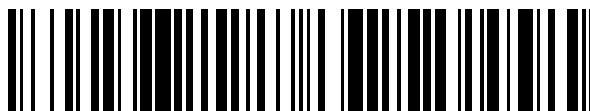


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 741 634**

51 Int. Cl.:

F16H 25/06 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.03.2011** **E 11158119 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **15.05.2019** **EP 2381132**

54 Título: **Engranaje**

30 Prioridad:

22.04.2010 DE 102010016581

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

11.02.2020

73 Titular/es:

**WITTENSTEIN SE (100.0%)
Walter-Wittenstein-Strasse 1
97999 Igersheim, DE**

72 Inventor/es:

**MICHEL, FRANK;
SCHMIDT, MICHAEL;
BAYER, THOMAS;
SCHREIBER, HEIKO y
ESTERMANN, LARS**

74 Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

ES 2 741 634 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

Engranaje

Campo de la invención

La invención se refiere a un engranaje según el preámbulo de la reivindicación 1.

5 **Estado de la técnica**

Del estado de la técnica se conocen unos engranajes, los cuales mediante un engrane selectivo de dientes de una rueda dentada en un dentado interior, en una sola etapa, alcanzan unas elevadas relaciones de multiplicación de por ejemplo 1 a 50 ó 1 a 100. Un ejemplo de un engranaje de este tipo es la descrita en el documento DE 10 2006 042 786 B4. Además de esto, dentro de la designación "harmonic drive" se han dado a conocer unos engranajes, los cuales están estructurados de forma similar al engranaje descrito en el documento DE 10 2006 042 786 B4, en donde sin embargo los engranajes harmonic drive presentan unas ruedas dentadas flexibles y no unos dientes aislados, que puedan moverse separados unos de los otros.

10 Los engranajes con dientes aislados, que puedan moverse unos con independencia de los otros, tienen la ventaja de que pueden transmitirse unos elevados pares de giro, ya que los dientes no es necesario que se produzcan con un material flexible, como en el caso de los engranajes harmonic drive. Evidentemente, también una transmisión de pares de giro con dientes estables aislados choca con unos límites, en especial a causa del hecho de que siempre solo respectivamente un número muy limitado de dientes está en un engrane activo, para la transmisión de pares de giro, con un dentado interior de una rueda hueca.

20 El documento DE 10 2007 016 189 A1 y el documento DE 34 10 53 muestran unos engranajes con dientes móviles. El documento DE 39 06 053 A1 muestra un engranaje con cuerpos de rodamiento circulares como cuerpos de engrane. El documento DE 2 310 751 A1 muestra un engranaje de fuerza paralela mediante rótulas.

25 Una posibilidad de aumentar los momentos a transmitir consiste en aumentar el diámetro de la rueda hueca y con ello del engranaje. Otra posibilidad consiste en alargar la anchura de los dientes, es decir, la extensión de los dientes en la dirección axial de la rueda hueca o del engranaje. Un agrandamiento del diámetro no es práctico para todos los engranajes a causa de las posibilidades de montaje. Del mismo modo un ensanchamiento de los dientes es también posible tan solo de forma limitada.

30 En el marco de la invención se prefieren unos modos de realización en los que estén previstas varias coronas dentadas. A este respecto, sin embargo, puede surgir a su vez el problema de que, a causa de una torsión de partes del engranaje, las coronas dentadas aisladas sufran diferentes cargas, de tal manera que la carga límite del engranaje, es decir, el par de giro más grande posible a transmitir, está determinada por la rueda dentada que sufre una carga mayor. Esto es ineficaz.

Descripción de la invención

35 La tarea de la invención consiste en exponer un engranaje con el que se eliminen o al menos se mitiguen los inconvenientes del estado de la técnica. En especial la tarea de la invención consiste en exponer un engranaje con una gran relación de multiplicación, la cual pueda transmitir grandes pares de giro en el caso de un diámetro reducido.

La tarea es resuelta con un engranaje conforme a la reivindicación 1.

40 El engranaje conforme a la invención presenta una forma constructiva coaxial de una rueda hueca y un árbol interior, en donde sobre el árbol interior están dispuestos al menos dos, de forma preferida al menos tres o al menos cuatro discos de levas. En esta formulación también se incluye que el árbol interior esté configurado formando una pieza con los discos de levas. Sobre los discos de levas está dispuesto de forma preferida un elemento de apoyo, el cual sea apropiado para reducir un rozamiento entre los dientes y el disco de levas. Por ejemplo sobre el disco de levas puede estar dispuesta una pluralidad de cilindros, los cuales a su vez soporten un anillo flexible. Sobre este anillo, en dirección radialmente hacia fuera, están dispuestos los dientes. De forma preferida los dientes están montados en grupos parciales, de forma especialmente preferida de forma que puedan moverse radialmente de forma individual, en donde los dientes están ejecutados de forma preferida rígidamente. La invención comprende expresamente unos engranajes que presentan más de dos, de forma preferida más de tres o de forma todavía más preferida al menos cinco ruedas dentadas y discos de levas.

