

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 549 583**

51 Int. Cl.:

F03D 11/02 (2006.01)

F16H 55/08 (2006.01)

B23F 19/00 (2006.01)

F16H 1/28 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **03.08.2011 E 11006392 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **16.09.2015 EP 2554841**

54 Título: **Caja de engranajes que comprende un componente de engranaje estacionario formado basándose en perfiles de flanco variable de dientes de engranaje**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
29.10.2015

73 Titular/es:

**VESTAS WIND SYSTEMS A/S (100.0%)
Hedeager 42
8200 Aarhus N, DK**

72 Inventor/es:

**NAZIFI, KHASHAYAR y
ENTING, ANDREAS**

74 Agente/Representante:

ARIAS SANZ, Juan

ES 2 549 583 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

Caja de engranajes que comprende un componente de engranaje estacionario formado basándose en perfiles de flanco variable de dientes de engranaje.

5 En general, la presente invención se refiere a sistemas de engranajes, tales como engranajes planetarios, en los que puede conseguirse una mejor distribución de carga aplicando una corrección de trazado de diente a los dientes de al menos algunos componentes de la caja de engranajes. En particular, la presente invención se refiere a cajas de engranajes que están configuradas para transmitir potencias mecánicas elevadas, tales como cajas de engranajes de aerogeneradores.

10 En muchas aplicaciones técnicas han de usarse trenes de accionamiento, que tienen que transferir una gran potencia mecánica, en los que se requiere una conversión del par motor de entrada y la velocidad de rotación en un par motor de salida y una velocidad apropiados. Con este fin, se han desarrollado una amplia variedad de sistemas de engranajes de modo que cumplan con los diversos requisitos en muchos campos técnicos. Generalmente, en un sistema de engranajes al menos dos engranajes se enganchan entre sí de modo que transfieran fuerzas mecánicas de conformidad con la aplicación en consideración. El acoplamiento mecánico real entre los diversos componentes de engranaje tiene lugar a través de las áreas superficiales de los correspondientes componentes que engranan, tales como los dientes de componentes de engranaje lineales o giratorios. Por consiguiente, correspondientes fuerzas de compresión pueden actuar sobre el flanco de dientes individuales, transfiriéndose las fuerzas a través de las superficies de contacto de los dientes individuales que engranan entre sí. Por tanto, la presión mecánica que se produce realmente y por tanto el esfuerzo mecánico que actúa sobre los dientes individuales depende significativamente de la zona o punto o línea de interacción, que a su vez se ve afectada por el perfil global de los flancos de dientes. Generalmente, en cajas de engranajes de alto rendimiento la eficiencia mecánica, la generación de ruido, la duración y similares son aspectos importantes que han de abordarse con el fin de cumplir con los requisitos de las diversas aplicaciones. Por ejemplo, el enganche de los dientes individuales de dos engranajes puede ajustarse de modo que se obtenga una mejora en uno o más de los aspectos mencionados anteriormente, por ejemplo con vistas a la reducción de ruido y similares, adaptando de manera apropiada el perfil de flanco de los dientes. Con este fin, frecuentemente se aplica una denominada corrección de trazado de diente durante la fabricación de uno o más engranajes de una caja de engranajes con el fin de adaptar de manera apropiada los flancos de diente a la condición de carga esperada durante el funcionamiento del sistema de engranajes. Por ejemplo, el flanco de ataque de los dientes puede estar dotado de un perfil diferente en comparación con el flanco de salida de los dientes, cuando sustancialmente se encuentra en la aplicación en consideración un sentido de rotación predefinido de los engranajes. El proceso de corrección de trazado de diente es, por tanto, un concepto ampliamente establecido para mejorar las condiciones de carga para diversos componentes de la caja de engranajes, por ejemplo aplicando etapas de fabricación adicionales apropiadas al fabricar los engranajes individuales del sistema de engranajes y/o controlando el proceso de fabricación para los dientes, por ejemplo el proceso de rectificación, con el fin de establecer los dientes de modo que tengan el perfil de flanco objetivo deseado.

