

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 702 876**

51 Int. Cl.:

<b>B60T 1/06</b>	(2006.01)	<b>F16D 65/092</b>	(2006.01)
<b>B60T 8/171</b>	(2006.01)	<b>F16D 65/14</b>	(2006.01)
<b>B60T 8/172</b>	(2006.01)	<b>F16D 65/66</b>	(2006.01)
<b>B60T 8/1755</b>	(2006.01)		
<b>B60T 17/22</b>	(2006.01)		
<b>F16D 55/224</b>	(2006.01)		
<b>F16D 55/225</b>	(2006.01)		
<b>F16D 55/226</b>	(2006.01)		
<b>F16D 55/227</b>	(2006.01)		
<b>F16D 55/46</b>	(2006.01)		

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **05.04.2013 PCT/EP2013/057192**
- 87 Fecha y número de publicación internacional: **17.10.2013 WO13152998**
- 96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.04.2013 E 13717458 (7)**
- 97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **07.11.2018 EP 2836402**

54 Título: **Sistema de freno y procedimiento de frenado para un freno de fricción no lineal de accionamiento eléctrico**

30 Prioridad:

**12.04.2012 AT 501292012**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**06.03.2019**

73 Titular/es:

**VE Vienna Engineering Forschungs-und  
Entwicklungs GmbH (100.0%)  
Teinfaltstrasse 8/4  
1010 Wien, AT**

72 Inventor/es:

**PUTZ, MICHAEL**

74 Agente/Representante:

**LINAGE GONZÁLEZ, Rafael**

ES 2 702 876 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

Sistema de freno y procedimiento de frenado para un freno de fricción no lineal de accionamiento eléctrico.

5 La presente invención se refiere a un sistema de freno y un procedimiento para accionar un freno de fricción no lineal de accionamiento eléctrico en el que para frenar, se gira un elemento actuador de un dispositivo de apriete entre un ángulo de accionamiento inicial y un ángulo de accionamiento final mediante un accionador a fin de presionar un forro de freno contra una superficie de fricción para generar un par de frenado, estando dispuesto el dispositivo de apriete en un ajustador de desgaste.

10

Además de los frenos hidráulicos y neumáticos convencionales, hoy día también se conocen frenos de fricción con otros tipos de accionamiento que aplican, por ejemplo, un forro de fricción a una superficie de fricción del freno de fricción mediante un motor eléctrico, por ejemplo, actuadores por tornillo (por ejemplo, para frenos de estacionamiento, pero también, a título experimental, para frenos de servicio), como los descritos, por ejemplo, en el documento DE 10 2006 047 210 A1 o los denominados frenos de cuña, como los descritos, por ejemplo, en el documento DE 103 92 252 B4. En este, se describe un freno de fricción electromecánico con autorrefuerzo en el que unos rodillos ruedan sobre rampas giratorias en forma de cuña para aplicar el forro de freno. También en el documento DE 103 24 424 A1 se describe un freno de fricción electromecánico con autorrefuerzo en el que puede ajustarse el ángulo de ataque de una palanca sobre la que está dispuesto un forro de freno para modificar la altura del autorrefuerzo.

20

Por su parte, del documento WO 2010/133463 A1 se deduce un freno accionado por excéntricas. Los frenos de fricción accionados mediante levas, excéntricas, palancas articuladas o similares, como los descritos en el documento WO 2010/133463 A1, poseen intrínsecamente un comportamiento no lineal de fuerza-desplazamiento; es decir, la fuerza de presión generada (o el par de presión generado) no presenta una relación lineal con el recorrido de accionamiento (o ángulo de rotación). Por lo tanto, estos frenos de fricción generalmente se controlan mediante controladores electrónicos.

25

El trabajo mecánico (energía) necesario para tensar un freno de fricción según el documento WO 2010/133463 A1 equivale a fuerza \* distancia; es decir, por ejemplo, para el freno de la rueda delantera de un automóvil de tamaño medio, es de  $30 \text{ kN} * 1 \text{ mm} = 30 \text{ J}$  (suponiéndose una fuerza de presión realista de 30 kN del forro de freno para una trayectoria de 1 mm recorrida durante el tensado). Así, los 30 J de energía actúan durante el frenado de emergencia, mientras que, al inicio de la frenada, la energía aplicada es cero. La energía mecánica requerida para tensar un freno delantero para el frenado de emergencia es sorprendentemente baja. Si se desea realizar un frenado de emergencia, por ejemplo, en 0,2 s (el tiempo típico de frenado de emergencia de un freno de fricción), el consumo de energía mecánica durante este periodo asciende a 150 W, dependiendo de la curva de velocidad. No obstante, con un freno de accionamiento eléctrico, los niveles de eficiencia del motor eléctrico, el mecanismo de accionamiento y la electrónica de control pueden generar fácilmente un consumo eléctrico de 300 W por cada freno de las ruedas delanteras.

40

Además, el mecanismo de accionamiento del freno está sometido a fuerzas elevadas (por ejemplo, de 30 kN), lo que provoca una fricción mecánica adicional en las piezas móviles del freno de fricción, incluso con buenos cojinetes. Por lo tanto, dependiendo de los cojinetes del mecanismo de accionamiento, no puede descartarse una potencia de accionamiento eléctrico de hasta 600 W por rueda delantera durante el frenado de emergencia. Estas potencias (de hasta 1,2 kW para los dos frenos delanteros) se acercan al límite de la red de a bordo de 12 V de un vehículo convencional, especialmente si se conectan otros consumidores eléctricos adicionales, por ejemplo, iluminación, aire acondicionado, calefacción, sistemas de entretenimiento a bordo, etc. Por lo tanto, resulta deseable utilizar la menor cantidad de energía eléctrica o potencia posible para el frenado, especialmente en el caso de los vehículos híbridos o eléctricos. Sin embargo, existen dos enfoques de mejora evidentes en cuanto a la energía o potencia requerida para tensar el freno de fricción: por un lado, puede reducirse la fuerza de presión requerida mediante una menor fricción en el accionamiento y/ o el autorrefuerzo de apoyo del freno de fricción; por otro lado, puede reducirse el recorrido del accionamiento mediante frenos más rígidos (que se deforman menos durante el tensado). En este caso, el autorrefuerzo es un efecto bien conocido en los frenos de fricción, que se genera cuando la fricción entre el forro de fricción y la superficie de fricción arrastra consigo el forro de fricción durante el frenado, reforzando el efecto de frenado. Este efecto se aprovecha deliberadamente en muchos frenos de fricción.

55

En el caso del freno según el documento WO 2010/133463 A1, la rigidez de la pinza de freno es relativamente alta gracias a su construcción, ya que la pinza de freno está diseñada como una caja abierta por un lado para alojar el mecanismo de accionamiento en el interior de la pinza de freno en forma de caja. Por su propia naturaleza, esta caja abierta presenta una buena rigidez ante la flexión durante el tensado gracias a su estructura tridimensional con

60

paredes altas. Por lo tanto, las pequeñas deformaciones alcanzables pueden utilizarse para reducir el recorrido de accionamiento y, con ello, utilizarse en proporción a la reducción de la energía y potencia de accionamiento. La pinza de freno en forma de caja que aparece en la figura puede diseñarse para deformaciones de entre aproximadamente 0,2 y 1 mm, es decir, puede ser relativamente rígida, dependiendo de la carga, el material y la geometría (en comparación, las pinzas de freno para frenos hidráulicos pueden expandirse fácilmente más de 1 mm durante el frenado de emergencia, es decir, pueden ser relativamente blandas, ya que la energía de accionamiento procede del servofreno y no es necesario generarla eléctricamente mediante la fuente de alimentación de a bordo). De este modo, la energía de accionamiento eléctrico puede reducirse aproximadamente a la mitad en comparación con el cálculo anterior, permitiendo sin problemas el accionamiento mediante la fuente de alimentación de a bordo de 12 V.

