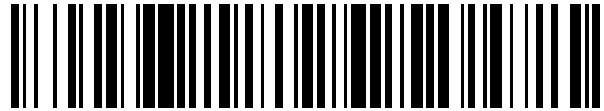


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 438 274**

51 Int. Cl.:

B60G 7/00 (2006.01)

B60G 17/015 (2006.01)

B62D 17/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **23.09.2008 E 08802530 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.11.2013 EP 2212129**

54 Título: **Suspensión de vehículos de motor**

30 Prioridad:

24.10.2007 DE 102007050795

27.02.2008 DE 102008011367

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

16.01.2014

73 Titular/es:

**AUDI AG (100.0%)
85045 Ingolstadt, DE**

72 Inventor/es:

**MEITINGER, KARL-HEINZ;
KUNSCH, PETER;
MICHEL, WILFRIED;
MÜLLER, HUGO;
SCHMID, WOLFGANG y
KOSSIRA, CHRISTOPH**

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 438 274 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

Suspensión de vehículos de motor

La invención se refiere a una suspensión de rueda para vehículos motorizados según el preámbulo de la reivindicación 1.

- 5 En sistemas activos de dirección, en particular para el eje trasero de vehículos, es posible ajustar la convergencia y la distancia entre ruedas por medio de un actuador, de manera que mediante el control del actuador es posible influir en el comportamiento de marcha del vehículo.

10 Por el documento DE 39 28 135 A1 se conoce una suspensión de rueda de clase genérica para vehículos motorizados. El soporte de rueda de la suspensión de rueda presenta en el lado de rueda un elemento portante que soporta la rueda de vehículo, así como un elemento portante en el lado de eje, entre los cuales está interpuesto un actuador. En este caso, el actuador es un cilindro de ajuste hidráulico que, por un lado, está apoyado en una consola de apoyo del soporte de rueda y, por otro lado, presiona con su vástago de émbolo contra un anillo exterior de rodadura de un cojinete de rueda, con lo cual el cojinete de rueda ejecuta junto con la rueda de vehículo un movimiento pivotante sobre un punto central de articulación para variar un ángulo de convergencia y/o de divergencia o un ángulo de inclinación vertical de la rueda de vehículo respectiva.

15 La disposición del actuador, conocida por el documento DE 39 28 135 A1, entre la consola de apoyo y el cojinete de rueda ocupa mucho espacio de instalación y es constructivamente complicada con un peso elevado correspondiente. El peso total elevado de la suspensión de rueda es particularmente desventajoso, ya que el soporte de rueda es una masa no amortiguada.

- 20 Respecto del entorno técnico se remite, además, al documento WO 98/16418 A.

El objetivo de la invención consiste en proporcionar una suspensión de rueda con un sistema de dirección activo dispuesto en la suspensión de rueda de manera constructivamente sencilla y ocupando poco espacio de instalación.

El objetivo se consigue mediante las características de la reivindicación 1. En las reivindicaciones secundarias se dan a conocer perfeccionamientos ventajosos de la invención.

- 25 De acuerdo con la parte significativa de la reivindicación 1, el actuador presenta de manera giratoria sobre sus ejes de giro una respecto de la otra una pieza giratoria en el lado de rueda y una pieza giratoria en el lado de eje, dispuestas entre el elemento portante en el lado de rueda y el elemento portante en el lado de eje. En este caso, la pieza giratoria en el lado de rueda puede ser desviada mediante la torsión de ambas piezas giratorias entre sí en un ángulo de pivotado respecto de la pieza giratoria en el lado de eje. Consecuentemente, también la rueda de vehículo prevista en el elemento portante en el lado de rueda es pivotada en un ángulo de convergencia y/o de inclinación.
- 30 Consecuentemente, a diferencia con el estado actual de la técnica se produce una modificación del ángulo del elemento portante en el lado de rueda mediante un accionamiento giratorio de una de las piezas giratorias o de las dos piezas giratorias del actuador, y no mediante un movimiento de elevación lineal de un cilindro de ajuste hidráulico que presiona contra el elemento portante en el lado de rueda. La modificación angular se puede producir mediante un accionamiento giratorio en el contrasentido o en el mismo sentido de ambas piezas giratorias, mientras que la otra pieza giratoria no rota sobre su eje.

40 Según la invención, el eje de giro de la pieza giratoria en el lado de rueda está colocada inclinado respecto del eje de giro de la pieza giratoria en el lado de eje y la pieza giratoria en el lado de rueda puede ser movida con su línea central a la manera de un movimiento oscilatorio sobre su eje de giro. En el movimiento oscilatorio de la pieza giratoria en el lado de rueda, las dos piezas giratorias pueden estar en contacto por medio de superficies de control, preferentemente en contacto deslizante y/o en contacto rodante (rodamiento) que, por su parte, están situados en un plano de rotación. En este caso, el plano de rotación está orientado perpendicular al eje de giro de la pieza giratoria en el lado de rueda. De esta manera, la pieza giratoria en el lado de rueda con el elemento portante correspondiente en el lado de rueda para la rueda del vehículo se puede mover sobre su eje de giro con un movimiento oscilatorio.

45 En este caso, el ángulo de pivotado entre la pieza giratoria en el lado de rueda y la pieza giratoria en el lado de eje varía en función del ángulo de rotación de la pieza giratoria en el lado de rueda.

Según la invención, las dos piezas giratorias del actuador están montadas al elemento portante respectivo de manera giratoria mediante pivotes. De esta manera se puede producir una torsión de ambas piezas giratorias entre sí, sin que se transmita un par a los elementos portantes.

- 50 En términos de espacio de instalación es preferente que las dos piezas giratorias estén configuradas como cilindros huecos. Consecuentemente, el espacio interior cilíndrico de los cilindros huecos puede ser usado como espacio de instalación para un accionamiento de regulación, árboles cardán y/o eje sincrónico. En función del espacio de instalación existente, el accionamiento de regulación también puede estar previsto fuera de las piezas giratorias y conectado en términos motrices con las piezas giratorias. Alternativamente a la configuración cilíndrica hueca, las piezas giratorias también pueden estar fabricadas de material macizo y/o con cualquier forma.
- 55

Por lo tanto, mediante un giro de la pieza giratoria en el lado de rueda respecto de la pieza giratoria en el lado de eje es posible ajustar el ángulo de pivotado entre las dos piezas giratorias. En este caso, el ángulo de pivotado máximo ajustable es, por razones geométricas, el doble del ángulo de inclinación incluido entre los dos ejes de giro.

5 Mediante un giro simultáneo o desplazado en el tiempo de la pieza giratoria en el lado de eje respecto del elemento portante en el lado de eje es posible modificar la alineación espacial de la disposición angular formada por las dos piezas giratorias.

10 Como accionamiento de regulación para las dos piezas giratorias es particularmente apropiado un motor de giro que puede estar dispuesto de manera compacta, optimizando el espacio, dentro de las piezas giratorias cilíndricas huecas. Alternativamente, como ya se ha mencionado, el accionamiento de regulación también puede estar dispuesto fuera de o en combinación tanto en el lado exterior como en el lado interior.

15 Los accionamientos de regulación para ambas piezas giratorias pueden estar integrados a un sistema de regulación o un circuito de regulación que sobre la base de un ángulo de convergencia nominal o bien de un ángulo de inclinación nominal a regular determina los ángulos de rotación de ambas piezas giratorias. Para un circuito de regulación cerrado, las dos piezas giratorias pueden tener asignados sensores de ángulo que detectan un valor real de ángulo de rotación de ambas piezas giratorias y lo transmite al dispositivo de control. La invención es aplicable a todas las estrategias de regulación con relación a la dinámica de marcha, al confort de marcha, la ajustes de seguridad o al diseño básico del vehículo.