50 Unas formas de realización normales están configuradas como engranajes monoetapa. A este respecto monoetapa significa de forma preferida que está disponible exactamente una etapa con una pluralidad de discos de levas sobre exactamente un árbol interior. A esta una etapa con discos de levas pueden conectarse también otros engranajes, como por ejemplo un engranaje planetario, en la misma caja o en otras cajas. Los engranajes monoetapa destacan, en el caso de otras formas de realización normales, en especial por medio de que dentro de una caja está disponible solo exactamente un árbol interior con unos discos de levas dispuestos en su interior. En el caso de engranajes monoetapa se plantea de forma especial, en el caso de un requisito para dimensionar el engranaje en lo posible para

grandes pares de giro con un diámetro reducido, el problema de la división de cargas en el caso de que los componentes del engranaje sufran bajo carga una deformación por torsión. El medio divisor de cargas es de forma preferida adecuado para actuar en contra de una división de cargas desigual a causa de una deformación por torsión bajo carga.

5 En unas formas de realización normales al menos dos de los discos de levas están configurados de forma entera. Los discos de levas compuestos de forma entera pueden presentar una posición angular idéntica o distintas. Un disco de levas enterizo, que actúe sobre una pluralidad de ruedas dentadas, ofrece la ventaja de una estructura sencilla.

10 De forma preferida los dientes de las ruedas dentadas están acoplados mediante un soporte dentado. Es especialmente preferido que los dientes al menos de una cantidad parcial de las ruedas dentadas estén acoplados exactamente mediante un soporte dentado. Esto ofrece la ventaja de que los momentos transmitidos a través de las ruedas dentadas se dirijan hacia un soporte dentado aislado. De este modo es posible, con la mayoría de las ruedas dentadas, transmitir un gran par de giro.

15 El árbol interior tiene una o varias partes, en donde en el caso de un árbol interior con varias partes entre los segmentos de árbol aislados están dispuestas de forma preferida unas articulaciones, para hacer posible una mayor curvatura o inflexiones del árbol interior. La rueda hueca tiene de forma preferida una parte o de forma preferida varias partes, en donde en el caso de un modo de realización de la rueda hueca con varias partes, las varias partes de la rueda hueca están de forma preferida acopladas o unidas. "Acopladas" significa en esta solicitud de forma preferida, que las partes correspondientes están acopladas con relación a una torsión alrededor del eje del engranaje, es decir del eje de simetría rotacional del árbol interior, para la transmisión de los pares de giro alrededor de ese eje.

20 Unas formas de realización preferidas de la invención comprenden un medio divisor de cargas para dividir un par de giro transmitido a las ruedas dentadas a través de las ruedas dentadas. El medio divisor de cargas es apropiado para dividir entre las ruedas dentadas un par de giro transmitido mediante el engranaje. Es especialmente preferido que el medio divisor de cargas sea apropiado para dividir el par de giro de tal manera entre las ruedas dentadas que, en un determinado punto de trabajo, todas las ruedas dentadas estén sometidas a una carga fundamentalmente igual. Para ello la rueda hueca, las ruedas dentadas, los discos de levas o el árbol interior están configurados ventajosamente de tal manera, que en un determinado punto de trabajo el par de giro transmitido mediante el engranaje se divida fundamentalmente de forma homogénea entre las ruedas dentadas. El punto de trabajo es de forma preferida un par de giro máximo que pueda transmitirse permanentemente mediante el engranaje, o un par de giro del al menos el 50% o al menos el 70% del par de giro máximo que puede transmitirse. Esto ofrece la ventaja de que el engranaje pueda aprovecharse de forma óptima. De esta manera pueden conformarse unos engranajes configurados alargados, que son apropiados para situaciones de instalación especiales, los cuales además pueden transmitir grandes pares de giro con una gran relación de multiplicación. En unas formas de realización normales el medio divisor de cargas está previsto para actuar en contra de una distribución no homogénea de la carga entre las ruedas dentadas, a causa de deformaciones del engranaje sometido a una carga. Las deformaciones de los engranajes afectan en especial a una torsión del árbol interior, una torsión de la rueda dentada o de la rueda hueca. Unas formas de realización preferidas presentan unos medios divisores de cargas, los cuales en el caso de deformación por torsión del árbol interior, del soporte dentado o de la rueda hueca sometidos a una carga, consiga una homogeneización de la división de cargas entre las ruedas dentadas.

35 De forma preferida la longitud del engranaje en la dirección axial del árbol interior es mayor que el diámetro exterior de la rueda hueca. Un engranaje de este tipo es apropiado especialmente para situaciones de montaje con poco espacio. Son especialmente preferidos engranajes en los que la longitud del engranaje es el doble que el diámetro exterior de la rueda hueca. A este respecto la longitud del engranaje designa la longitud entre los flancos exteriores de las ruedas dentadas situadas en el exterior. Los engranajes preferidos presentan al menos dos ruedas dentadas, en donde los engranajes especialmente preferidos comprenden al menos tres o al menos cuatro ruedas dentadas.

De forma preferida, o bien el soporte dentado está acoplado a un contrafuerte estacionario y la rueda hueca a un árbol de salida, o bien el soporte dentado está acoplado a un árbol de salida y la rueda hueca a un contrafuerte estacionario. De esta manera se consiguen unas grandes multiplicaciones.

50 De forma preferida el medio divisor de cargas comprende un acoplamiento del árbol de salida a un primer extremo del engranaje y un acoplamiento del contrafuerte a un segundo extremo del engranaje, situado enfrente del primer extremo. Mediante el acoplamiento opuesto del árbol de salida, por un lado, y del contrafuerte, por otro lado, se consigue que los dos ángulos de torsión del soporte dentado y de la rueda hueca, que están acoplados al árbol de salida o al contrafuerte, se compensen al menos en parte.