Sin embargo, un freno de accionamiento eléctrico con la rigidez deseada conlleva otros problemas. En los frenos convencionales de baja rigidez, la elasticidad de la pinza de freno predomina sobre la elasticidad del forro. No obstante, la elasticidad del forro varía significativamente lo largo de la vida útil del forro, dependiendo de si este está nuevo o desgastado. Una vez desgastado el forro, la elasticidad del forro es prácticamente nula, ya que prácticamente, solo quedan las placas de acero portadoras de los forros de fricción. Sin embargo, si la elasticidad de la pinza de freno es alta (es decir, la rigidez es baja), el comportamiento general del freno de fricción cambiará solo ligeramente, ya que la elasticidad cambiante del forro no constituye un factor significativo. Es lo que ocurre con los frenos convencionales, por lo que, hasta el momento, no era necesario tomar medidas para cambiar los frenos debido al desgaste del forro en el caso de los frenos convencionales. No obstante, si se necesita un freno de alta rigidez, como en el caso de un freno de accionamiento eléctrico, buena parte del comportamiento elástico general del freno de fricción se debe a los forros de freno. Sin embargo, dada la elasticidad altamente cambiante del forro en caso de desgaste, también cambia significativamente el comportamiento del freno de fricción debido al cambio del comportamiento de fuerza-desplazamiento del freno de fricción. Por lo tanto, aunque la influencia de la rigidez del freno o de las piezas del freno en el comportamiento de fuerza-desplazamiento del freno de fricción es considerable en el caso de los frenos más rígidos y más bien escasa en el caso de los frenos más blandos, siempre existe dicha influencia.

El documento DE 10 2004 008 383 A1 describe un procedimiento para garantizar que el comportamiento de transmisión de un freno durante el frenado se mantenga constante. Durante la frenada, la temperatura de funcionamiento del freno aumenta, lo cual influye en el coeficiente de fricción, la posición de contacto y la rigidez del freno. Según este documento, el procedimiento que se da a conocer en el mismo permite regular o incluso eliminar esta influencia durante la frenada. Del documento DE 10 2004 008 383 A1 no se deduce una posibilidad de compensar el comportamiento elástico cambiante en caso de desgaste de los forros de fricción.

Por lo tanto, un objetivo de la presente invención es reducir la influencia del comportamiento elástico cambiante en caso de desgaste de los forros de fricción en un freno de fricción de accionamiento eléctrico con un comportamiento no lineal de fuerza-desplazamiento.

Según la invención, este objetivo se consigue ajustando el ángulo de accionamiento inicial del elemento actuador en función de un estado actual de desgaste del forro de freno.

Los frenos de fricción con un comportamiento no lineal de fuerza-desplazamiento no se accionan directamente como los frenos hidráulicos, sino indirectamente, mediante controladores de freno electrónicos. En este caso, el pedal de freno no está conectado directamente al forro de freno. Sin embargo, el «tacto de pedal» es esencial para la dosificación y el manejo correctos de un freno. Por regla general, la fuerza de accionamiento del pedal de freno debería aumentar al aumentar el efecto de frenado, llegando a aumentar perceptiblemente al acercarse al frenado de emergencia. El controlador de freno garantiza la generación de una relación agradable entre el comportamiento de fuerza-desplazamiento del pedal de freno y el comportamiento de fuerza-desplazamiento del freno. Si el comportamiento de fuerza-desplazamiento del freno es cambiante debido, por ejemplo, a la elasticidad cambiante del freno por al desgaste del forro del freno, el «tacto de pedal» también cambiará de forma desfavorable.

Por lo tanto, un objetivo adicional de la invención es reducir la influencia del comportamiento elástico cambiante sobre el tacto de pedal en caso de desgaste de los forros de fricción, lo que se consigue ajustando el tacto de pedal de freno en función de un estado actual de desgaste del forro de freno.

La presente invención resulta particularmente ventajosa si, en el caso de un freno de fricción «rígido», el cambio en el comportamiento de frenado debido al desgaste del forro elástico de freno es tan grande que el comportamiento funcional del freno de fricción, en particular la energía eléctrica que es necesario aplicar y/ o el tacto del pedal de freno, cambian en un grado no despreciable. Este problema se resuelve, o al menos se reduce, por medio de las

medidas según la invención, que permiten compensar el comportamiento cambiante de fuerza-desplazamiento del freno de fricción. Esta compensación puede consistir en dos aspectos, a saber: el comportamiento de fuerza-desplazamiento que el conductor percibe en el pedal de freno y el ajuste de condiciones internas de funcionamiento favorables en el freno de fricción o en el mecanismo de accionamiento.

5

A continuación, la presente invención se explica en mayor detalle en relación con las figuras 1 a 6, que muestran, esquemáticamente y a modo de ejemplo, configuraciones de la invención ventajosas y no limitativas. Muestran

- la fig.1, una representación esquemática de un freno de disco de pinza flotante con accionamiento de freno,
- 10 la fig.2, el desarrollo del par de accionamiento  $T_A$  y del par de frenado  $T_B$  en función del ángulo de accionamiento  $\alpha$ ,
- la fig.3, el intervalo del ángulo de accionamiento utilizando el ejemplo de un freno de fricción accionado por una excéntrica,
- la fig.4, el desarrollo del par de accionamiento  $T_A$  en función del ángulo de accionamiento  $\alpha$  con forros de freno nuevos y desgastados,
- 15 la fig.5, el desarrollo del par de frenado  $T_B$  en función del ángulo de accionamiento  $\alpha$  con forros de freno nuevos y desgastados y
- la fig.6, un sistema de freno en un vehículo.

- A continuación, la invención se explica en mayor detalle y a modo de ejemplo mediante la fig. 1, mediante un freno
- 20 de fricción 1 representado esquemáticamente en forma de freno de disco de pinza flotante. Los frenos de disco de pinza flotante en sí son bien conocidos, por lo que, en el presente documento, no se tratan en detalle las características y el funcionamiento de un freno de disco de pinza flotante, así como la instalación básica de un freno de disco de pinza flotante, por ejemplo, en un vehículo. No obstante, la invención también puede aplicarse a otros tipos de frenos, por ejemplo, a un freno de tambor. También puede preverse una superficie de fricción que no sea un
  - 25 disco de freno ni un tambor de freno, por ejemplo, una superficie más o menos plana que sirva, por ejemplo, de freno para un movimiento lineal.

- La fig.1 muestra un freno de fricción 1 con una pinza flotante 2 como pinza de freno que rodea una superficie de fricción, en este caso en forma de disco de freno 4. En la pinza flotante 2 están dispuestos un forro de freno fijo 3 (en
- 30 relación con la pinza flotante 2) y un forro de freno móvil 6 (también en relación con la pinza flotante 2). Para frenar, un dispositivo de apriete 10 presiona el forro de freno móvil 6 contra el disco de freno 4 tras superar un posible entrehierro, como se indica mediante la flecha doble de la fig.1. Así, la pinza flotante 2 se centra de forma independiente, de forma que los dos forros de freno 3, 6 entran en contacto con el disco de freno 4 y son presionadas contra este. De este modo, se genera la fuerza de presión del forro, que produce un determinado par de
  - 35 frenado. Para ello, el forro de freno 3, 6 también puede estar dispuesto en un soporte de forro 5.

