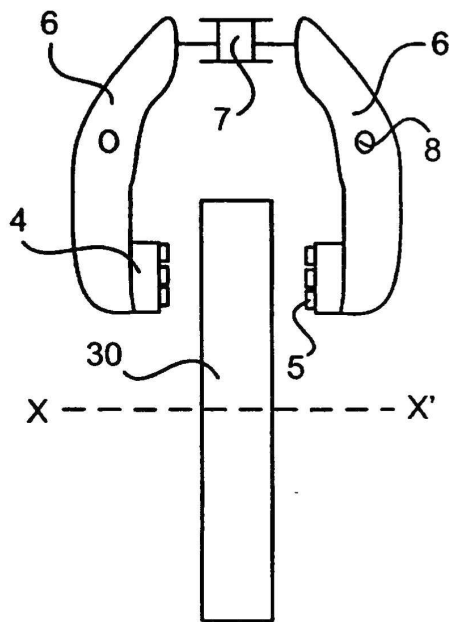


FIGURA 2

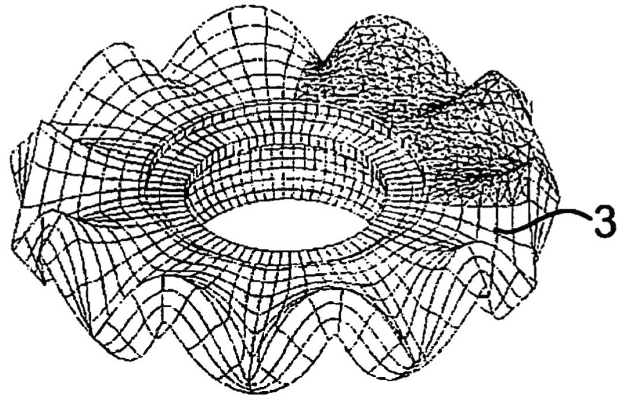


FIGURA 3

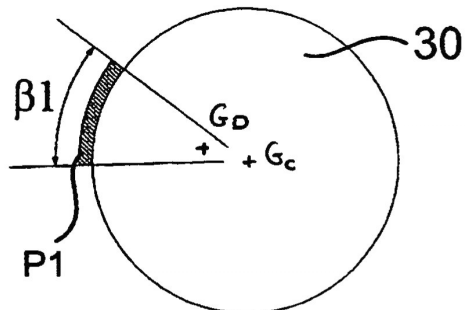


FIGURA 4A

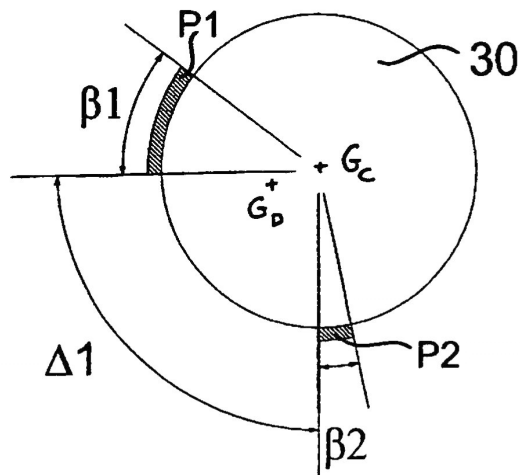


FIGURA 4B

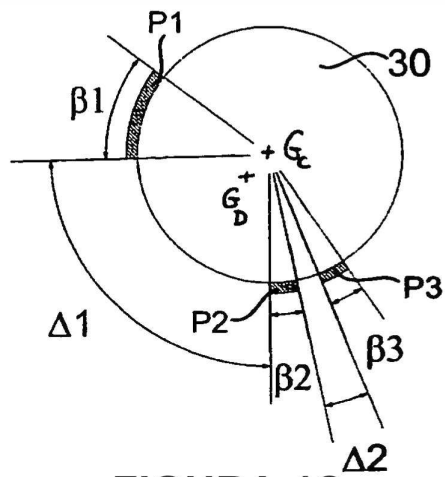


FIGURA 4C

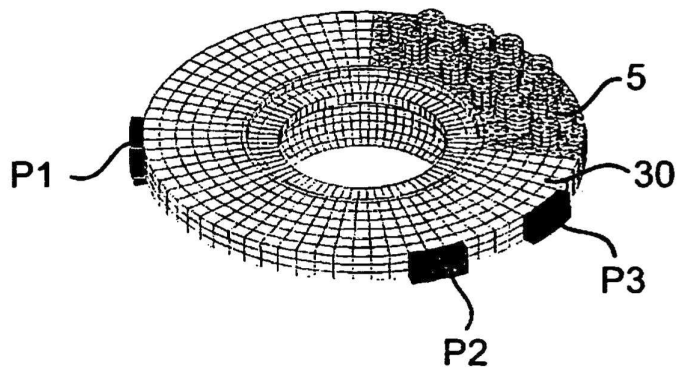