55 Los soportes dentados y la rueda hueca presentan ventajosamente unas rigideces a la torsión, que se diferencian en menos del factor 4. Se prefiere especialmente una diferencia en un factor inferior a 2 y más preferiblemente inferior a 1,5. Es especialmente preferido que la diferencia de las rigideces a la torsión de la rueda hueca, por un lado, y del árbol interior o del soporte dentado, por otro lado, sea inferior a 4, 2, 1,5 o de forma más preferida a 1,2. De forma preferida la rueda hueca y el soporte dentado presentan una rigidez similar, ya que aquí actúa respectivamente la carga. El árbol interior presenta de forma preferida una rigidez acordada con la respectiva multiplicación. Es necesario

tener en cuenta que el árbol interior en el lado de accionamiento es necesario transmitir un par de giro bastante menor, de tal manera que la rigidez a la torsión del árbol interior puede ser menor que la de la rueda hueca o del soporte dentado.

5 De esta manera se consigue que una torsión bajo carga sea al menos fundamentalmente similar, de tal manera que una división del par de giro transmitido entre las ruedas dentadas se realice de la forma más homogénea posible. Además de esto esta forma de realización tiene la ventaja especial de que la división funcione con independencia de la altura absoluta del par de giro, incluso con por ejemplo el 20% del máximo par de giro a transmitir, y que sea independiente de la dirección de la carga.

10 El primer disco de levas y el segundo disco de levas presentan ventajosamente en cada caso al menos una separación máxima, en donde el medio divisor de cargas comprende un ángulo de torsión de las separaciones máximas de los discos de levas con relación al eje longitudinal del árbol interior. La separación de la separación máxima se refiere en esta solicitud a un eje de rotación del disco de levas. En el caso de más de dos discos de levas están girados entre sí de forma preferida dos discos de levas respectivamente adyacentes, es decir, sus separaciones máximas respectivas están giradas una con respecto a la otra. Siempre que se hable de un ángulo de torsión, se quiere decir un ángulo de torsión distinto a 0°. De forma preferida el ángulo de torsión se elige de tal manera que, en el caso de un punto de carga y de una dirección de carga determinados previamente, se obtenga una división de carga al menos fundamentalmente homogénea entre las ruedas dentadas. El punto de carga es de forma preferida una carga máxima del engranaje. Según la estructura del engranaje se obtienen diferentes ángulos de torsión.

20 De forma preferida el ángulo de torsión de dos discos de levas adyacentes es tal que, en el estado sin carga del engranaje, al menos una de las ruedas dentadas está engranada descentrada con el dentado interior. A este respecto los discos de levas están girados entre sí de forma preferida como máximo en 1°. De esta manera se tiene en cuenta una torsión de los componentes a lo largo del engranaje sometido a una carga. De esta forma se consigue una división de cargas homogénea a lo largo del eje longitudinal del engranaje.

25 En unas formas de realización normales al menos una de los discos de levas está dispuesto de tal manera que, en el caso de una marcha en vacío del engranaje, es decir sin carga, los dientes de la rueda dentada de este disco de levas engranan dislocados o descentrados en el dentado interior. A este respecto dislocados significa que el diente, que está situado más allá de la separación máxima del disco de levas, no está centrado con relación al hueco entre dientes correspondiente del dentado interior. Esto puede conseguirse mediante la torsión antes descrita de los discos de levas, uno respecto al otro, en el caso de un dentado interior continuo. Otra posibilidad consiste en combinar con la torsión un ángulo de torsión mayor, el cual se corresponda con un múltiplo del ángulo del diente, para alcanzar la dislocación del dentado.

30 El ángulo de torsión de respectivamente dos discos de levas adyacentes es ventajosamente al menos fundamentalmente de 45°, 60°, 90°, 120° ó 180°. A este respecto "fundamentalmente" significa que puede estar previsto además de la dislocación antes descrita del dentado. Son especialmente preferidos varios discos de levas dispuestos consecutivamente respectivamente alternándose. A este respecto alternándose significa que, por ejemplo unos discos de levas elípticos están girados entre sí respectivamente 90°. En el caso de discos de levas con solamente una leva se prefiere un giro entre ellos de 120° o de 180°, en donde son posibles otras formas de realización. Esto ofrece la ventaja de una división homogénea de la carga sobre la longitud y el perímetro del árbol interior y de la rueda hueca.

40 El medio divisor de cargas prevé una holgura diferente entre los primeros dientes y los segundos dientes. En especial con más de dos ruedas dentadas, la holgura se corresponde al menos fundamentalmente con un recorrido dependiente de la carga, en el caso de que sobre el engranaje actúe una carga. El recorrido es de forma preferida curvilíneo, de forma especialmente preferida parabólico, con un mínimo de la holgura en el centro del eje longitudinal del engranaje. La mayor holgura produce que la rueda dentada correspondiente sufra una carga menor. Durante el funcionamiento de un engranaje conforme a la invención se producen en los bordes unas cargas mayores sobre las ruedas dentadas que en el centro. Para conseguir una división homogénea entre todas las filas de dientes a lo largo del eje longitudinal del engranaje, el medio divisor de cargas prevé por lo tanto variar la holgura de las filas de dientes de forma correspondiente a la carga, con lo que los dientes en los extremos del engranaje adquieren una holgura preajustada mayor que los dientes en el centro. La holgura de las filas de dientes se corresponde de esta forma a un recorrido preferiblemente parabólico/curvilíneo.