- El dispositivo de apriete 10 está dispuesto en una pieza de freno. La pieza del freno puede ser la pinza flotante 2, pero también puede ser, como en este caso, un ajustador de desgaste 11 conocido. El ajustador de desgaste 11
- 40 está dispuesto en la pinza flotante 2 y el dispositivo de apriete 10, a su vez, está dispuesto en el ajustador de desgaste 11. El ajustador de desgaste 11 desplaza todo el dispositivo de apriete 10 para compensar el desgaste resultante de los forros de freno 3, 6. El dispositivo de apriete 10 o el forro de freno 3 pueden guiarse preferiblemente en el freno de fricción 1, por ejemplo, como en este caso, en la pinza flotante 2. Dado que el ajustador de desgaste 11 solo tiene que ajustar recorridos muy cortos, y únicamente de forma ocasional, el dispositivo de apriete 10 está prácticamente fijado al freno de fricción 1. Un ajustador de desgaste 11 de este tipo en
  - 45 sí se conoce en múltiples realizaciones, por lo que no se tratará en detalle en el presente documento. El ajustador de desgaste 11 solo puede utilizarse para el guiado posterior si existe un entrehierro excesivo entre el forro de freno 3, 6 y el disco de freno 4 (como ocurre con los frenos de tambor), o puede utilizarse poco antes de cada accionamiento del freno para reducir a cero el entrehierro (o dos entrehierros) entre el forro de freno 3, 6 y el disco de freno 4 e incluso, para aplicar una primera pequeña fuerza de presión al freno de fricción 1.

50

- En el caso del accionador del ajustador de desgaste 11, durante el funcionamiento del freno de fricción 1 puede utilizarse la estrategia de llevar el dispositivo de apriete 10, a fin de iniciar el frenado, a una posición de contacto inicial entre el forro de fricción y la superficie de fricción, es decir, para superar por completo el entrehierro, por ejemplo, midiendo el consumo de corriente, la posición o el par de frenado necesarios. Para soltar el freno, el
- 55 ajustador de desgaste 11 puede volver a colocarse en una posición en la que apenas se aplica un efecto de frenado residual o en la que puede ajustarse deliberadamente un entrehierro para elevar por completo el forro de fricción de la superficie de fricción a fin de eliminar las pérdidas de un efecto de frenado residual mínimo. Para ello, el regulador de desgaste 11 puede desplazarse hasta cierta posición, alejándose del contacto de fricción, o puede conectarse durante un cierto tiempo para retirar el forro de fricción de la superficie de fricción. En el caso de un freno de disco
  - 60 de pinza flotante, también puede utilizarse el ajustador de desgaste 11 para elevar por completo ambos forros de

freno del disco de freno, como se explica en mayor detalle, por ejemplo, en el documento WO 2010/133463 A1.

En este caso, el dispositivo de apriete 10 comprende una pieza de sujeción 7 sobre la que se apoya el forro de freno 6 o el soporte de forro 5. En ambos lados de la pieza de sujeción 7 está montado un eje de presión 8. A su vez, el eje de presión 8 está montado en un eje de accionamiento 9 diseñado como eje hueco, el orificio axial del eje de accionamiento 9 estando configurado excéntricamente respecto al eje de rotación del eje de accionamiento 9. El eje de accionamiento 9, que está montado en una pieza de freno fija o casi fija, en este caso, el ajustador de desgaste 11, se gira mediante un accionador 20, de forma que el eje de presión 8 se desplaza a través del orificio excéntrico, acercándose a o alejándose del disco de freno 4 (que se indica mediante la flecha doble) dependiendo del sentido de giro. Una excéntrica genera las fuerzas de presión del forro. En lugar del eje de presión 8 montado excéntricamente en el eje de accionamiento 9, también podría servir un pivote de árbol dispuesto excéntricamente en el eje de accionamiento 9, en el que está montada la pieza de sujeción. Asimismo, el dispositivo de presión 10 también puede diseñarse en forma de leva que encaja en el soporte de forro 5 o en una pieza de sujeción 7, o en forma de palanca articulada. Algo que todas las realizaciones tienen en común es el accionador 20, que hace girar un elemento actuador del dispositivo de presión 10, por ejemplo, un eje de accionamiento 9, una leva o una palanca, para accionar el freno de fricción 1.

En este caso, se prevé un motor eléctrico 21 como accionador 20, que hace girar una palanca de accionamiento 23 dispuesta en el eje de accionamiento 9 mediante una varilla 22. Por supuesto, también podría considerarse cualquier otro accionamiento adecuado como accionador 20, por ejemplo, un motor eléctrico que acciona el eje de accionamiento 9 directamente o mediante una transmisión. El dispositivo de presión 10 presenta cierto intervalo de trabajo predeterminado representado por un intervalo de ángulos de accionamiento del elemento actuador, por ejemplo, del eje de accionamiento 9. En este caso, el intervalo de trabajo se selecciona ventajosamente de modo que se obtengan relaciones de transmisión favorables para la generación de las fuerzas de presión del forro.

Un freno de fricción 1 de este tipo presenta una curva no lineal de fuerza-desplazamiento, como se explica en mayor detalle en las figuras 2 y 3. La fig. 2 muestra el desarrollo del par de accionamiento  $T_A$  (curva 12) y del par de frenado resultante  $T_B$  (curva 11) sobre el ángulo de accionamiento  $\alpha$ . El par de accionamiento  $T_A$  debe ser aplicado por el accionador 20, en este caso, el motor eléctrico 21. El intervalo de accionamiento se extiende desde una posición inicial  $\alpha_A$  hasta una posición durante el frenado de emergencia  $\alpha_{VB}$ . En este caso, las posiciones angulares se indican en relación a una posición cero que corresponde al punto muerto inferior de la excéntrica (fig.3). La excentricidad  $E$  (que se muestra de forma muy exagerada en las figuras 2 y 3) es, por ejemplo, de 0,5 mm, obteniéndose una carrera máxima teórica de 1 mm para el ángulo de giro máximo teórico de  $-90^\circ$  (máximo alejado del disco) a  $+90^\circ$  (máximo cercano al disco). Por regla general, en la práctica se aprovecha algo menos de lo dicho, por ejemplo, entre  $-60^\circ$  para la posición inicial  $\alpha_A$  y, por ejemplo,  $+60^\circ$  para el frenado de emergencia  $\alpha_{VB}$ . Por lo tanto, una frenada normal se produce, por lo general, entre un ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$  y un ángulo de accionamiento final  $\alpha_E$ , por ejemplo,  $15^\circ$ , con el que se alcanza el par de frenado  $T_B$  correspondiente necesario.

Debido al mecanismo no lineal de accionamiento, la trayectoria de baja fuerza se recorre rápidamente al principio y, a medida que aumenta la fuerza de presión del forro, la transmisión mecánica cambia en favor de la disminución del aumento de la trayectoria del forro (y del aumento de la fuerza de entrada). Si se sigue girando la excéntrica en dirección al disco de freno 4, el aumento de la trayectoria del forro disminuye y la fuerza de presión del forro aumenta con la misma fuerza de entrada (o par de entrada). En la fig. 2, se aprecia que, debido a la no linealidad, se generan pares de frenado  $T_B$  cada vez más altos sin un aumento adicional del par de accionamiento  $T_A$  por parte de la excéntrica. Además de la no linealidad en la dirección de la marcha hacia delante, también puede producirse un autorrefuerzo, por lo que, en este caso, el par de accionamiento  $T_A$  incluso disminuye, por ejemplo, a partir de un ángulo de accionamiento  $\alpha$  de aprox.  $20^\circ$ . El autorrefuerzo comienza a partir de un ángulo de accionamiento de  $\alpha=0^\circ$ , es decir, cuando la excéntrica sobrepasa el punto muerto inferior. Por supuesto, el freno de fricción también podría diseñarse de forma que no se produzca un autorrefuerzo, por ejemplo, haciendo que el forro de freno o el soporte del forro estén en contacto con, pero no conectados a, la pieza de sujeción 7, de modo que no se transfiera la fuerza de fricción entre el forro de fricción y la superficie de fricción al dispositivo de presión 10.