FIGURA 5

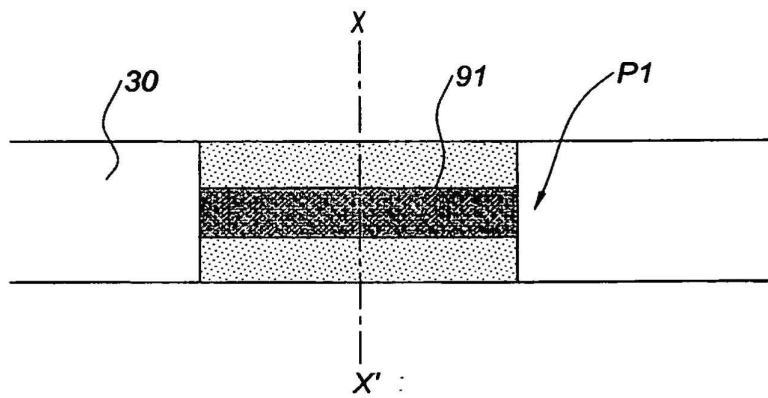


FIGURA 6

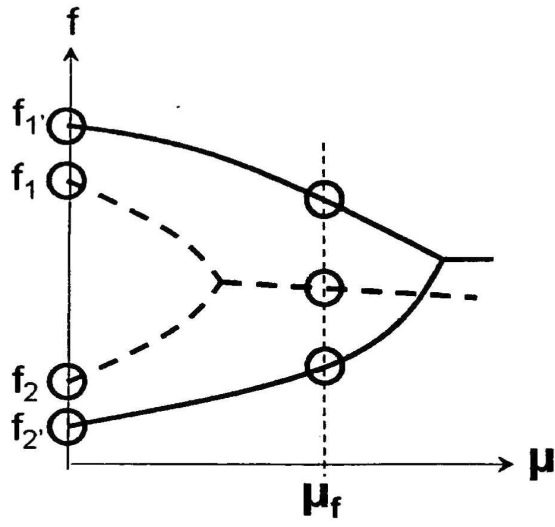


FIGURA 7

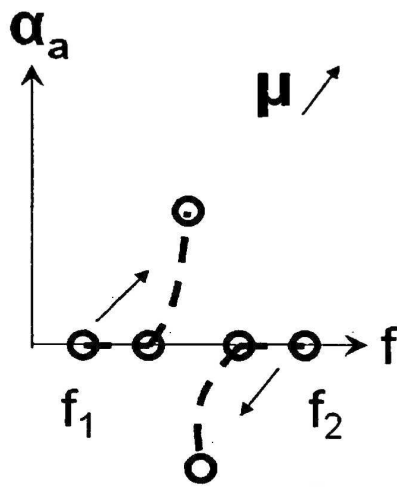


FIGURA 8

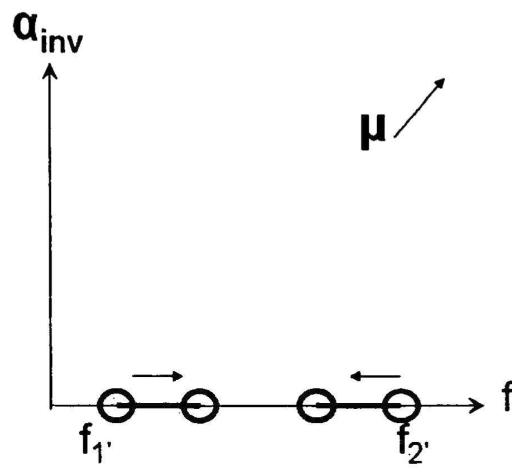


FIGURA 9

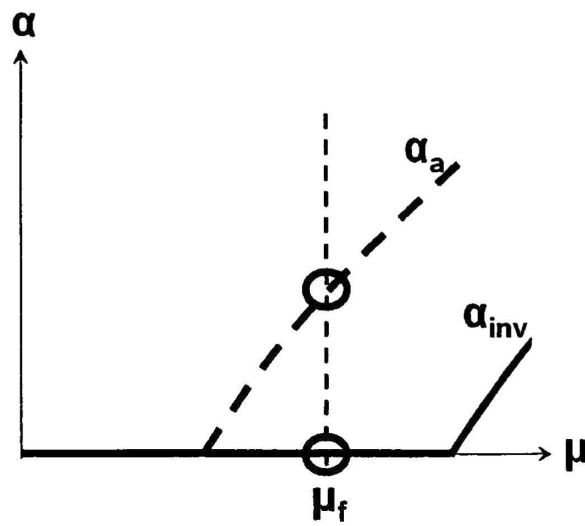


FIGURA 10