50 Para conseguir una holgura diferente entre los primeros dientes y los segundos dientes, los discos de levas presentan diferentes separaciones máximas, los primeros dientes y los segundos dientes diferentes longitudes y/o los segmentos anulares de la primera y de la segunda rueda dentada diferentes grosores. En general se prefiere que, en el caso de más de dos ruedas dentadas dispuestas consecutivamente en fila, la holgura respectiva de las ruedas dentadas adopte un recorrido parabólico. Esto hace posible una carga uniforme en un determinado punto de carga. Estas formas de realización ofrecen la ventaja de hacer posible, con independencia de la dirección de la carga, es decir del sentido de giro, una división entre las ruedas dentadas.

55 Para hacer posible un flexionado del engranaje relativamente largo en funcionamiento, en una forma de realización preferida el árbol interior o la rueda hueca está configurado(a) de tal manera, que puedan flexionarse en

funcionamiento en un radio inferior a 100 metros, de forma más preferida como máximo en 50 metros y todavía de forma más preferida como máximo en 30 metros. En el caso de una rueda hueca ejecutada de forma estacionaria, la rueda hueca puede estar curvada de forma estacionaria o pueden estar previstas unas uniones geométricas con una holgura correspondiente. Una flexión axial del engranaje sin utilizar articulaciones, con división de cargas entre las ruedas dentadas, es posible mediante la variación de la holgura de las ruedas dentadas.

Descripción breve de los dibujos

A continuación se describen unas ventajas y características adicionales de unas formas de realización preferidas de la invención, en base a los dibujos adyacentes, en donde las figuras muestran:

- 10 la figura 1 muestra en una vista en corte esquemática una forma de realización conforme a la invención de un engranaje;
- la figura 2a muestra esquemáticamente una dislocación conforme a la invención de ruedas dentadas sobre un árbol interior;
- la figura 2b muestra una disposición conforme a la invención de diferentes discos de levas, unos con relación a los otros;
- 15 la figura 3a muestra otra posibilidad conforme a la invención para disponer discos de levas, esquemáticamente en una vista;
- la figura 3b muestra en un dibujo esquemático en perspectiva la distribución de cargas en la rueda hueca, con una disposición de los discos de levas conforme a la figura 3a;
- la figura 4a muestra otra disposición conforme a la invención de discos de levas, esquemáticamente;
- 20 la figura 4b muestra la distribución de cargas en la rueda hueca, en el caso de una disposición de los discos de levas conforme a la figura 4a, en una vista esquemática en perspectiva; y
- la figura 5 muestra esquemáticamente en una vista en corte la diferencia conforme a la invención entre dos discos de levas, dos clase de dientes o dos clases de segmentos basculantes en una vista en corte esquemática.

Descripción de unos ejemplos de realización preferidos

- 25 En la figura 1 se muestra, en una vista en corte esquemática, una forma de realización preferida de un engranaje conforme a la invención. En la descripción de las figuras 1 a 5 se utilizan unos símbolos de referencia uniformes para piezas iguales o similares y en las figuras y descripciones aisladas, eventualmente, no se explican de nuevo por completo.
- 30 En la figura 1 se muestra un engranaje 1 conforme a la invención, en donde el engranaje comprende una rueda hueca 2 situada en el exterior, la cual está fijada mediante un contrafuerte 3 estacionario. El contrafuerte 3 engrana, en varios puntos del perímetro de la rueda hueca 2, en un extremo del engranaje.
- 35 La rueda hueca 2 presenta un dentado interior 5, en el que engranan unos primeros dientes 6 de una primera rueda dentada y unos segundos dientes 7 de una segunda rueda dentada. Asimismo engranan unos dientes 8 a 10 de otras ruedas dentadas en el dentado interior 5. Los dientes 6 a 10 están apoyados radialmente por dentro respectivamente sobre un anillo flexible 12, el cual está apoyado a través de unos cilindros 13 respectivamente sobre unos discos de leva 16 a 20. En la siguiente descripción se trata sobre todo el primer disco de levas 16 y el segundo disco de levas 17. Todos los discos de levas 16 a 20 están dispuestos a prueba de torsión sobre un árbol interior 21.
- 40 Los discos de levas 16 a 20 presentan un radio variable en la dirección perimétrica, de tal manera que en el caso de un giro del árbol interior 21 los dientes 6 a 10 se encuñan respectivamente, en determinadas posiciones del árbol interior 21 hacia fuera, en el dentado interior 5 de la rueda hueca 2. Mediante una separación diferente entre los dientes 6 a 10 y el dentado interior 5 se consigue que, por todo el perímetro, estén dispuestos por ejemplo 50 dientes de la rueda dentada y 51 huecos entre dientes del dentado interior 5. Para una descripción y una explicación ulteriores de esta clase de engranajes se hace referencia al documento DE 10 2006 042 786 B4.
- 45 En el engranaje 1 de la figura 1 las ruedas dentadas aisladas con los dientes 6 a 10 y el dentado interior 5, en cada punto de las ruedas dentadas aisladas, tienen una estructura idéntica. De esta manera se transmite en paralelo un par de giro desde el árbol interior 21 a los dientes 6 a 10, a través de las ruedas dentadas con los dientes 6 a 10, en donde se consigue una gran multiplicación.
- Los dientes 6 a 10 de las cinco ruedas dentadas están dispuestos en un soporte dentado 22 común, en el que los dientes 6 a 10 están apoyados respectivamente de tal manera, que pueden moverse en dirección radial.
- 50 El engranaje 1 de la figura 1 es accionado en el extremo izquierdo mediante un árbol de impulsión 28. El árbol de impulsión 28 está unido o acoplado a prueba de torsión, a través de una brida de accionamiento 29, al árbol interior