20 Para una construcción compacta de la suspensión de rueda en sentido transversal al vehículo, las dos piezas giratorias pueden estar dispuestas intercaladas una en la otra. Preferentemente, una de las dos piezas giratorias, por ejemplo la del lado de rueda, puede estar realizada como una pieza perfilada hueca con forma de copa en el que se ha previsto la pieza giratoria en el lado de eje. En este caso, el fondo de la pieza giratoria con forma de copa puede estar configurado como la superficie de control descrita anteriormente, que está en contacto con la superficie de control de la pieza giratoria en el lado de eje.

25 Adicionalmente, al menos uno de los elementos portantes puede estar realizado como pieza perfilada hueca con forma de copa con una pared perimetral que delimita un espacio de montaje en el que está dispuesto el actuador según la invención. Para un soporte giratorio estable, las piezas giratorias pueden estar apoyadas en la pared perimetral del elemento portante con forma de copa. En la disposición descrita anteriormente de piezas giratorias intercaladas es posible que solamente se apoye la pieza giratoria externa radial sobre la pared perimetral del elemento portante con forma de copa.

30 De acuerdo con otra forma de realización, entre el elemento portante en el lado de rueda y el elemento portante en el lado de eje puede estar conectado un elemento de acoplamiento adicional, por medio del cual es posible transmitir un par, por ejemplo un momento de frenado, del elemento de rueda en el lado de rueda al elemento portante en el lado de eje, y con ello a la estructura del vehículo. Esta configuración de la invención se basa en la problemática de que tanto la pieza giratoria en el lado de rueda como la pieza giratoria en el lado de eje son giratorias una respecto de la otra y asimismo con referencia a los elementos portantes. Consecuentemente, en caso desfavorable es posible, por ejemplo, partiendo del elemento portante en el lado de rueda, transmitir un momento de frenado de manera no exacta al elemento portante en el lado de eje y/o a la estructura del vehículo, debido al grado de libertad de giro entre las piezas giratorias. Mediante el elemento de acoplamiento adicional se dispone de otro trayecto de fuerza y par sobre el que es posible transmitir, fiablemente, el momento de frenado a la estructura del vehículo.

40 El elemento de acoplamiento está, preferentemente, completamente desacoplado del actuador y/o de las piezas giratorias del soporte de rueda conectados entre los elementos portantes. De este modo, ni el elemento de acoplamiento ni el actuador son influenciados funcionalmente por el otro componente respectivo.

45 Preferentemente, para garantizar la transmisión del par el elemento de acoplamiento puede ser rígido al retorcimiento y/o a la torsión. Además, el elemento de acoplamiento puede estar diseñado suficientemente elástico y/o flexible para poder compensar una desviación de la pieza giratoria en el lado de rueda respecto de la pieza giratoria en el lado de eje.

50 En una forma de realización preferente, el elemento de acoplamiento está realizado como un fuelle metálico montado tanto en el elemento portante en el lado de rueda como en el elemento portante en el lado de eje por medio de, por ejemplo, tornillos de fijación. En el espacio de montaje delimitado por el fuelle metálico, las piezas giratorias del actuador pueden estar dispuestas a prueba de suciedad. En este caso, las piezas giratorias pueden estar distanciadas del fuelle metálico por medio de una distancia libre radial.

55 Como ya se ha mencionado anteriormente, ambas piezas giratorias pueden estar configuradas como cilindros huecos. Su espacio interior cilíndrico se puede usar como espacio de instalación para los actuadores. Alternativamente, a través del espacio interior de las piezas giratorias también puede ser conducido un árbol cardán para el accionamiento de la rueda de vehículo.

La disposición de los actuadores dentro de las piezas giratorias cilíndricas huecas es particularmente preferente que la rueda de vehículo sea arrastrada, es decir que no sea accionada por un árbol cardán. En este caso, el espacio

huevo de las piezas giratorias permanece vacío. Consecuentemente, es posible, sin más, disponer los actuadores en el mismo.

5 Al usar un árbol cardán conducido a través del espacio hueco de las piezas giratorias puede que sea necesario, debido al espacio de instalación limitado, disponer los actuadores fuera de las dos piezas giratorias cilíndricas huecas. En este caso, en cada una de las piezas giratorias puede estar prevista en el lado perimetral exterior un cambio de transmisión, por ejemplo una cambio de dentado recto. Los actuadores conectados así en términos motrices pueden ser integrables, de manera constructivamente ventajosa, fuera del soporte de rueda en espacios de instalación libres previstos con dicho propósito.

10 Sin embargo, una disposición fuera de las piezas giratorias de este tipo de cambios de transmisión así como de los actuadores respectivos es problemática desde el punto de vista del uso de un fuelle metálico como elemento de acoplamiento. Es que, el cambio de transmisión y/o el actuador correspondientes deberían atravesar el fuelle metálico, con lo cual se vería reducida la capacidad funcional del fuelle metálico. O sea, si un paso de transmisión de este tipo es integrado al fuelle metálico, el par transmisible por el fuelle metálico se reduce debido al impulso angular en dicho punto. Para compensar sería necesario aumentar fuertemente el diámetro del fuelle metálico.

15 Consecuentemente, alternativamente al fuelle metálico es posible usar como elemento de acoplamiento una junta cardán conectada entre el elemento portante en el lado de rueda y el elemento portante en el lado de eje. Para una realización en un espacio de instalación reducido, la junta cardán puede presentar, preferentemente dispuesta radialmente fuera de las piezas giratorias, una parte articulada, por ejemplo un elemento anular, que se extiende a una distancia radial alrededor de las piezas giratorias. Además, la junta cardán puede presentar brazos unidos a los
20 elementos portantes que, a la manera de una horquilla articulada, están conectados, a su vez articuladamente, al elemento anular por medio de ejes de giro. De esta manera, mediante la junta cardán se produce una transmisión del par rígida a la torsión y sin juego entre los dos elementos portantes del soporte de rueda.

A diferencia del fuelle metálico, la junta cardán puede compensar completamente una desviación de la pieza giratoria en el lado de rueda en un ángulo de pivotado especificado respecto de la pieza giratoria en el lado de eje,
25 sin fuerzas de reposición elástica y, consecuentemente, con un funcionamiento más suave que el fuelle metálico.

Preferentemente, los brazos, nombrados anteriormente, en el lado de rueda y los brazos en el lado de eje están dispuestos desplazados angularmente entre sí formando espacios libres. En estos espacios libres es posible, en cada caso, disponer en términos de espacio de instalación al menos en parte, un actuador o, alternativamente, prever un cambio de transmisión dispuesto en el lado exterior de la pieza giratoria.

30 En una realización de la invención, el centro de la junta cardán se encuentra a la altura del centro instantáneo de rotación del soporte de rueda, con lo cual en un ajuste del soporte de rueda no se presentaba un cambio de longitud.

Tanto el fuelle metálico como la junta cardán pueden absorber los momentos de frenado que se presenten. De este modo, el sistema de actuadores proporcionado por las piezas giratorias no es exigido por los momentos de frenado.

35 Mediante la selección apropiada de un cambio de transmisión o de un cambio de dentado recto, los actuadores también pueden ser conectados en ángulo respecto del eje central del actuador. Para el caso que la distancia entre ejes de actuador y pieza giratoria sea demasiado grande, de manera que también el dentado recto se podría tornar demasiado grande, también es posible usar, por ejemplo, una transmisión por correa dentada.

A continuación, mediante las figuras adjuntas se dan cinco ejemplos de realización de la invención.

Muestran:

40 La figura 1, según el primer ejemplo de realización, en una representación esquemática una suspensión de rueda en un eje trasero de vehículo,

la figura 2, en una vista parcial seccionada esquemática ampliada, el soporte de rueda en posición individual;

las figuras 3 y 4, en cada caso, vistas del soporte de rueda que visualizan movimientos pivotantes de ambas piezas giratorias para el ajuste del ángulo de convergencia o de inclinación vertical;

45 la figura 5, según un segundo ejemplo de realización, el soporte de rueda en posición individual;

la figura 6, con un fuelle metálico integrado, el soporte de rueda según el tercer ejemplo de realización;

la figura 7, con una junta cardán integrada, el soporte de rueda según el cuarto ejemplo de realización; y

la figura 8, el soporte de rueda según el quinto ejemplo de realización.