A continuación, se explica la influencia de la elasticidad del forro en el comportamiento no lineal de fuerza-desplazamiento del freno de fricción 1 haciendo referencia a las figuras 4 y 5. La curva 40 de la fig. 4 muestra el desarrollo típico del par de accionamiento  $T_A$  de un freno de fricción de accionamiento eléctrico con forros de freno nuevos o sin desgastar en un intervalo supuesto del ángulo de accionamiento  $\alpha$  comprendido entre  $-60^\circ$  y  $+60^\circ$ . Debido al autorrefuerzo aplicado, el par de accionamiento  $T_A$  vuelve a disminuir a partir de cierto ángulo de accionamiento  $\alpha$ . Del mismo modo, la curva 50 de la fig. 5 muestra el par de frenado  $T_B$  resultante, que, con  $\alpha_{VB}$ , alcanza el par de frenado máximo de aprox. 3500 Nm con un par de accionamiento  $T_A$  de aprox. 13 Nm. El ejemplo que se muestra se refiere a un freno de fricción con una pinza de freno rígida y energéticamente eficiente de baja

elasticidad, en la que la energía necesaria para accionar el freno de fricción se invierte principalmente en la inevitable elasticidad del forro.

Por supuesto, el ángulo de accionamiento  $\alpha$  no siempre alcanza el ángulo de accionamiento para el frenado de emergencia  $\alpha_{VB}$ . El controlador de freno definirá el par de frenado nominal  $T_{B,soil}$  necesario para cada frenada, también individualmente para cada una de las ruedas, que a continuación, se ajusta mediante el freno de fricción 1, por ejemplo, controlando el accionador 20 en consecuencia.

Las curvas 41 y 51 de las figuras 4 y 5 representan el comportamiento del mismo freno con forros de freno desgastados. En este ejemplo, el frenado de emergencia, definido por un par de frenado nominal máximo específico y predeterminado, por ejemplo, de 3500 Nm, se produciría ya con un ángulo de accionamiento  $\alpha_{VB}$  de aproximadamente  $15^\circ$ , para el que habría que aplicar un par de accionamiento  $T_A$  de aproximadamente 26 Nm. En este caso, por supuesto, podría conseguirse un par de frenado  $T_B$  aún mayor si se continúa girando el accionador 20, pero el controlador de freno no lo solicitará. Sin embargo, las relaciones de transmisión de la excéntrica resultan desfavorables con este ángulo de accionamiento  $\alpha_{VB}$  y no puede producirse un autorrefuerzo significativo. Para un frenado de emergencia, se necesitaría aproximadamente el doble del par de accionamiento  $T_A$ , lo que, por supuesto, resultaría desfavorable desde el punto de vista del accionamiento eléctrico y, posiblemente, resultaría completamente imposible de conseguir. Esto se debe a que los forros de freno desgastados aumentan la rigidez del freno de fricción, por lo que la elasticidad del freno, en particular de los forros de freno, absorbe un menor recorrido de accionamiento.

Para reducir este efecto adverso, se prevé ajustar el ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$  al estado actual de desgaste de los forros de freno. Esto se ilustra en las figuras 4 y 5 mediante las curvas 42 y 52. En el ejemplo de realización mostrado, el ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$  de los forros de freno desgastados se ajusta a  $-18^\circ$  antes de comenzar la frenada, de forma que el frenado de emergencia se produce de nuevo con un ángulo de accionamiento  $\alpha$  de aprox.  $60^\circ$  y el procedimiento de frenado se produce de nuevo en un intervalo de ángulos de accionamiento favorable con relaciones de transmisión favorables. También se aprecia que el par de accionamiento  $T_A$  en general se reduce aún más.

Por supuesto, la influencia del estado de desgaste de los forros de freno en el ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$  puede tenerse en cuenta de múltiples maneras en un controlador de freno. Por ejemplo, podría almacenarse una simple relación tabular entre el desgaste y el ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$ . Esta relación puede descubrirse mediante experimentos o calcularse o simularse. Del mismo modo, también pueden utilizarse redes neuronales o lógica difusa para transformar un determinado estado de desgaste, si es necesario teniendo en cuenta otros factores de influencia, como las condiciones ambientales, la situación de conducción, etc., en un ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$ . Naturalmente, también pueden tenerse en cuenta otros factores de influencia, como la temperatura actual del freno, dado que es de esperar que la elasticidad aumente a medida que aumenta la temperatura.

El estado de desgaste del freno o de los forros de freno también puede determinarse de múltiples maneras. Por ejemplo, el aumento del par de accionamiento  $T_A$  en relación con el ángulo de accionamiento actual  $\alpha$  podría utilizarse para determinar el estado actual de desgaste. Asimismo, el estado de desgaste puede determinarse mediante la observación de las frenadas, es decir, podría realizarse un registro de cuánto tiempo y con qué fuerza se ha frenado durante la vida útil del forro, lo que permite sacar conclusiones acerca del estado de desgaste si se conoce el comportamiento de desgaste de los forros de freno. Además, puede memorizarse o medirse la posición del ajustador de desgaste 11. Como es bien sabido, el entrehierro también puede medirse o derivarse de otros valores de medición.

Además, existen muchas otras posibilidades de determinar el estado de desgaste del freno de fricción 1 o de los forros de freno y de derivar un ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$  adecuado al freno de fricción 1 a partir de las mismas. No obstante, según la invención, lo importante no es utilizar el procedimiento exacto, sino tener en cuenta la influencia del desgaste en el control del freno de fricción 1 a fin de garantizar un funcionamiento favorable del freno de fricción 1.

El ajuste del ángulo de accionamiento inicial necesario  $\alpha_A$  también puede realizarse de múltiples maneras. Por ejemplo, es posible ajustar el ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$  con unos forros de freno nuevos al final del intervalo de ángulos de accionamiento previsto, en este caso  $\alpha_A = -60^\circ$ . Con cada frenada y, por lo tanto, con el desgaste progresivo de los forros de freno, el elemento actuador del accionador 20 deja de restablecerse por completo, sino que se desplaza solo hasta el nuevo ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$ , que depende del desgaste actual. El ajustador de desgaste 11 garantiza que el entrehierro es el correcto. Esto significa que, en la próxima frenada, se ajustará automáticamente el ángulo de accionamiento inicial correcto  $\alpha_A$  y, por lo tanto, que el ángulo de

accionamiento inicial  $\alpha_A$  se rastreará a lo largo del desgaste durante la siguiente operación de frenado. Por supuesto, también puede tenerse en cuenta un entrehierro deseado, que puede suponerse como conocido, si el entrehierro se supera mediante el dispositivo de presión 10.