21. En el otro extremo del engranaje 1, el derecho, el soporte dentado 22 está unido o acoplado a prueba de torsión, mediante una brida de salida 26, a un árbol de salida 25. Un contrafuerte 3 inmoviliza la rueda hueca en el extremo izquierdo del engranaje.

5 La distribución mostrada, respectivamente con 24 dientes 6 a 10, que cooperan con unos discos de levas 16 a 20 configurados idénticamente y dispuestos con la misma posición angular sobre el árbol interior 21, produce que a través de los dientes aislados 6 a 10 se transmita respectivamente aprox. el mismo momento. La causa de ello es que con una deformación del soporte dentado 22, que presenta fundamentalmente la misma rigidez a la torsión que la rueda hueca 2, se consigue aprox. la misma torsión de estas dos piezas, de tal manera que la carga se divide homogéneamente.

10 En las figuras 2a y 2b se muestra esquemáticamente otro medio compensador de engranajes conforme a la invención. El ejemplo de realización de las figuras 2a y 2b no se ha mostrado de nuevo completo, en donde por ello se hace referencia a las descripciones de las figuras 2a y 2b y a la figura 1. A diferencia del ejemplo de realización de la figura 1, en el ejemplo de realización de las figuras 2a y 2b está previsto un desplazamiento angular mutuo entre los discos de levas aislados. A este respecto un disco de levas subsiguiente está girado respectivamente en un ángulo con relación al disco de levas precedente. La rueda hueca puede estar inmovilizada, como en la figura 1, con relación a la salida o también de forma continua. En la figura 2a se muestra cómo la respectiva separación máxima entre los discos de levas se desplaza en un ángulo. El ángulo es inferior a la separación angular de dos huecos entre dientes. Durante el engrane en un árbol hueco con un dentado interior continuo y estable, se consigue de esta manera que en el caso de un punto de carga, para el que se calcule la respectiva torsión, todas las ruedas dentadas transmitan aprox. el mismo momento. La torsión de la jaula dentada y de la rueda hueca compensan el desplazamiento angular.

25 Es necesario tener en cuenta que sin carga o con una carga muy reducida, los dientes de al menos algunas de las ruedas dentadas engranan "inclinados" en los huecos entre dientes, ya que desaparece la compensación a causa de la torsión bajo una carga. "Inclinados" significa que el eje central del diente no coincide con el eje central del hueco entre dientes. En el estado sin carga, sin embargo, al menos los dientes de una de las ruedas dentadas engranan aquí descentrados, es decir, desplazado en un ángulo que es inferior a la separación angular entre los huecos entre dientes, en el dentado interior.

30 Mediante el desplazamiento de los puntos máximos se consigue ahora que la carga se reparta aprox. por igual en el caso de un punto de carga calculado, de forma preferida la carga máxima permanente del engranaje. En la figura 2a se muestra a continuación esquemáticamente la posición relativa de las separaciones máximas 36 a 40 con relación a la posición angular de la separación máxima 36 del disco de levas 16. Las separaciones máximas 37 a 40 pertenecen respectivamente a los discos de levas 17 a 20. En la figura 2 se ha representado esquemáticamente en una vista en planta, en dirección axial y muy exagerada, la posición de las separaciones máximas 36 a 40 de los discos de levas 16 a 20.

35 Otra posibilidad consiste en una dislocación del dentado interior de las respectivas ruedas dentadas en la rueda hueca. También esto puede utilizarse como medio divisor de cargas, para dividir la carga entre las ruedas dentadas en el caso de que el engranaje sufra una carga determinada.

Las figuras 3 y 4 muestran diferentes distribuciones de otro medio divisor de carga para engranajes conforme a la invención. A este respecto se hace referencia a su vez a la descripción de figuras de la figura 1, en donde a continuación se exponen principalmente las diferencias con respecto al ejemplo de realización de la figura 1.

40 Las figuras 3 y 4 muestran cómo, mediante una distribución angular de las separaciones máximas de los discos de leva sobre el árbol interior, puede conseguirse mantener lo más reducida posible una deformación completa de la rueda hueca o del árbol interior y, de esta manera, utilizar unos grosores de pared reducidos. También esto ayuda al mismo tiempo, además de una deformación mínima de los componentes afectados, a obtener un engranaje lo más estilizado posible. A este respecto estilizado significa que el engranaje presente, con un gran momento máximo transmisible, un diámetro lo más pequeño posible. Estos engranajes son particularmente apropiados para situaciones de montaje especiales, en las que sea importante obtener un diámetro pequeño.