50 En la figura 1 se muestra una suspensión de rueda en combinación con un eje de brazo oscilante transversal conocido, en la cual un soporte de rueda 3 que soporta la rueda de vehículo 1 está conectado de manera pivotante a la estructura de vehículo 11 por medio de cojinetes de brazo de dirección 9 en el lado de estructura, entre otros con

la ayuda de un brazo oscilante transversal superior 5 y un brazo oscilante transversal inferior 7. Los cojinetes de brazo de dirección 9 en el lado de estructura, así como los cojinetes del brazo de dirección 13 en el lado de soporte de rueda son de la estructura habitual. Entre el brazo oscilante transversal 7 y la estructura de vehículo 11 se apoya, además, de manera habitual un resorte de soporte de suspensión 15 con suspensión de rueda asignada.

5 Apartándonos del eje de brazo oscilante transversal mostrado, el soporte de rueda 3 puede ser combinado con cualquier eje, por ejemplo un eje rígido, un eje de barra de torsión, un eje multilink, etc.

Según la figura 1, el soporte de rueda 3 presenta un elemento portante 17 en el lado de rueda y un elemento portante 19 en el lado de eje. En el elemento portante 17 en el lado de rueda, la rueda de vehículo 1 está montada por medio de un cubo de rueda en un cojinete de rueda (no mostrado) del elemento portante 17 en el lado de rueda. Además, en el elemento portante 17 en el lado de rueda puede estar colocado de la manera habitual el sistema de freno. En el elemento portante 19 en el lado de eje, ambos brazos oscilantes transversales 5, 7 están conectados por medio de los cojinetes de brazo de dirección 13.

Entre los dos elementos portantes 17, 19 se ha previsto un actuador 21 que presenta una pieza giratoria 23 en el lado de rueda y una pieza giratoria 25 en el lado de eje. Como se desprende de las figuras 2 o 3, ambas piezas giratorias 23 y 25 están en contacto por medio de superficies de control 24, 26 inclinadas. Por lo tanto, las dos superficies de control 24, 26 están ubicadas en un plano de rotación I esbozado en las figuras 3 y 4 en el que son desplazables, recíprocamente, en contacto deslizante. En el lugar del contacto deslizante mostrado es posible, del mismo modo, un montaje con rodamiento entre las piezas giratorias.

Cada una de las piezas giratorias 23, 25 está montadas giratorias sobre sus ejes de giro 27, 28 entre los dos elementos portantes 17, 19. El eje de giro 28 de la pieza giratoria 25 está alineado en forma axial en sentido transversal al vehículo y en forma coaxial al eje central 29 de la pieza giratoria 23. El eje de giro 27 de la pieza giratoria 23 está inclinado hacia arriba en un ángulo de inclinación γ . Consecuentemente, en un giro sobre un ángulo de rotación α , la pieza giratoria 23 se mueve con su eje central 29 sobre el eje de giro 27 con un movimiento oscilatorio II en un ángulo de pivotado φ variable. Alternativamente, también es posible una alineación alabeada de ambos ejes de giro 27, 28. El ángulo de rotación α describe un desplazamiento del ángulo de rotación entre la pieza giratoria 23 y la pieza giratoria 25.

En la figura 3, la pieza giratoria 23 se muestra en su posición inicial con un ángulo de rotación $\alpha=0$ en el que el eje central 29 de la pieza giratoria 23 está alineada de manera coaxial respecto del eje de giro 28 de la pieza giratoria 25. En este caso, el ángulo de inclinación vertical ε se encuentra en 0 en el plano yz mostrado de la rueda de vehículo 1.

Además, en la figura 3 se muestra mediante líneas de trazos, a modo de ejemplo, la pieza giratoria 23 en una posición de giro en un ángulo de rotación $\alpha=180^\circ$. En dicha posición de giro, en el movimiento oscilatorio II sobre el eje de giro 27 la pieza giratoria 23 se encuentra movida hacia arriba mediante el eje central 29'. De esta manera se produce un ángulo de pivotado φ entre las dos piezas giratorias 23 y 25. En el ángulo de rotación α de 180° mostrado, el ángulo de pivotado φ tiene su valor máximo. Correspondientemente, también la rueda de vehículo 1 o bien el elemento portante 17 en el lado de rueda está pivotado en el plano yz en un ángulo de inclinación vertical ε .

La pieza giratoria 25 puede ser girada en un ángulo de rotación β respecto del elemento portante 19 en el lado de eje al mismo tiempo que el giro de la pieza giratoria 23 o desplazada en el tiempo.

De esta manera, la pieza giratoria angulada 23 respecto de la pieza giratoria 25 en el lado de eje, mostrada en la figura 3, es pivotada fuera de plano yz, con lo cual es posible ajustar el ángulo de convergencia δ de la rueda de vehículo 1. En un giro, a modo de ejemplo, de la pieza giratoria angulada 23 sobre un ángulo de rotación β de 90° en el plano xy, el ángulo de convergencia δ se correspondería con el ángulo de pivotado φ , y el ángulo de inclinación vertical ε estaría reducido a 0.

Por lo tanto, mediante una torsión combinada de las piezas giratorias 23, 25 sobre los ángulos de rotación α , β se puede realizar un ajuste combinado de inclinación y convergencia. Con ello es posible conseguir cualquier combinación de ángulo de convergencia δ y ángulo de inclinación vertical ε , en tanto no se supere un ángulo de pivotado máximo $\varphi_{\max}=2\gamma$, y se cumpla la ecuación

$$\sin 2 \delta + \sin 2 \varepsilon \pm \sin 2 \varphi_{\max}$$

Para una mejor comprensión, el ángulo de inclinación ε encerrado entre ambos ejes de giro 27 y 28 se muestra en las figuras en una ampliación exagerada. Realmente, al ángulo de inclinación se mueve en un orden de magnitud de 2° a 5° . En función de la aplicación respectiva, el ángulo de inclinación también puede estar fuera de este intervalo angular. Dependiendo de la aplicación también son posibles ángulos de inclinación de un orden de magnitud de 45° .

En cualesquiera combinaciones de ángulo de convergencia δ y ángulo de inclinación vertical ε , el punto central M, mostrado en las figuras 3 y 4 en la cara frontal libre de la pieza giratoria 23 en el lado de rueda, se mueve en una sección de superficie esférica 43 que en el sistema de coordenadas de la figura 4 está delimitada mediante una línea circular de puntos y trazos.

En la figura 2 se muestra de manera esquemática rudimentaria y solamente a modo de ejemplo el montaje así como el accionamiento de regulación de ambas piezas giratorias 23, 25 entre los elementos portantes 17, 19 del soporte de rueda 3. De esta manera, las piezas giratorias 23, 25 están en conexión con los elementos de soporte 17, 19 por medio de pivotes 30. Los pivotes 30 presentan, en cada caso, un eje 31 saliente del elemento portante 17, 19 que penetra en la pieza giratoria 23, 25 conformada como cilindro hueco. En este caso, cada saliente de eje 31 agarra mediante una brida 32 ensanchada en sentido radial un collar anular 33 de la pieza giratoria 23, 25 correspondiente. En este caso, las dos piezas giratorias 23, 25 están dispuestas con su collar anular 33 de manera giratoria entre la brida 32 y el elemento portante 17, 19 respectivo. En las superficies de control 25, 26 que se encuentran en contacto recíproco se han previsto aberturas de montaje opuestas entre sí. Estas conectan entre sí los dos espacios cilíndricos interiores 35 de las piezas giratorias 23, 25.