- 5 Si el freno de fricción 1 se utiliza con un entrehierro (en lugar de mediante la aplicación ligera de los forros de freno 3, 6), el entrehierro puede superarse mediante el ajustador de desgaste 11 antes de iniciar la frenada, por ejemplo, haciendo que el ajustador de desgaste 11 guíe el forro de freno 3, 6 hasta el disco de freno 4 o que el dispositivo de presión 10 recorra una carrera tal que el entrehierro se supere primero antes de la frenada.
- 10 Alternativamente, también puede preverse que el ajustador de desgaste 11 ajuste el entrehierro situado entre el forro del freno y la superficie de fricción a un valor que depende del desgaste real a fin de obtener el ángulo de accionamiento inicial necesario  $\alpha_A$  al accionar el freno. Para ello, el freno siempre puede accionarse dentro del intervalo de ángulos de accionamiento previsto, por ejemplo,  $\alpha_A = -60^\circ$ , hasta el ángulo final causado por el desgaste. Para ello, el entrehierro necesario puede ajustarse después de cada frenada, de forma que el ángulo de
- 15 accionamiento inicial  $\alpha_A$  ya esté ajustado para la siguiente frenada. O bien, el entrehierro y, por lo tanto, el ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$ , se ajusta al valor requerido antes de cada frenada.

Un freno de fricción no lineal 1 de accionamiento eléctrico no se acciona directamente sino indirectamente, mediante un controlador de freno 63 (consulte la fig. 6). Así, el controlador de freno puede evaluar una posición del pedal de freno y convertirla en una orden de control para el freno de fricción 1 o para el dispositivo de presión 10 y, en caso necesario, para el ajustador de desgaste 11. Al mismo tiempo, el controlador de freno garantiza un tacto de pedal correcto y agradable. Si el conductor lo desea, el tacto de pedal debe endurecerse a medida que aumenta la frenada. El recorrido del pedal también puede ajustarse mediante el controlador de freno, ya que el recorrido del pedal se prolongará a medida que aumente el desgaste de los forros de freno. Al cambiar los forros, el tacto de

20 pedal cambiaría considerable o incluso bruscamente, al pasar de un tacto de pedal duro a uno más suave con los frenos desgastados, lo que podría desconcertar al conductor durante una frenada intensa o darle la sensación de que el freno está defectuoso. Por consiguiente, el objetivo es mantener un tacto de pedal lo más constante posible para que el conductor no perciba en absoluto el estado de desgaste de los forros de freno en el pedal de freno o, al menos, no demasiado.

25

30

En este caso, la influencia del desgaste en el tacto de pedal podría compensarse, a su vez, mediante tablas, redes neuronales, lógica difusa, etc., dependiendo del estado actual de desgaste.

El cambio en el comportamiento de accionamiento podría compensarse de la misma manera si los forros de freno se elevan por completo antes de la frenada para superar el entrehierro al comienzo de la frenada sin que lo perciba el conductor.

35

Del mismo modo, el tacto de pedal también puede reflejar el estado de funcionamiento actual del freno. Es posible que el freno de fricción se vuelva más elástico al calentarse, ablandando, por ejemplo, componentes como los forros de freno o las pinzas de freno. Este efecto puede compensarse como un cambio en la elasticidad para comunicar una impresión constante al conductor. No obstante, también puede resultar útil la reacción contraria, a fin de proporcionar al conductor un tacto de pedal especialmente suave si se produce sobrecalentamiento peligroso para que le sirva de advertencia de una pérdida inminente del efecto de frenado debido al sobrecalentamiento de los frenos. Por ejemplo, en caso de sobrecalentamiento leve, el comportamiento cambiante del freno de fricción podría

40 no transmitirse (compensarse) al conductor y en caso de sobrecalentamiento peligroso, acentuarse para enviar una advertencia al conductor.

45

Si los forros de freno están completamente desgastados, se produce un efecto de frenado residual entre la superficie de fricción y el soporte del forro de freno, por ejemplo, entre acero y acero. A su vez, este estado puede transmitirse

50 al conductor como un tacto de pedal, por ejemplo, mediante unos recorridos de pedal particularmente largos a fin de transmitir de forma intensiva un efecto de frenado reducido.

No obstante, esta transmisión mediante el tacto de pedal puede utilizarse, por supuesto, para cualquier estado, por ejemplo, para transmitir artificialmente la señal de un remolque con sobrepeso mediante el tacto de pedal, u otras

55 características de la carretera o del vehículo.

De manera conocida, el tacto de pedal puede generarse de forma pasiva o activa. De forma pasiva, por ejemplo, mediante las conocidas combinaciones de resorte y elastómero («caucho»), con las que se simula que el pedal debe volverse desproporcionadamente cada más duro para responder a una frenada más intensa (aumento

60 desproporcionado de la fuerza requerida). Por supuesto, este efecto también puede generarse de otra forma, por

ejemplo, mediante apalancamiento, varios resortes, resortes progresivos, etc. De forma activa, la fuerza de pedal puede generarse o modificarse mediante actuadores controlados, por ejemplo, motor(es) eléctrico(s). De este modo, también podría provocarse artificialmente la conocida «vibración por ABS» del pedal o simularse otros efectos retroactivos de la fuerza de frenado. Por supuesto, el procedimiento activo ofrece más posibilidades de influir en el tacto de pedal gracias a la alimentación de fuerzas, pero también resulta más costosa. No obstante, el pedal pasivo también permite modificar el tacto de pedal. El efecto de resorte seleccionado (por ejemplo, combinación de resorte y elastómero) produce una característica de fuerza-desplazamiento del pedal. Si se desea transmitir un tacto de pedal más duro, puede modificarse, por ejemplo, la evaluación electrónica del pedal (por ejemplo, mediante el controlador de freno) para que cierto efecto de frenado aparezca solo cuando el pedal se pisa más a fondo (más fuerza de pedal). Por el contrario, puede conseguirse un freno más blando (más fácil de manejar) con un efecto de resorte predeterminado haciendo que la evaluación electrónica del pedal produzca el efecto de frenado deseado, aunque no se pise a fondo al pedal (menos fuerza de pedal). Por supuesto, este ajuste de la evaluación también puede utilizarse adicionalmente cuando el pedal está activo. La fuerza de pedal no tiene por qué aumentar desproporcionadamente al realizar frenadas intensas, sino que lo único importante la buena dosificación y el manejo habitual para el conductor.

El freno de fricción de accionamiento eléctrico también puede ser accionado por el conductor o desde otras fuentes, por ejemplo, desde sistemas de asistencia al conductor, como un frenado de emergencia si se detecta anticipadamente un accidente, un dispositivo de mantenimiento de la distancia de frenado, un control de velocidad, «conducción en convoy» (autoexpreso «acoplado» electrónicamente que no está conectado mecánicamente, sino que respeta la distancia mediante un controlador electrónico), etc. De este modo, la mezcla de frenado regenerativo mediante el generador de un vehículo eléctrico o híbrido y el frenado por fricción también puede efectuar un valor de entrada en el controlador de freno.

Para ello, puede resultar útil transferir datos sobre el vehículo, y las condiciones de conducción y/ o de frenado al controlador de freno mediante las interfaces adecuadas. Esto permite que el controlador de freno responda a un par de frenado nominal procedente, por ejemplo, del pedal de freno, de un sistema de asistencia al conductor, etc., con un par de frenado real lo más preciso posible, en caso necesario teniendo en cuenta los estados internos del freno, como el estado de desgaste del forro de freno, la temperatura del freno, etc. a fin de aproximar lo más posible el valor real al valor nominal.