50 En el ejemplo mostrado en las figuras 3a y 3b, dos discos de levas 16 y 17 adyacentes están rotados respectivamente 90°. De esta manera también las separaciones máximas respectivas están rotadas 90°. En la figura 3b se ha indicado, en qué zonas pueden encontrarse respectivamente en la rueda hueca 2 las zonas de engrane de dientes o separaciones máximas 36 a 40. Es necesario tener en cuenta que los discos de levas 16 a 20, en el ejemplo de realización de la figura 3, presentan respectivamente dos separaciones máximas opuestas, es decir, están configuradas elípticamente. Mediante la disposición se consigue una carga homogénea sobre la rueda hueca 2 y con ello una deformación lo más reducida posible de la rueda hueca 2. Es necesario destacar que las posibilidades, que se muestran en la figura 3 y en la figura 4, de dividir una carga lo más homogéneamente posible entre la rueda hueca y el árbol interior, pueden combinarse a voluntad con los otros medios divisores de carga. Como es natural también los otros medios divisores de carga pueden combinarse entre sí respectivamente, en donde sin embargo cabe destacar que, por ejemplo con los medios divisores de carga explicados con relación a la figura 1, ya podría alcanzarse por sí sola una división completa de la carga. Sin embargo, a este respecto también es ventajoso, en el caso de una división de cargas completa entre las ruedas dentadas, dividir la carga en la rueda hueca como se muestra en las figuras 3 y

4, ya que de esta manera se obtiene una ventaja adicional más mediante la posibilidad de utilizar unos grosores de pared menores.

Las figuras 4a y 4b muestran una posibilidad similar de distribuir la carga a la de las figuras 3a y 3b, en donde los discos de levas 16 a 20 en el ejemplo de realización de las figuras 4a y 4b solo presentan respectivamente una sola leva o solo una separación máxima 36 a 40. Los discos de levas 16 a 20 están dispuestos consecutivamente girados en un ángulo de 120°. En la vista en perspectiva de la figura 4b no se muestra la separación máxima 38, ya que está situada en esta representación en el lado trasero. La vista en planta en dirección axial de la figura 4a muestra los discos de levas 16 a 18, en donde el disco de levas 19 está dispuesto a su vez en el disco de levas 16 y el disco de levas 20 a su vez en el disco de levas 17.

En la figura 5 se muestra otra posibilidad para dividir la carga, en donde en la figura 5 se muestran respectivamente dos discos de levas, dos dientes y dos segmentos anulares. Para conseguir una holgura diferente en las diferentes ruedas dentadas, sin embargo, es suficiente con conformar solamente de forma diferente una de las piezas citadas. Como es natural también pueden estar conformados de forma diferente, simultáneamente, varios de los elementos citados al mismo tiempo.

El primer disco de levas 16 se ha representado a trazos y presenta unas separaciones máximas menores que el segundo disco de levas 17, la cual se ha representado con una línea continua. Mediante los menores radios del primer disco de levas 16 se consigue que los primeros dientes 6, accionados mediante el primer disco de levas 16, no se encuñen tan profundamente en el dentado interior 5 como los segundos dientes 7 accionados mediante el segundo disco de levas 17. De este modo se consigue que los primeros dientes 6 presenten también en dirección perimétrica una mayor holgura durante el engrane del dentado interior 5. De esta manera, en el caso de una carga por par de giro tan solo pequeña sobre el engranaje, solo engrana la rueda dentada con los segundos dientes 7. A este respecto debería tenerse en cuenta que los ejemplos de realización de la figura 5 solo se describen para dos ruedas dentadas, en donde para ello se hace referencia análogamente a la figura 1. El efecto del juego es fundamentalmente el mismo que con la dislocación de las filas de dientes para un engrane descentrado, evidentemente con la ventaja de que el efecto actúa en la misma medida para ambas direcciones de carga de la transmisión del momento. También es apropiado un desplazamiento angular parabólico de los discos de levas, para emplearse como medio compensador de carga.

Como es natural es posible ejecutar los ejemplos de realización de la figura 5 por ejemplo con cinco u otro número de ruedas dentadas, para transmitir momentos todavía más altos. A este respecto aumenta la holgura de los dientes, de forma preferida desde el centro del engranaje en dirección axial hasta los extremos del engranaje. De esta manera se consigue una plena utilización lo más homogénea posible de las ruedas dentadas aisladas, en un punto de carga determinado del engranaje.

Otra posibilidad de conseguir una holgura diferente consiste, como se ha representado, en ejecutar los primeros dientes 6 más cortos que los segundos dientes 7. También de este modo se consigue que la holgura de la primera rueda dentada sea mayor que la holgura de la segunda rueda dentada.

Otra posibilidad ventajosa consiste en ejecutar los segmentos anulares 12 y 12' de manera diferente. Al contrario que en el ejemplo de realización de la figura 1, los segmentos anulares 12 y 12' no están estructurados idénticamente, sino que presentan una altura diferente. De esta manera el segmento anular 12 de la primera rueda dentada, que eleva uno de los primeros dientes 6, está configurado más estrecho que el segmento anular 12' de la segunda rueda dentada, que eleva uno de los segundos dientes 7. De esta manera se consigue una mayor holgura de la primera rueda dentada con los primeros dientes 6, de tal manera que, al estar sometida a una carga menor, la carga se transmite principalmente mediante los segundos dientes 7, pero en el caso de una carga mayor a causa de una torsión del árbol interior 21 y de la rueda hueca 2, también se produce una carga sobre los primeros dientes 6, ya que la segunda rueda dentada es "suficiente" para la carga a causa de la acción de la torsión.