Como se ha mencionado anteriormente, las dos superficies de control 24, 26 están en contacto deslizante una con la otra y desplazables una a la otra al girar las dos piezas giratorias. Según la figura 2, la superficie de control 24 de la pieza giratoria 23 en el lado de rueda está configurada con una brida 36 circunferencial con forma de gancho, en sección transversal, para el acoplamiento de las dos piezas giratorias 23, 25. La brida 36 atraviesa la abertura de montaje de la superficie de control 26 opuesta de la pieza giratoria 25 en el lado de eje y agarra mediante un brazo 37 la superficie de control 26 de la pieza giratoria 25.

En los espacios huecos 35 de ambas piezas giratorias 23, 25 se han dispuesto motores de giro 38, 39 que mediante un tren de engranajes 40 engranan un dentado interior de la pieza giratoria 23, 25 respectiva.

Según la figura 1, un equipo de control (no mostrado) de orden superior ha calculado sobre la base de diferentes parámetros del vehículo los valores nominales δ_{oll} y ϵ_{oll} para el ajuste activo de los ángulos de convergencia e inclinación vertical y los ha transmitido a un dispositivo de regulación 49. El dispositivo de regulación 49 puede comandar por medio de líneas de señales 50 los motores de giro 38, 39 de ambas piezas giratorias 23, 25, que giran las piezas giratorias 23, 25 respectivas en un ángulo de rotación α o un ángulo de rotación β . Como se esboza en la figura 1, ambas piezas giratorias 23, 25 tienen asignados transmisores goniométricos 51 que registran, en cada caso, un valor real α_{ist} y β_{ist} de ambas piezas giratorias 23, 25 y lo devuelven al dispositivo de regulación 49.

En el cálculo siguiente, el ángulo de rotación α es tomado como desplazamiento del ángulo de rotación entre la pieza giratoria 23 y la pieza giratoria 25 y el ángulo de rotación β como desplazamiento del ángulo de rotación entre el elemento portante 19 en el lado de eje y la pieza giratoria 25.

Los ángulos de giro α y β para los motores de giro 38, 39 de ambas piezas giratorias 23, 25 son calculados en el dispositivo de regulación 49 mediante un algoritmo de movimiento. El punto inicial para el algoritmo de movimiento es el movimiento del punto central frontal M de la pieza giratoria 23 mostrado en la figura 4. Las coordenadas x, y, z del punto central M en el sistema de coordenadas se calculan, por ejemplo, mediante las ecuaciones siguientes (cálculo hacia adelante):

$$x = -\gamma \cdot \cos\delta \cdot [\cos\beta \cdot \sin\Theta \cdot (1 - \cos\alpha) + \sin\alpha \cdot \sin\beta]$$

$$y = \gamma \cdot (\sin 2\delta + \cos 2\delta \cdot \cos\alpha)$$

$$z = \gamma \cdot \cos\delta \cdot [\sin\beta \cdot \sin\delta \cdot (1 - \cos\alpha) - \sin\alpha \cdot \cos\beta]$$

donde $\delta = 90^\circ - \gamma$

Para una combinación deseada de ángulo de convergencia δ y ángulo de inclinación vertical ϵ , los ángulos de rotación α y β deben ser calculados, por ejemplo, mediante las ecuaciones siguientes (cálculo hacia atrás):

$$\alpha = \pm \arccos \frac{y - r \cdot \sin^2\delta}{r \cdot \cos^2\delta}$$

40

$$\beta = \pm \arccos \frac{[-\cos\delta \cdot \sin\delta \cdot (1 - \cos\alpha)] \cdot x + (-\cos\delta \cdot \sin\alpha \cdot z)}{\sqrt{x^2 + z^2} \cdot \sqrt{[-\cos\delta \cdot \sin\delta \cdot (1 - \cos\alpha)]^2 + (-\cos\delta \cdot \sin\alpha)^2}}$$

ES 2 438 274 T3

con

$$x = -\gamma \cdot \cos(\epsilon) \cdot \sin(\delta)$$

$$x = -\gamma \cdot \cos(\epsilon) \cdot \cos(\delta)$$

$$z = \gamma \cdot \sin(\epsilon)$$

5

y

γ = distancia entre los puntos B y C de la figura 3.

De las cuatro combinaciones de solución posibles para α y β son, en cada caso, válidas dos combinaciones. Las excepciones son $\alpha = 180^\circ$, donde son válidas cuatro combinaciones, y $\alpha = 0^\circ$, que calcula x, y, z idénticos para todos los ángulos de rotación β (número infinito de soluciones). La validez de una combinación puede ser controlada, por ejemplo, calculando las coordenadas x, y, z mediante las ecuaciones nombradas anteriormente para el cálculo hacia adelante y compararlas con las x, y, z dadas del cálculo hacia atrás.

10

En un cambio de convergencia o inclinación vertical se calculan las combinaciones válidas de soluciones y se aborda, por ejemplo, aquella solución en la que el cambio de ángulo para α y β es a ser posible pequeño en comparación con el ángulo actual de la posición real.

15

En una variante respecto de los motores de giro 38, 39 mostrados, la torsión de las piezas giratorias 23 y 25 se puede producir mediante cualquier sistema de actuadores que produzca un movimiento giratorio. En este caso, la posición inicial de ambos cilindros es seleccionable de manera arbitraria y sólo depende de la especificación actual de convergencia e inclinación.

20

En la figura 5, el soporte de rueda 3 se muestra esquemáticamente según el segundo ejemplo de realización. El modo de funcionamiento corresponde al del soporte de rueda 3 de las figuras 1 a 4, de manera que se remite a su descripción. Para otros componentes correspondientes recíprocamente se usan cifras referenciales idénticas.

25

A diferencia con el primer ejemplo de realización, ambas piezas giratorias 23, 25 no están dispuestas axialmente consecutivas, sino que ambas piezas giratorias 23, 25 están dispuestas, convenientemente en términos de espacio de instalación, intercaladas una en la otra. Aquí, la pieza giratoria 25 en el lado de eje está dispuesta en el espacio cilíndrico hueco 35 de la pieza giratoria 23 en el lado de rueda.

30

Como en el primer ejemplo de realización, en la figura 5 ambas piezas giratorias 23, 25 están en contacto recíproco por medio de sus superficies de control 24, 26 oblicuas que, por otra parte, están situadas en el plano de rotación I. En este caso, el elemento portante 17 en el lado de rueda no está diseñado como placa sino en forma de copa con un fondo de elemento portante 53 en el lado de rueda y, en este caso, una pared perimetral 54, por ejemplo cilíndrica.

35

El actuador 21 compuesto de las dos piezas giratorias 23, 25 está dispuesto casi completamente dentro del espacio de montaje 55 delimitado por el elemento portante 17 con forma de copa. En este caso, la pieza giratoria 23 está apoyada de manera giratoria por medio del pivote 30 en la pared perimetral 54 del elemento portante 17. Del espacio de montaje 55 del elemento portante 17 con forma de copa se proyecta solamente el extremo en el lado de eje de la pieza giratoria 25 montado de manera giratoria en el elemento portante 19 en el lado de eje.

40

De manera análoga al primer ejemplo de realización, en el movimiento oscilatorio II la pieza giratoria 23 se puede mover con su eje central 29 sobre el eje de giro 27 en un ángulo de pivotado ϕ variable. Además, la pieza giratoria 25 puede rotar en el ángulo de rotación β respecto del elemento portante 19 en el lado de eje.

45

Los dos primeros ejemplos de realización de las figuras 1 a 5 están adaptados al modo de funcionamiento básico y al algoritmo regulador, sobre cuya base las piezas giratorias 23, 25 en el lado de rueda y en el lado de eje son torsionables entre sí entre el elemento portante 17 en el lado de rueda y el elemento portante 19 en el lado de eje.