La fig.6 muestra, a modo de ejemplo, de un vehículo 60 con dos frenos de fricción 1a, 1b en las ruedas delanteras 61, 62. Los frenos de fricción 1a, 1b están controlados en función de la situación por un controlador de freno 63. El controlador de freno 63 puede definir un par de frenado nominal  $T_{B,soll}$  o un par de accionamiento nominal  $T_{A,soll}$  que debe ajustarse mediante el freno de fricción 1a, 1b. Para ello, el accionador 20a, 20b del freno de fricción 1a, 1b puede controlarse mediante señales de control adecuadas para generar un par de accionamiento  $T_A$  adecuado. Por supuesto, esto también puede conseguirse en un bucle de control cerrado, para el cual puede medirse el par de frenado real  $T_{B,ist}$  o el par de accionamiento real  $T_{A,ist}$ . Dado que, en sí, se conoce bien cómo determinar un par de frenado nominal  $T_{B,soll}$  de un freno de fricción, no se tratará en detalle en el presente documento. Al mismo tiempo, el controlador de freno 63 detecta el estado de desgaste de los forros de freno del freno de fricción 1a, 1b, por ejemplo, midiendo el par de accionamiento real  $T_{A,ist}$  y el ángulo de accionamiento actual  $\alpha$ . En función del estado de desgaste, el controlador de freno 63 calcula determina un ángulo de accionamiento inicial  $\alpha_A$  adaptado al estado de desgaste, que también puede ajustarse mediante el accionador 20a, 20b antes de iniciar la frenada. Por supuesto, el controlador de freno 63 también puede recibir y procesar las señales de otros sensores 64, por ejemplo, sensores de temperatura, sensores de aceleración, sensores de deslizamiento de neumáticos, etc.

Para ello, la frenada puede estar activada por un pedal de freno 65 o por un sistema de asistencia a la conducción 66 o a la frenada de un vehículo, como un sistema ABS, ESG, de control de velocidad, etc.

Asimismo, el control de freno 63 puede ajustar un tacto de pedal correspondiente para transmitir al conductor la sensación de frenado correcta mediante el pedal de freno 65.

Por supuesto, el controlador de freno 63 también puede controlar el funcionamiento de un ajustador de desgaste 11 opcional, por ejemplo, superando primero una posible holgura entre el forro de freno y la superficie de fricción antes de la frenada.

**REIVINDICACIONES**

1. Procedimiento de para accionar un freno de fricción de accionamiento eléctrico (1) con un comportamiento no lineal de fuerza-desplazamiento, en el que para frenar, un elemento actuador dispuesto en un  
 5 ajustador de desgaste (11) de un dispositivo de apriete (10) se gira mediante un accionador (20) en un intervalo de accionamiento comprendido entre un ángulo de accionamiento inicial ( $\alpha_A$ ) y un ángulo de accionamiento final ( $\alpha_E$ ), girándose el accionador (20) para una frenada con un par de accionamiento ( $T_A$ ) a fin de presionar un forro de freno (6) contra una superficie de fricción para generar un par de frenado ( $T_B$ ), caracterizado porque el ángulo de accionamiento inicial ( $\alpha_A$ ) del elemento actuador se ajusta en función de un estado actual de desgaste del forro de  
 10 freno (6) para compensar el comportamiento cambiante de fuerza-desplazamiento del freno de fricción (1) en caso de desgaste del forro de freno (6), ajustándose el ángulo de accionamiento inicial ( $\alpha_A$ ) a fin de reducir el par de accionamiento ( $T_A$ ) para la frenada con un forro de freno (6) desgastado frente al par de accionamiento ( $T_A$ ) para la frenada con un forro de freno (6) no desgastado.
- 15 2. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque el tacto de pedal de freno se ajusta en función de un estado actual de desgaste del forro de freno (6).
3. Procedimiento según la reivindicación 1 o 2, caracterizado porque un entrehierro situado entre el forro de freno (6) y la superficie de fricción se supera mediante un ajustador de desgaste (11) antes de la frenada.  
 20
4. Sistema de freno con un freno de fricción de accionamiento eléctrico (1) con un comportamiento no lineal de fuerza-desplazamiento y un controlador de freno (63) para controlar dicho freno de fricción (1), en el que el freno de fricción (1) presenta un accionador (20) que hace girar un elemento actuador de un dispositivo de presión (10) para una frenada con un par de frenado ( $T_B$ ) en un intervalo de accionamiento comprendido entre un ángulo de  
 25 accionamiento inicial ( $\alpha_A$ ) y un ángulo de accionamiento final ( $\alpha_E$ ) a fin de presionar un forro de freno (6) contra una superficie de fricción para generar un par de frenado ( $T_B$ ), en el que el dispositivo de presión (10) está dispuesto en un ajustador de desgaste (11), caracterizado porque el controlador de freno (63) ajusta el ángulo de accionamiento inicial ( $\alpha_A$ ) del elemento actuador para compensar el comportamiento cambiante de fuerza-desplazamiento del freno de fricción (1) en caso de desgaste del forro de freno (6) en función de un estado actual de desgaste del forro de  
 30 freno (6) y porque el controlador de freno (63) ajusta el ángulo de accionamiento inicial ( $\alpha_A$ ) a fin de reducir el par de accionamiento ( $T_A$ ) para la frenada con un forro de freno (6) desgastado frente al par de accionamiento ( $T_A$ ) para la frenada con un forro de freno (6) no desgastado.
5. Sistema de freno según la reivindicación 4, caracterizado por estar previsto un pedal de freno (65) y  
 35 porque el controlador de freno (63) ajusta el tacto del pedal de freno en función de un estado actual de desgaste del forro de freno (6).
6. Sistema de freno según la reivindicación 4 o 5, caracterizado por estar previsto un ajustador de desgaste (11) para superar un entrehierro situado entre el forro de freno (6) y la superficie de fricción antes de la  
 40 frenada.