REIVINDICACIONES

1.- Engranaje (1), en especial engranaje monoetapa con una relación de multiplicación superior a 1 a 10, con

- una rueda hueca (2) con dentado interior (5),
- 5 - una primera rueda dentada con unos primeros dientes (6) que pueden moverse radialmente para engranar en el dentado interior (5),
- una segunda rueda dentada con unos segundos dientes (7) para engranar en el dentado interior (5),
- un árbol interior (21), al que están fijados un primer disco de levas (16) para el accionamiento radial de los primeros dientes (6) y un segundo disco de levas (17) para el accionamiento radial de los segundos dientes (7), y
- 10 - un medio divisor de cargas para dividir entre las ruedas dentadas un par de giro transmitido a través de las ruedas dentadas,

caracterizado porque

- el medio divisor de cargas prevé una holgura diferente entre los primeros dientes (6) y los segundos dientes (7),
- 15 - en donde para la holgura diferente entre los primeros dientes (6) y los segundos dientes (7), los discos de levas (16 – 20) presentan diferentes separaciones máximas, los primeros dientes (6) y los segundos dientes (7) diferentes longitudes y/o los segmentos anulares (12) de la primera y de la segunda rueda dentada diferentes grosores.

20 2. Engranaje (1) según la reivindicación 1, **caracterizado por** al menos una rueda dentada adicional con unos dientes adicionales (8-10) y al menos un disco de levas adicional (18-20), dispuesto sobre el árbol interior (21), para accionar los dientes adicionales (8-10).

3. Engranaje (1) según la reivindicación 1 ó 2, **caracterizado porque** los dientes (6 – 10) de las ruedas dentadas están acoplados mediante un soporte dentado (22).

25 4. Engranaje (1) según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** la longitud del engranaje (1) en la dirección axial del árbol interior es mayor que el diámetro exterior de la rueda hueca (2).

5. Engranaje (1) según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** o bien el soporte dentado (22) está acoplado a un contrafuerte estacionario y la rueda hueca (2) a un árbol de salida, o bien el soporte dentado (22) está acoplado a un árbol de salida (25) y la rueda hueca (2) a un contrafuerte estacionario (3).

30 6. Engranaje (1) según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** el medio divisor de cargas comprende un acoplamiento del árbol de salida (26) a un primer extremo del engranaje (1) y un acoplamiento del contrafuerte (3) a un segundo extremo del engranaje (1), situado enfrente del primer extremo.

7. Engranaje (1) según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** los soportes dentados (22) y la rueda hueca (2) presentan unas rigideces a la torsión, que se diferencian en menos del factor 4.

35 8. Engranaje (1) según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque** el primer disco de levas (16) y el segundo disco de levas (17) presentan ventajosamente en cada caso al menos una separación máxima con relación a un eje de rotación de los discos de levas (16, 17), en donde el medio divisor de cargas comprende un ángulo de torsión de las separaciones máximas de los discos de levas (16, 17) con relación al eje longitudinal del árbol interior (21).

40 9. Engranaje (1) según la reivindicación 8, **caracterizado porque** el ángulo de torsión de dos discos de levas adyacentes (16 – 20) es tal que, en el estado sin carga del engranaje, al menos una de las ruedas dentadas está engranada descentrada con el dentado interior (5).

10. Engranaje (1) según la reivindicación 8 ó 9, **caracterizado porque** el ángulo de torsión de respectivamente dos discos de levas adyacentes (16 – 20) es al menos fundamentalmente de 45°, 60°, 90°, 120° ó 180°.