50

Como surge, además, de los dos primeros ejemplos de realización de las figuras 1 a 5, los dos elementos portantes 17 y 19 no están dispuestos fijos entre sí en términos de rotación, sino que, en determinados estados de funcionamiento o de marcha, es importante el grado de libertad de giro entre los dos elementos portantes 17, 19, nuevamente descrito a continuación: De esta manera, según la figura 2, el motor de giro 38 puede girar, por un lado, por medio de un tren de engranajes 40 de la pieza giratoria 23, tanto respecto de la pieza giratoria 25 como respecto del elemento portante 19 en el lado de rueda. Por otro lado, por medio de un tren de engranajes 40 el motor de giro 39 puede girar la pieza giratoria 25 tanto respecto de la pieza giratoria 23 como respecto del elemento portante 19 en el lado de eje. En este caso, el motor de giro 38 puede estar conectado fijo con el elemento portante 17 en el lado de rueda, mientras que el motor de giro 39 puede estar conectado fijo con el elemento portante 19 en el lado de eje. Consecuentemente, incluso con motores de giro 38, 39 bloqueados, las dos piezas giratorias 23, 25 no están conectadas fijas en términos de rotación por medio de sus superficies de control 24, 26.

55

Por lo tanto, en el caso desfavorable existe en la disposición mostrada en las figuras 1 a 5 el riesgo de que no se

transmitan pares del elemento portante 17 en el lado de rueda al elemento portante 19 en el lado de eje, porque incluso con motores de giro 38, 39 bloqueados no es posible una transmisión de par por medio de las superficies de control 24, 26 de las piezas giratorias 23, 25 debido al grado de libertad de giro existente entre las mismas. Tales pares a transmitir son, por ejemplo, pares de frenado o momentos antagónicos de la fuerza de contacto de rueda con brazo de palanca que resulta, en cierto sentido, de las superficies actuantes oblicuas.

Consecuentemente, para una transmisión de par del elemento portante 17 en el lado de rueda al elemento portante 19 en el lado de eje se han intercalado en los terceros y cuartos ejemplos de realización de las figuras 6 y 7 siguientes sendos elementos de acoplamiento 57 que, por una parte, en su sentido axial están realizados blandos a la flexión y rígidos a la torsión.

El tercer ejemplo de realización mostrado en la figura 6 es, básicamente, funcional y constructivamente igual al primer ejemplo de realización. En este sentido se remite a su descripción. A diferencia de los ejemplos de realización precedentes, en el ejemplo de realización de la figura 6 se usa como elemento de acoplamiento 57 un fuelle metálico. Como es sabido, los fuelles metálicos presentan una elevada resistencia a la torsión, de modo que se garantiza una transmisión exacta de momentos angulares o pares, concretamente de manera independiente de una línea de transmisión a través de las piezas giratorias 23, 25.

En sus extremos, el fuelle metálico 57 mostrado en la figura 6 está montado, en cada caso, fijo por medio de tornillos de fijación (no mostrados) al elemento portante 17 en el lado de rueda y al elemento portante 19 en el lado de eje. Mediante su camisa cilíndrica con forma de acordeón, el fuelle metálico 57 es elásticamente flexible en su sentido axial, de manera que con fuerzas de reposición reducidas es posible compensar desplazamientos angulares de las dos piezas giratorias 23, 25 por medio del ángulo de pivotado φ .

El fuelle metálico 57 está separado de las piezas giratorias 23, 25 por medio de una distancia radial libre y delimita, según la figura 6, un espacio de montaje 59 en el que están alojadas las dos piezas giratorias 23, 25, eventualmente selladas herméticamente hacia fuera.

En un proceso de frenado es activado el sistema de frenos 61, esbozado en la figura 6, montado al elemento portante 17 en el lado de rueda. En este caso, el momento de frenado generado de esta manera no es transmitido a la estructura del vehículo por medio de las dos piezas giratorias 23, 25, sino por medio del fuelle metálico 57, que permite, sin juego, una transmisión de par rígida a la torsión del momento de frenado.

En la figura 7 se muestra el cuarto ejemplo de realización, que coincide en cuanto a la estructura básica con los ejemplos de realización precedentes. En este sentido se hace referencia a su descripción. A diferencia con los ejemplos de realización precedentes, la rueda de vehículo 1 (no mostrada en la figura 7) sujeta al elemento portante 17 en el lado de rueda no es arrastrada, es decir no es accionada por medio de un árbol cardán, sino que se ha previsto, adicionalmente, un árbol cardán 58 esbozado en la figura 7 mediante una línea de trazos.

El árbol cardán 58 atraviesa los espacios huecos 35 de ambas piezas giratorias 23, 25 y acciona la rueda de vehículo 1, tal como es el caso en la tracción trasera o tracción total. Consecuentemente, por razones de espacio, los dos actuadores 38, 39 (en la figura 7 se muestra solamente el actuador 39) ya no se disponen dentro de los espacios huecos 35, sino fuera del espacio hueco 35 de las dos partes giratorias 23, 25. Según la figura 7, los dos accionamientos de regulación 38, 39 están, en este caso, endentados por medio de una etapa de dentado recto 73 prevista en la circunferencia exterior de las piezas giratorias 23, 25.

A diferencia con el tercer ejemplo de realización de las figuras 6, el elemento de acoplamiento 57 para la transmisión de un momento de frenado del elemento portante 17 en el lado de rueda al elemento portante 19 en el lado de eje no es un fuelle metálico sino una junta cardán. Como parte central articulada, la junta cardán 57 presenta, según la figura 7, un aro cardán 63 mostrado en semisección que se extiende exteriormente de manera radial alrededor de las piezas giratorias 23, 25 y está separado de las piezas giratorias 23, 25 por medio de una distancia radial a . El aro cardán 63 está, en cada caso, en conexión por medio de una horquilla articulada cardánica 77 con el elemento portante 17 en el lado de rueda y con el elemento portante 19 en el lado de eje.

Ambas horquillas articuladas 77 muestran, en cada caso, brazos 65, 66 en el lado de rueda y en el lado de eje. Los brazos 65, 66 están, por un lado, en conexión fija con los elementos portantes 17, 19 y, por otro lado, mediante muñones 68, que definen los ejes de giro 67, 69 ortogonales entre sí, articulados al aro cardán 63. Según la figura 7, los brazos 65, 66 en el lado de rueda y en el lado de eje están desplazados angularmente entre sí en un ángulo de 90° , concretamente formando espacios libres 71. En dichos espacios libres 71 puede penetrar, de manera preferente, al menos en parte el cambio de transmisión 73 y/o el motor de giro 38, 39 respectivo.

El ejemplo de realización mostrado en la figura 8 es, en lo esencial, constructivamente igual a la disposición mostrada en la figura 7. Tal como en la figura 7, también en la figura 8 los accionamientos de regulación 38, 39, en particular motores eléctricos, están dispuestos fuera de los espacios huecos 35 de ambas piezas giratorias. Adicionalmente, en la figura 8 se muestra también el accionamiento de regulación 38. El mismo, de acuerdo con el accionamiento de regulación 39 se encuentra endentado por medio de una etapa de dentado recto 73 con una corona dentada exterior de la pieza giratoria 23.

Además, como se desprende de la figura 8, en los brazos 65, 66 en el lado de rueda y en el lado de eje de las horquillas articuladas 77 se han previsto, en cada caso, sensores de ángulos de rotación 79, 81. El sensor de ángulos de rotación 79 registra el ángulo de rotación β que, de acuerdo a la descripción previa describe el desplazamiento angular entre la pieza giratoria 25 y el elemento portante 19 en el lado de eje.

- 5 El sensor de ángulos de rotación 81 registra un ángulo de rotación θ mostrado en la figura 8. Dicho ángulo describe una torsión de la pieza giratoria 23 respecto del elemento portante 17. El ángulo de rotación θ de la pieza giratoria 23 es ajustado por medio del accionamiento de regulación 38.

- 10 A diferencia con los ejemplos de realización precedentes, en la figura 8 no se usan los ángulos de rotación α y β para la regulación del ajuste de convergencia/ inclinación vertical, sino los ángulos de rotación β y θ que son detectados por los sensores de ángulos de rotación 79, 81.