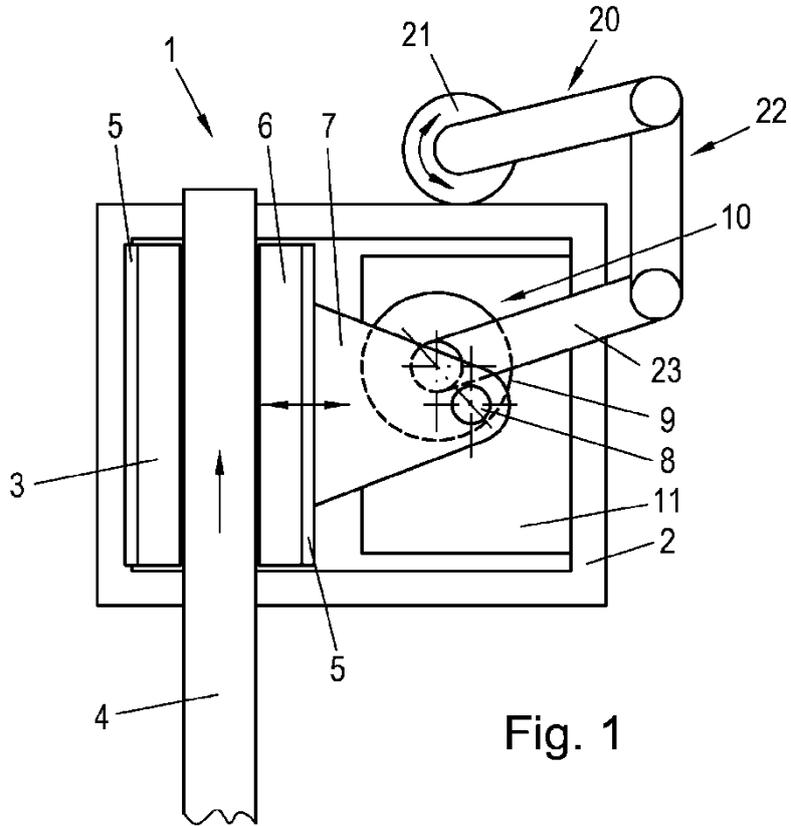


Fig. 1

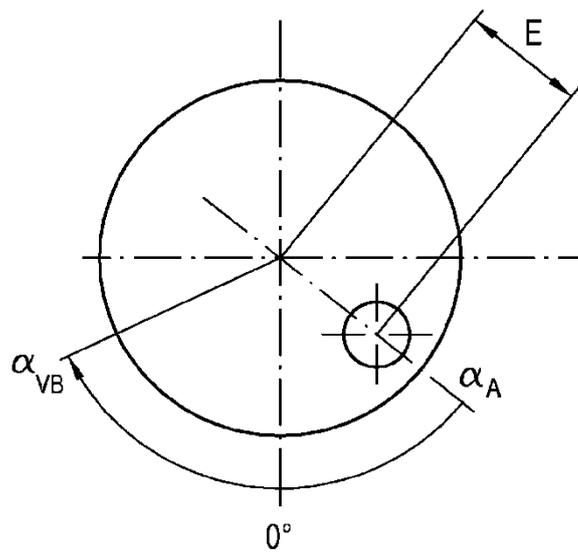


Fig. 3

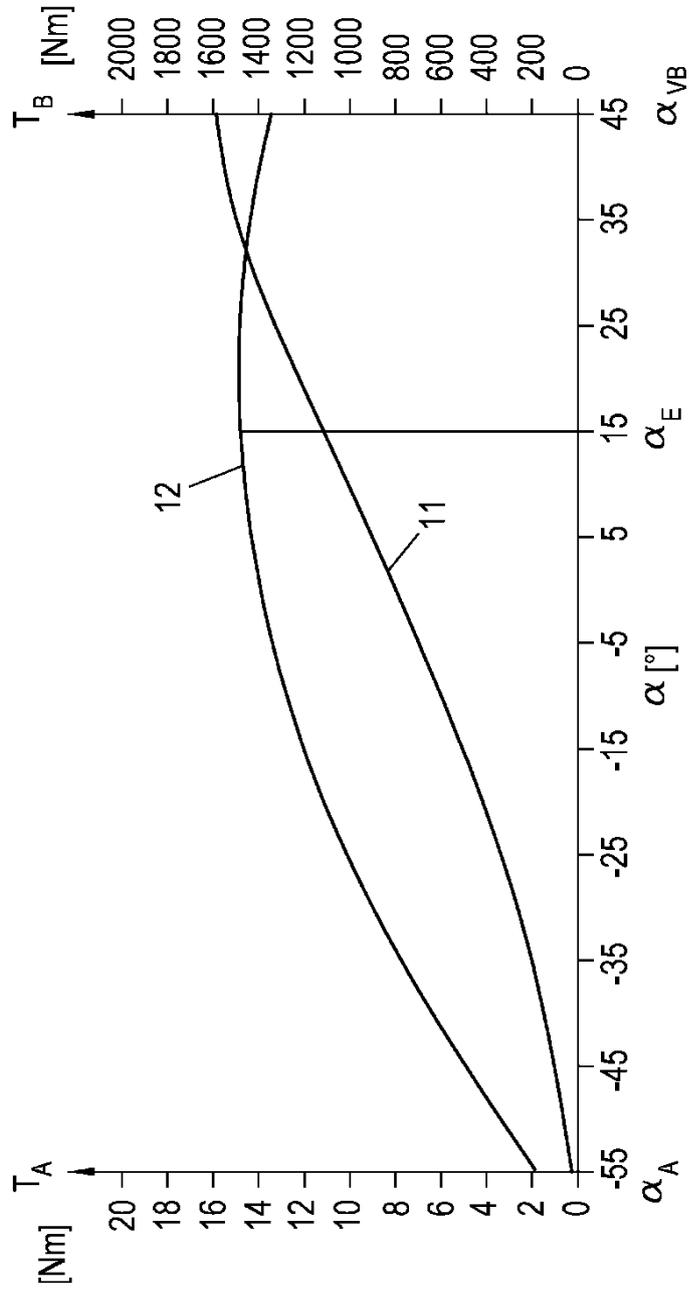


Fig. 2