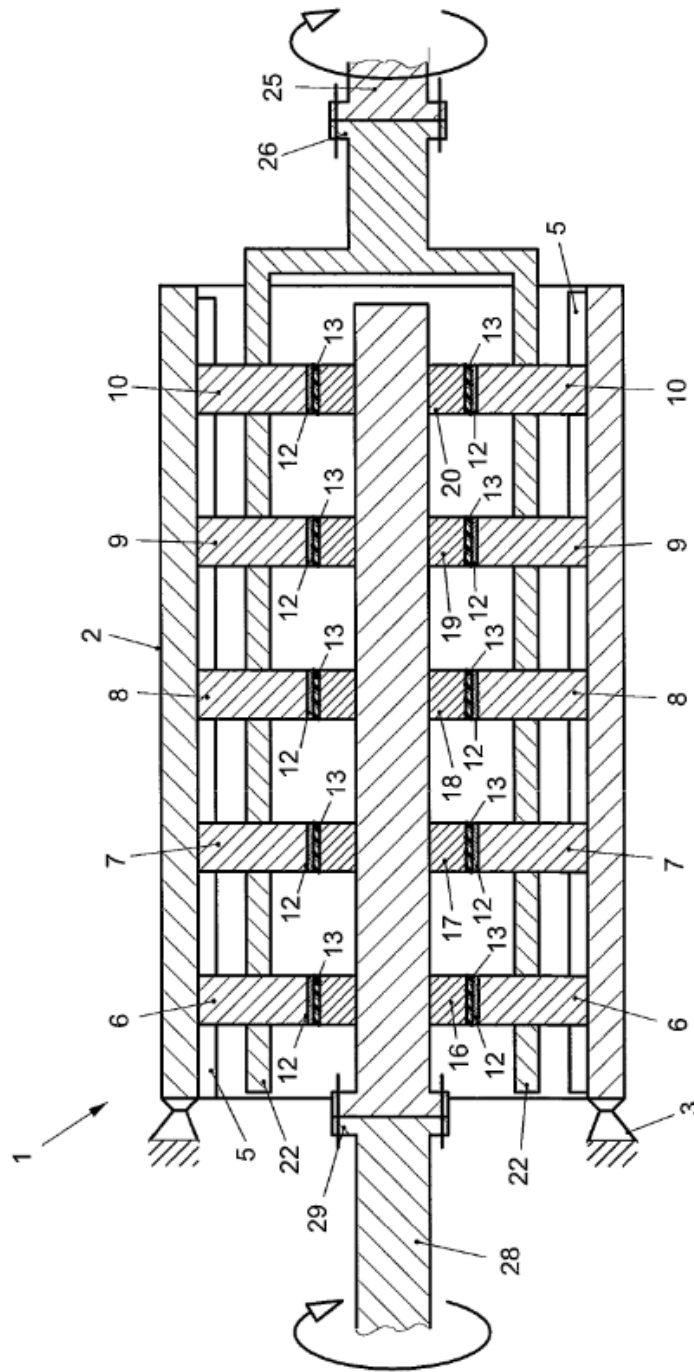


Fig. 1

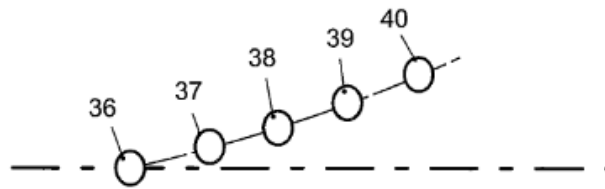


Fig. 2a

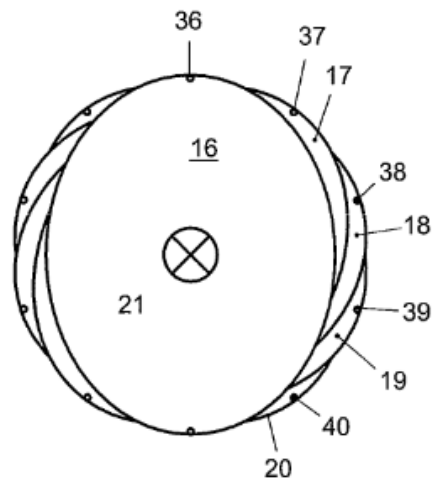


Fig. 2b

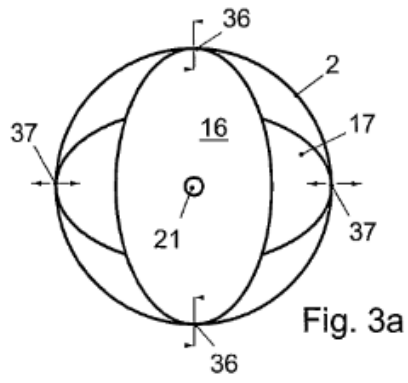


Fig. 3a

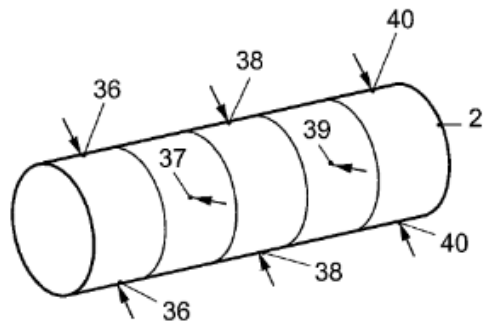


Fig. 3b

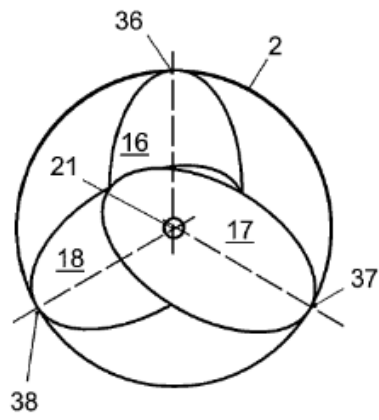


Fig. 4a

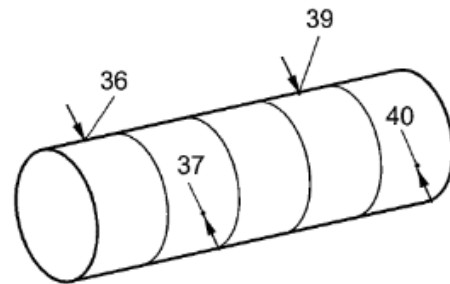


Fig. 4b

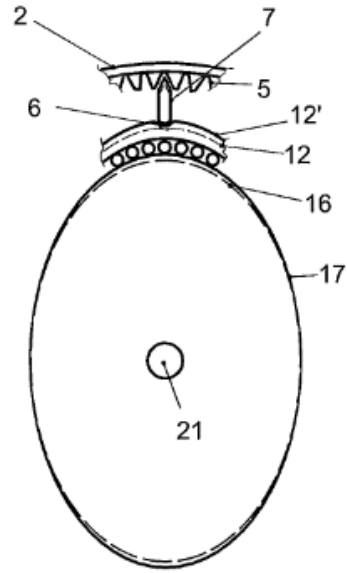


Fig. 5