- 15 De los ángulos de rotación α , β relevantes para la regulación es posible derivar el ángulo θ mediante relaciones geométricas elementales. En principio, en un acoplamiento blando a la flexión y rígido a la torsión de ambos elementos portantes 17 y 19, el sistema está determinado mediante dos de los tres ángulos α , β , θ . De allí es posible derivar cualquier combinación de regulación y medición de ángulos para conseguir un posicionamiento unívoco del actuador 21.

Como alternativa al ejemplo de realización anterior es posible prescindir del elemento de acoplamiento 57 entre los dos elementos portantes 17, 19.

REIVINDICACIONES

1. Suspensión de rueda para vehículos motorizados, con un soporte de rueda (3) que presenta un elemento portante (17) que soporta de manera giratoria una rueda de vehículo (1) y un elemento portante (19) en el lado de eje, entre los cuales se encuentra conectado un actuador (21) con cuya activación el elemento portante (17) en el lado de rueda es pivotante en un ángulo de pivotado (φ) respecto del elemento portante (19) en el lado de eje para el ajuste de un ángulo de convergencia y/o de inclinación vertical (δ , ϵ), caracterizada porque el actuador (21) presenta una pieza giratoria (23) en el lado de rueda y una pieza giratoria (25) en el lado de eje torsionables entre sí sobre sus ejes de rotación (27, 28), y la pieza giratoria (23) en el lado de rueda es desviable en el ángulo de pivotado (φ) respecto de la pieza giratoria (25) en el lado de eje al torsionar las dos piezas giratorias (23, 25), estando el eje de rotación (27) de la pieza giratoria (23) en el lado de rueda inclinada en un ángulo de inclinación (γ) respecto del eje de rotación (28) de la pieza giratoria (25) en el lado de eje, y ambas piezas giratorias (23, 25) están montadas de manera giratoria a los elementos portantes (17, 19) respectivos por medio de pivotes (30) y/o rodamientos.
2. Suspensión de rueda según la reivindicación 1, caracterizada porque la pieza giratoria (23) es giratoria con su línea central (29, 29') sobre el eje de rotación (27) en un movimiento oscilatorio con ángulo de pivotado (φ) variable.
3. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque las dos piezas giratorias (23, 25) están en contacto por medio de superficies de control (24, 26), preferentemente en contacto deslizante y/o rodante, que se encuentran en un plano de rotación (l) perpendicular al eje de rotación (27) de la pieza giratoria (23) en el lado de rueda.
4. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque mediante el giro de la pieza giratoria (23) en el lado de rueda está ajustado el ángulo de pivotado (φ), y mediante el giro de la pieza giratoria (25) en el lado de eje respecto del elemento portante (19) en el lado de eje puede fijarse la alineación espacial de la disposición angular compuesta de las dos piezas giratorias (23, 25).
5. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque las dos piezas giratorias (23, 25) están conformadas con espacios huecos (35).
6. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque cada una de las piezas giratorias (23, 25) tiene asignado un accionamiento de regulación (38, 39), en particular un motor de giro, que está dispuesto, preferentemente, dentro y/o fuera de la pieza giratoria (23, 25) respectiva.
7. Suspensión de rueda según la reivindicación 6, caracterizada porque los accionamientos de regulación (38, 39) de las piezas giratorias (23, 25) tienen asignados un dispositivo de control (49) que, sobre la base de un ángulo nominal de convergencia/ ángulo nominal de inclinación vertical (ϵ_{soll} , δ_{soll}) determina los ángulos de rotación (α , β) por medio de los cuales se han de ajustar las piezas giratorias (23, 25) mediante los accionamientos de regulación (38, 39).
8. Suspensión de rueda según la reivindicación 7, caracterizada porque las piezas giratorias (23, 25) tienen asignados transmisores goniométricos (51) que detectan un valor real de ángulo de rotación (α_{ist} , β_{ist}) de las piezas giratorias (23, 25) y lo devuelven al dispositivo de control.
9. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque las dos piezas giratorias (23, 25) pueden estar intercaladas una en otra en sentido axial, estando dispuesta, particularmente, la pieza giratoria (25) en el lado de eje en un espacio hueco (35) de la pieza giratoria (23) en el lado de rueda.
10. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque al menos uno de los dos elementos portantes (17, 19) delimita como pieza perfilada hueca un espacio de montaje (55) en el que, al menos en parte, están dispuestas las dos piezas giratorias (23, 25).
11. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque entre el elemento portante (17) en el lado de rueda y el elemento portante (19) en el lado de eje se encuentra conectado un elemento de acoplamiento (57) previsto, preferentemente, fuera de las piezas giratorias (23, 25).
12. Suspensión de rueda según la reivindicación 11, caracterizada porque mediante el elemento de acoplamiento (57) es posible transmitir un par, por ejemplo un momento de frenado, del elemento portante (17) en el lado de rueda al elemento portante (19) en el lado de eje.
13. Suspensión de rueda según las reivindicaciones 11 o 12, caracterizada porque el elemento de acoplamiento (57) está desacoplado funcionalmente del actuador (21) y/o de las piezas giratorias (23, 25), y/o separados del actuador (21) por medio de una distancia libre (a).
14. Suspensión de rueda según las reivindicaciones 11, 12 o 13, caracterizada porque el elemento de acoplamiento (57) es rígido al retorcimiento y/o a la torsión, y permite la desviación de la pieza giratoria (23) en el lado de rueda en un ángulo de pivotado (φ) respecto de la pieza giratoria (25) en el lado de eje.

15. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones 11 a 14, caracterizada porque el elemento de acoplamiento (57) es un fuelle metálico que está montado, preferentemente, en el elemento portante (17, 19) en el lado de rueda y en el lado de eje.
- 5 16. Suspensión de rueda según la reivindicación 15, caracterizada porque en un espacio de montaje (59) delimitado por el fuelle metálico (57) están dispuestas las piezas giratorias (23, 25).
17. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones 11 a 14, caracterizada porque el elemento de acoplamiento (57) es una junta cardán.
- 10 18. Suspensión de rueda según la reivindicación 17, caracterizada porque la junta cardán (57) presenta un elemento de base (63) dispuesto, preferentemente, radialmente fuera de las piezas giratorias (23, 25), por ejemplo un elemento anular, y, conectados con los elementos portantes (17, 19), brazos (65, 66) en el lado de rueda y en el lado de eje que están acoplados de manera articulada al elemento de base (63) por medio de ejes de rotación (67, 69).
19. Suspensión de rueda según la reivindicación 18, caracterizada porque los brazos (65) en el lado de rueda y los brazos (66) en el lado de eje están desplazados angularmente entre sí formando espacios libres (71).
- 15 20. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque está previsto al menos un dispositivo sensor de ángulo de rotación (79; 81) que detecta un ángulo de rotación (α) entre la pieza giratoria (23) en el lado de rueda y la pieza giratoria (25) en el lado de eje, un ángulo de rotación (β) entre la pieza giratoria (25) en el lado de eje y el elemento portante (19) en el lado de eje y/o un ángulo de rotación (θ) entre la pieza giratoria (23) en el lado de rueda y el elemento portante (17) en el lado de rueda, y lo transmite al dispositivo de control (49).
- 20 21. Suspensión de rueda según la reivindicación 20, caracterizada porque el dispositivo sensor de ángulo de rotación (79, 81) detecta al menos dos de los ángulos de rotación (α , β , θ), y el dispositivo de control (49) deriva de los dos ángulos de rotación (α , β , θ) detectados cualquier combinación de regulación y medición de ángulos de rotación (α , β , θ) para conseguir un posicionamiento unívoco del actuador (21).
- 25 22. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones 20 y 21, caracterizada porque al prescindir del elemento de acoplamiento (57) y, particularmente, al integrar un cojinete de rueda de rueda a la pieza giratoria (23) en el lado de rueda, el dispositivo sensor de ángulo de rotación (79, 81) detecta los ángulos de rotación (α , β) para el posicionamiento unívoco del actuador (21).
- 30 23. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones 6 a 8, caracterizada porque cada una de las piezas giratorias (23, 25) tiene en el perímetro exterior un cambio de transmisión (73) que conduce al accionamiento de regulación (38, 39) asignado respectivo, en particular a través de los espacios libres (71).
24. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones 17 a 19, caracterizada porque el centro de la junta cardán (57) está situado a la altura del centro instantáneo de rotación del soporte de rueda (3).
- 35 25. Suspensión de rueda según una de las reivindicaciones 6 a 8, caracterizada porque los accionamientos de regulación (38, 39) están montados en el elemento portante (17, 19) respectivo.
26. Suspensión de rueda según la reivindicación 5, caracterizada porque a través de los espacios huecos (35) de las piezas giratorias (23, 25) se conduce un árbol cardán (58) para el accionamiento de una rueda de vehículo.
- 40 27. Procedimiento para la detección de ángulos de rotación (α , β) de las piezas giratorias (23, 25) de una suspensión de rueda según una de las reivindicaciones 7, 8 y 20 – 22 para la que por medio de un algoritmo de movimiento se calculan los ángulos de rotación (α , β) sobre la base de un ángulo de convergencia e inclinación vertical (δ , ϵ) necesario.
28. Procedimiento según la reivindicación 27, caracterizado porque a partir de los ángulos de rotación (α , β) de las piezas giratorias (23, 25) se calculan, primeramente, las coordenadas (x, y, z) del punto central frontal (M) de la pieza giratoria (23) mediante las ecuaciones siguientes (cálculo hacia adelante):
- 45
$$x = -r \cdot \cos\theta \cdot [\cos\beta \cdot \sin\theta \cdot (1 - \cos\alpha) + \sin\alpha \cdot \sin\beta] \quad (1)$$
- $$y = r \cdot (\sin^2\theta + \cos^2\theta \cdot \cos\alpha) \quad (2)$$
- $$z = r \cdot \cos\theta \cdot [\sin\beta \cdot \sin\theta \cdot (1 - \cos\alpha) - \sin\alpha \cdot \cos\beta] \quad (3)$$
- donde $\theta = 90^\circ - \gamma$
- 50 29. Procedimiento según la reivindicación 28, caracterizado porque de las ecuaciones (1), (2) y (3) se determinan los ángulos de rotación (α , β) mediante el cálculo hacia atrás de la manera siguiente:

$$\alpha = \pm \arccos \frac{y - r \cdot \sin^2 \theta}{r \cdot \cos^2 \theta}$$

$$\beta = \pm \arccos \frac{[-\cos \delta \cdot \sin \delta \cdot (1 - \cos \alpha)] \cdot x + (-\cos \delta \cdot \sin \delta \cdot x)}{\sqrt{x^2 + z^2} \cdot \sqrt{[-\cos \delta \cdot \sin \delta \cdot (1 - \cos \alpha)]^2 + (-\cos \delta \cdot \sin \delta)^2}}$$

donde

$$x = -r \cdot \cos(\epsilon) \cdot \sin(\delta)$$

$$y = r \cdot \cos(\epsilon) \cdot \cos(\delta)$$

$$z = r \cdot \sin(\epsilon)$$

y

r = distancia entre los puntos B y C situados frontalmente sobre la línea central (29) de la pieza giratoria (23).

10 30. Procedimiento según la reivindicación 29, caracterizado porque para la comprobación de las cuatro combinaciones posibles de solución para los ángulos de rotación (α , β) en cálculo hacia adelante calcula las coordenadas x, y, z y se comparan con las coordenadas x, y, z del cálculo hacia atrás, y de ello determina las dos combinaciones de solución válidas para los ángulos de rotación (α , β).

15 31. Procedimiento según la reivindicación 30, caracterizado porque los ángulos de rotación (α , β) de las dos combinaciones de solución válidas para los ángulos de rotación (α , β) son comparados con los valores ajustados actuales y selecciona la combinación en la cual la diferencia entre el valor actual y la solución es menor.