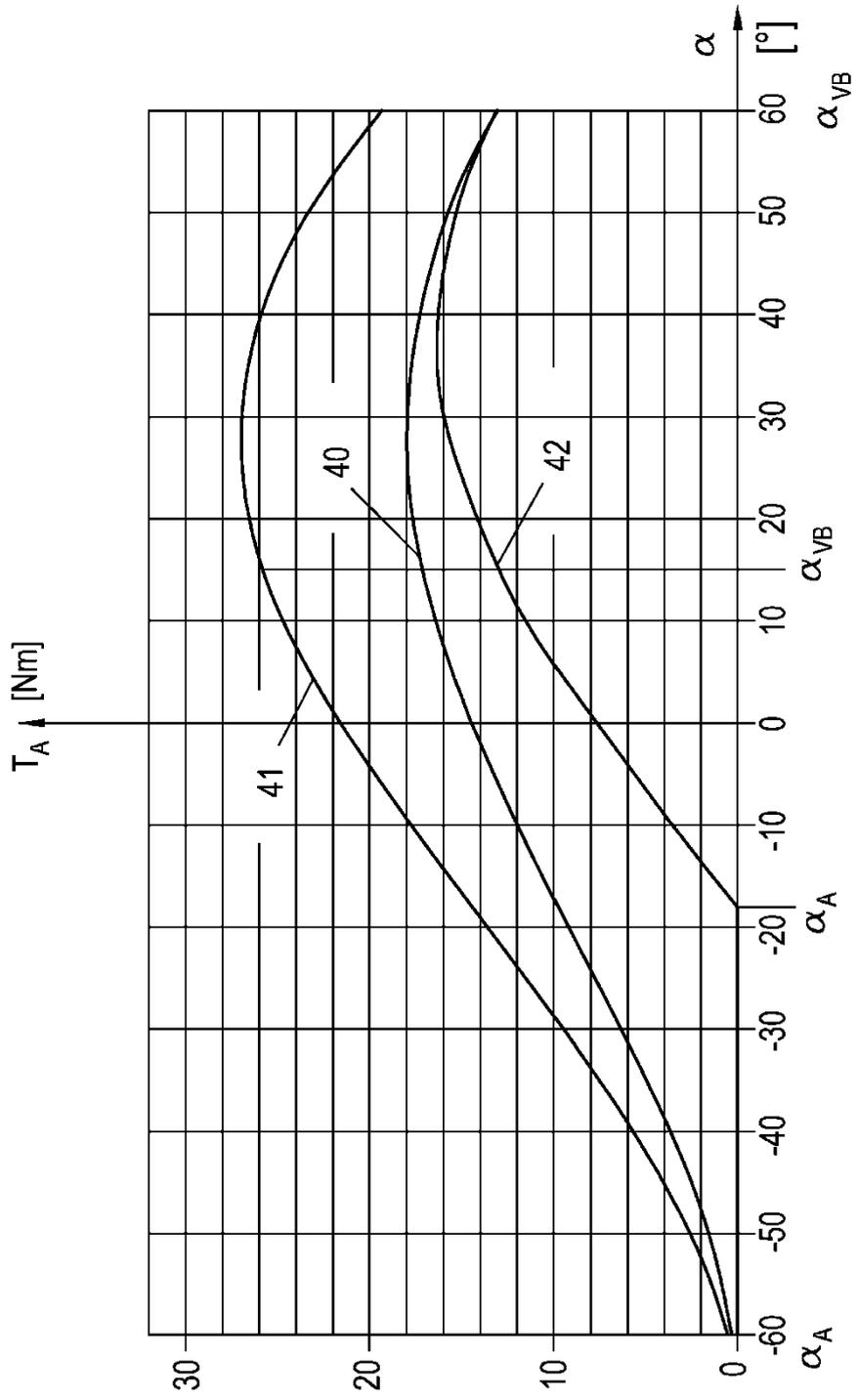


Fig. 4

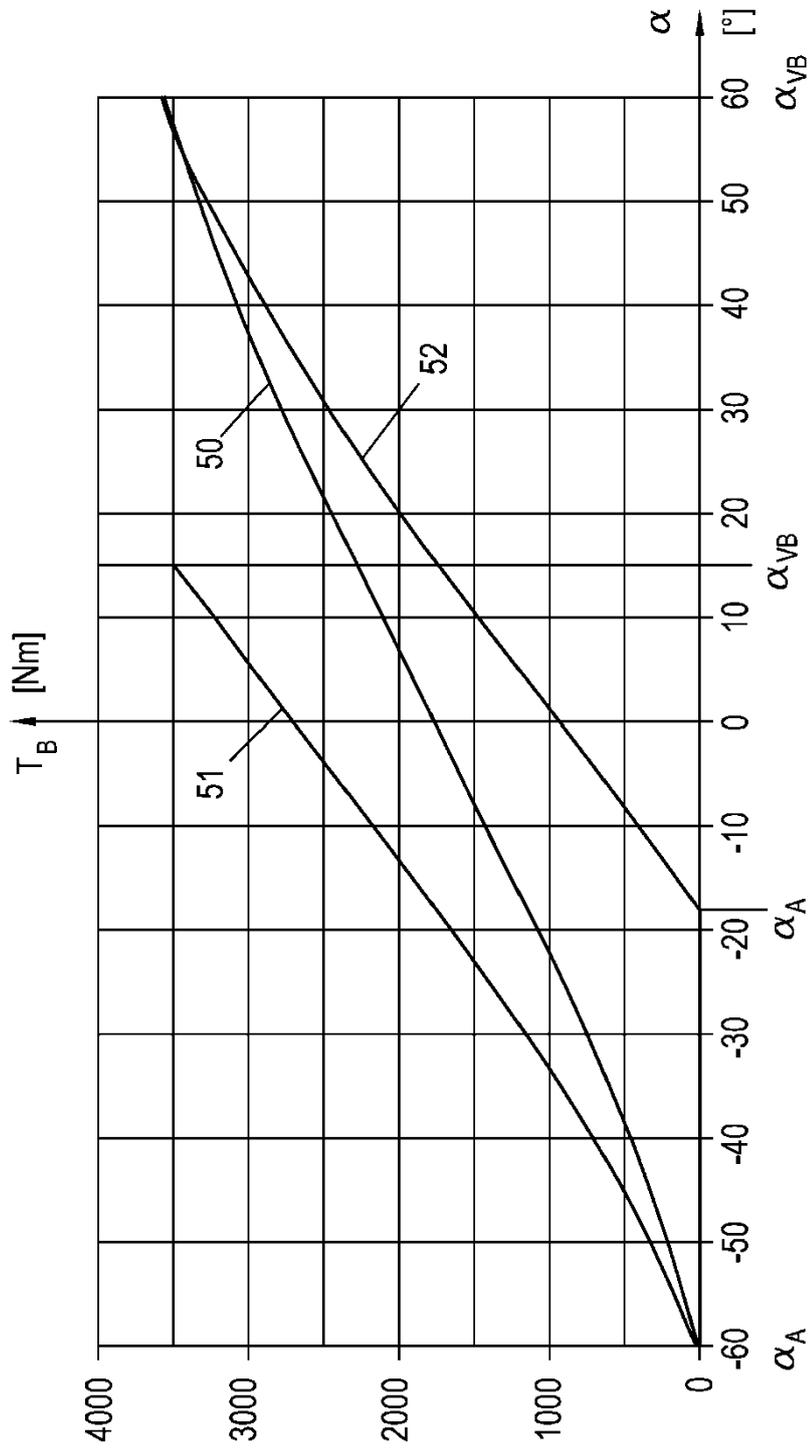


Fig. 5

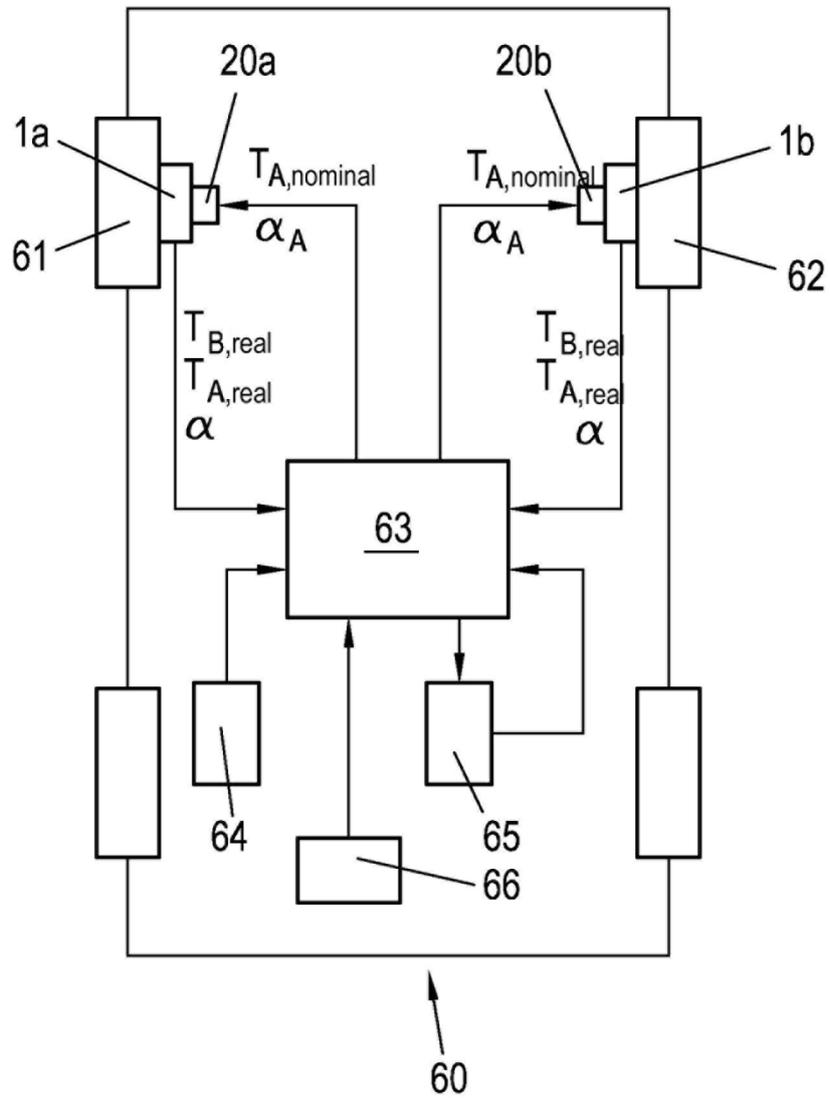


Fig. 6