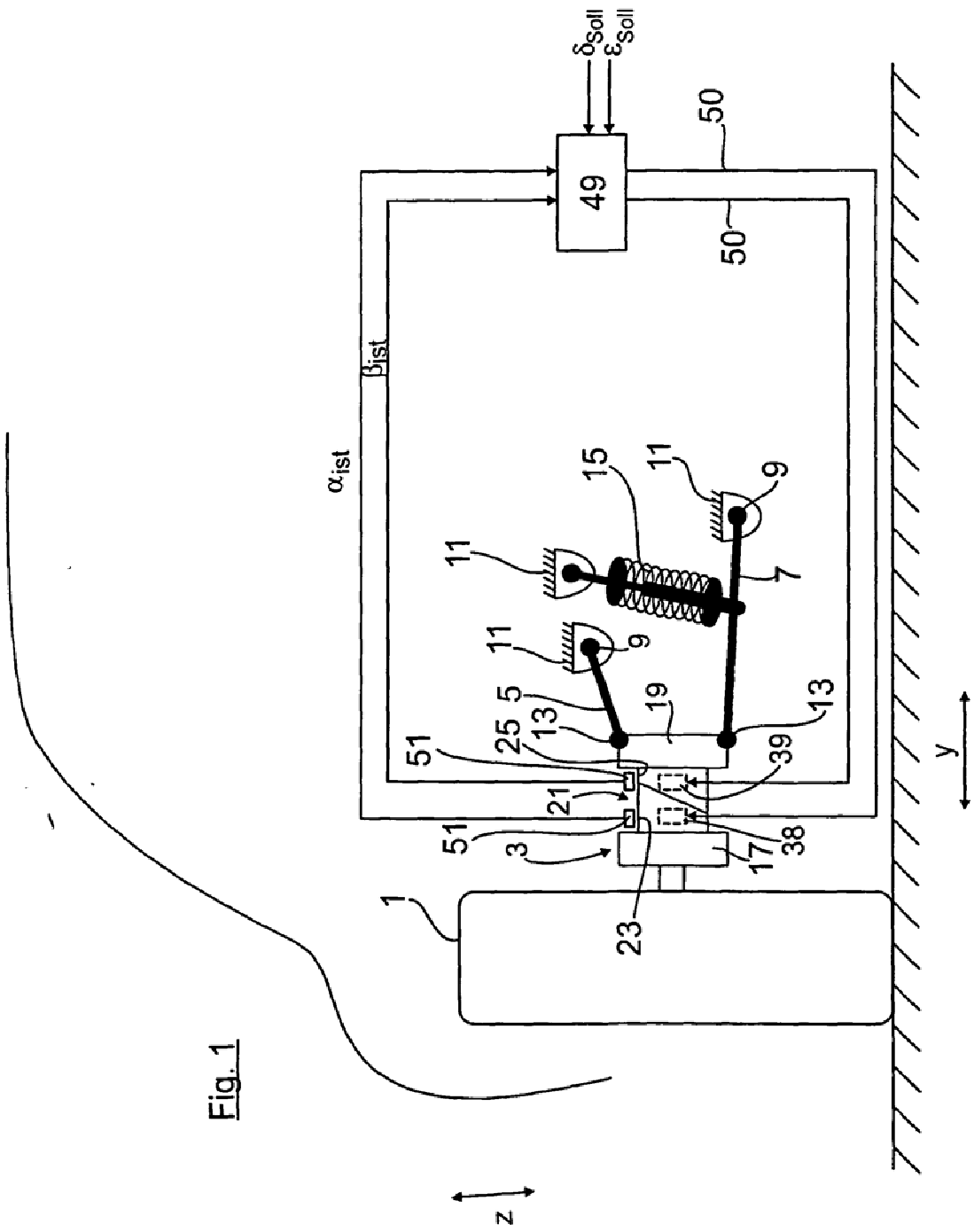


Fig. 1

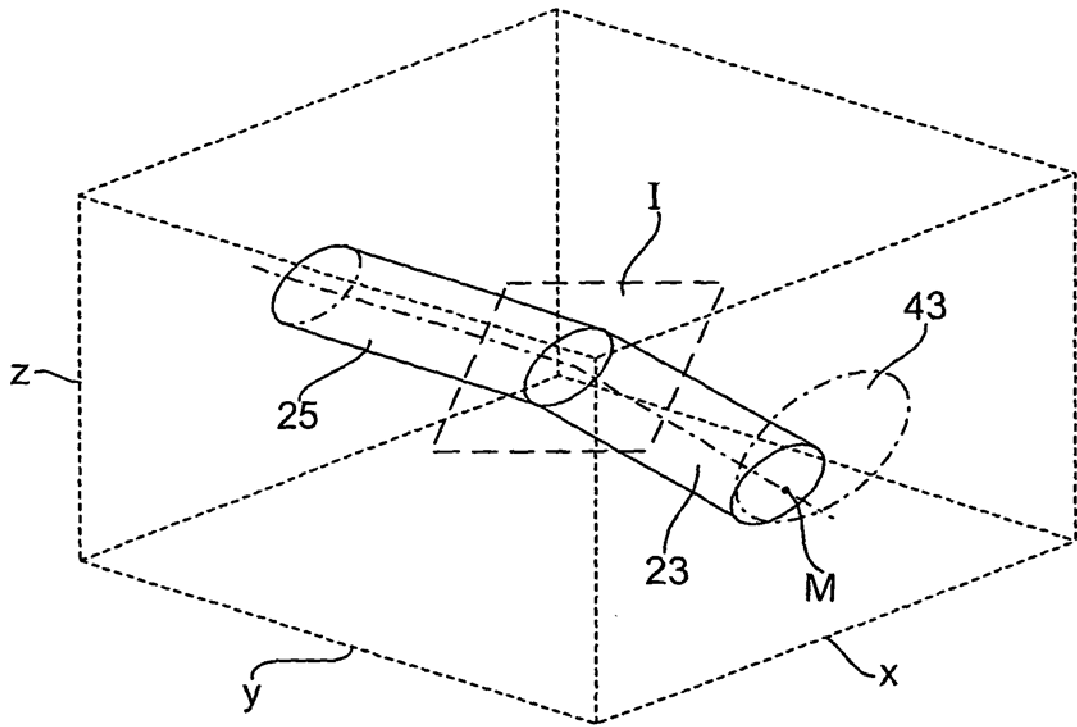


Fig. 4

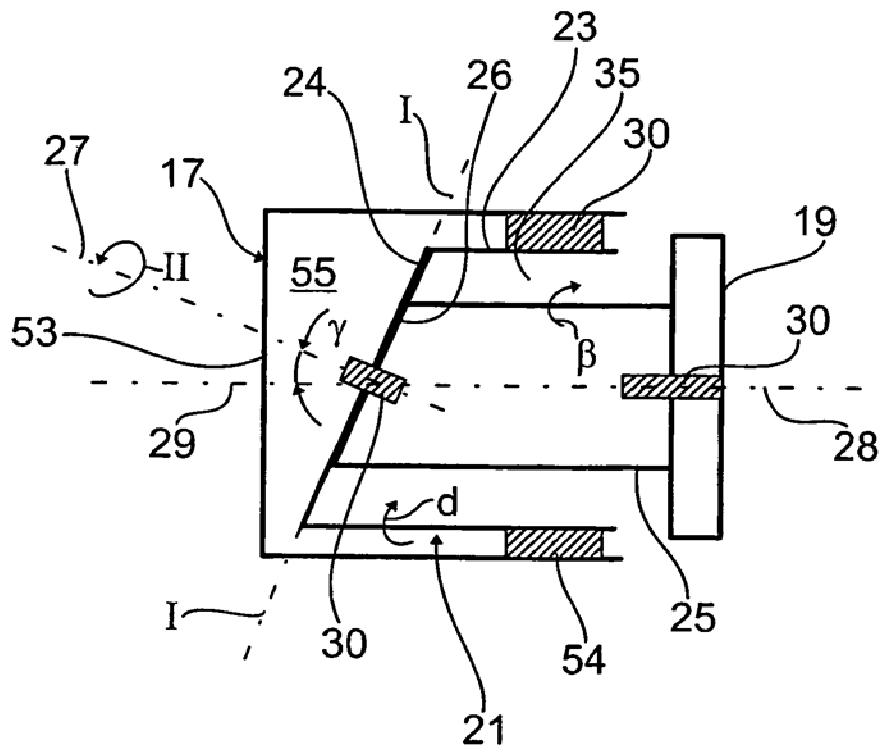


Fig. 5

Fig. 7

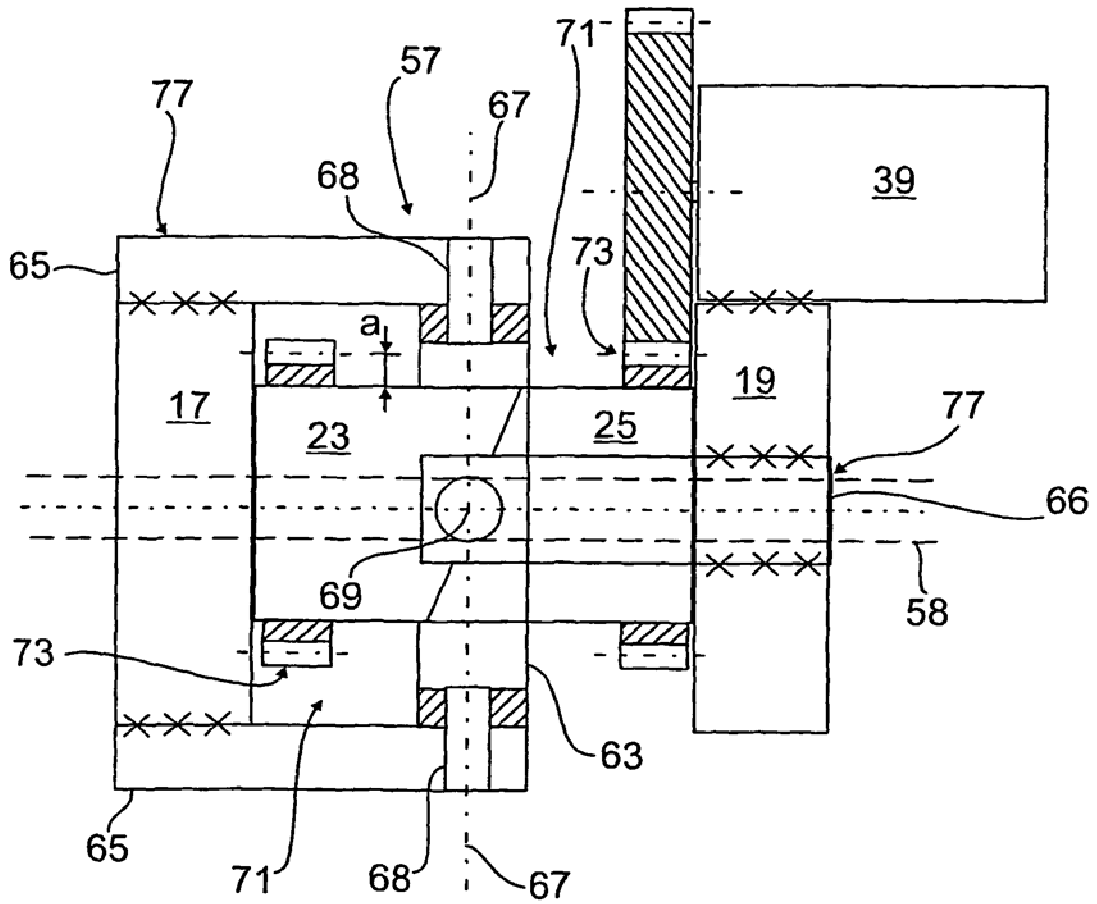


Fig. 8