En muchas aplicaciones, una distribución de carga sustancialmente equilibrada en cajas de engranajes complejas es un aspecto esencial cuando la caja de engranajes está diseñada para transferir potencias mecánicas elevadas. Por ejemplo, a lo largo de las últimas décadas la energía eólica ha demostrado ser un componente importante para proporcionar energía alternativa debido a la mejor disponibilidad de energía eólica y a la relación coste-eficacia moderadamente alta de los aerogeneradores modernos. Actualmente, la mayoría de las turbinas eólicas altamente eficientes se diseñan basándose en rotores eólicos soportados por un árbol sustancialmente horizontal que a su vez está acoplado mecánicamente a una caja de engranajes con el fin de convertir la velocidad de rotación moderadamente baja del rotor eólico en una velocidad de rotación alta deseada de un generador eléctrico. La conversión de la velocidad de entrada baja y el par motor de entrada elevado en una velocidad de salida alta y un par motor de salida moderadamente bajo se consigue con frecuencia basándose en un sistema de engranajes planetario, que por tanto tiene que transferir una potencia mecánica de varios cientos de kW a varios MW, dependiendo del tamaño del aerogenerador. Tras la instalación de un aerogenerador con eje de rotor horizontal, estas cajas de engranajes han de montarse en la góndola sobre una torre con una altura de varias decenas de metros a 100 metros o más de modo que, por motivos económicos y técnicos, generalmente es deseable una alta relación potencia a peso para la caja de engranajes. Por este motivo, el peso de la caja de engranajes se reduce normalmente tanto como sea posible con el fin de obtener una relación potencia a peso deseada, siendo necesario de ese modo dimensionar los componentes de la caja de engranajes cerca de los límites de fatiga del material. Por otro lado, las cajas de engranajes han de hacerse funcionar en ubicaciones remotas, posiblemente en condiciones ambientales complejas, por ejemplo en alta mar, de modo que los intervalos de mantenimiento regulares pueden representar un factor de coste importante, que a su vez influye significativamente en la rentabilidad global del aerogenerador. Por consiguiente, los fabricantes de sistemas de engranajes planetarios para turbinas eólicas han de cumplir requisitos muy diferentes, por ejemplo aumentar la relación potencia a peso, lo que requiere reducir las cantidades de materiales requeridos para los diversos engranajes, y proporcionar una mejor durabilidad con un número de intervenciones de mantenimiento reducido a lo largo de la vida útil de la turbina eólica. Sin embargo, este último aspecto puede requerir mejores materiales o un aumento de la cantidad de material para potenciar la resistencia mecánica de los diversos componentes y/o la aplicación de mejores técnicas de fabricación, tales como correcciones de trazado de diente sofisticadas con el fin de reducir cualquier variación de carga que pudiera ocurrir en los componentes individuales del sistema de engranajes planetario.

Con frecuencia, en aerogeneradores se usa una estructura de caja de engranajes en la que una corona dentada estacionaria del sistema planetario engancha con el satélite cuyo portador a su vez está acoplado mecánicamente al árbol que soporta el rotor eólico. Por otro lado, el planeta está normalmente conectado mecánicamente a un árbol de salida del sistema de engranajes planetario, que a su vez puede estar acoplado a un sistema de engranajes adicional o a una máquina eléctrica. Por consiguiente, el diámetro significativo del rotor eólico en combinación con condiciones de viento normalmente variables, en particular en ambientes complejos, puede dar como resultado una variación pronunciada de las condiciones de carga que actúan sobre el sistema de engranajes planetario. Es decir, el par motor transferido desde el rotor eólico a través del árbol a la fase de satélite de la caja de engranajes puede dar como resultado finalmente correspondientes condiciones de carga variables para la corona dentada estacionaria y el planeta. Por consiguiente, se están realizando grandes esfuerzos para estimar las condiciones de carga para diversos estados de funcionamiento con el fin de aplicar correcciones de trazado de diente sofisticadas para los satélites, el planeta y la corona dentada estacionaria. Con este fin, se determina un perfil de flanco de diente apropiado para los dientes de al menos uno de estos componentes con el fin de obtener una variabilidad reducida de las condiciones de carga resultantes. Sin embargo, resulta que el concepto de corrección de trazado de diente convencional puede no abordar de manera eficaz las condiciones de carga variables, que se introducen particularmente por el portasatélites conectado a una carga mecánica que induce condiciones de par motor fuertemente variables, tal como el rotor eólico de una turbina eólica.

La técnica anterior en el documento EP 1 600 667 A1 se refiere a una rueda de engranaje giratorio, en particular para su uso en un accionamiento por correa de engranaje de un motor de combustión, considerando que al menos uno de los parámetros de la rueda de engranaje se varía a lo largo de su circunferencia. Dicha variación de parámetros de engranaje se lleva a cabo con el fin de influir en las vibraciones de los motores de combustión o sus componentes.

En vista de la situación descrita anteriormente, es un objeto de la presente invención proporcionar cajas de engranajes y técnicas de fabricación con el fin de proporcionar un mejor equilibrio de condiciones de carga en una caja de engranajes.

Según un aspecto de la presente invención, el objeto se soluciona mediante una caja de engranajes que comprende un componente de engranaje estacionario que tiene una pluralidad de dientes conformados a lo largo de un trazado de diente. Al menos alguno de la pluralidad de dientes difiere en sus perfiles de flanco de diente al menos en una fase inicial de la vida útil de funcionamiento de la caja de engranajes. La caja de engranajes comprende además al menos un engranaje giratorio que está acoplado mecánicamente a un subconjunto de los dientes del componente de engranaje estacionario.

Puede resultar ventajoso que los perfiles de flanco de diente de al menos algunos dientes del componente de engranaje estacionario se ajusten de manera individual. Esto puede conseguirse conformando de manera individual los dientes y/o mecanizando de manera individual los dientes, los flancos de diente y/o los perfiles de flanco de diente. El perfil de flanco de diente de ataque y/o salida de cada diente puede ajustarse de manera individual, preferiblemente de manera que dicho perfil de flanco de diente comprende variaciones geométricas a lo largo de la dirección axial de dicho componente de engranaje estacionario.

Según la presente invención, al menos algunos dientes del componente de engranaje estacionario se proporcionan, a lo largo del trazado de diente del mismo, de modo que se faciliten geometrías de dientes variables. Una diferencia en el perfil de flanco de un diente o en general una diferencia en la geometría de diente ha de entenderse de manera que a lo largo del trazado de diente se proporciona al menos un primer diente que tiene un primer perfil de flanco, es decir, un perfil de flanco de ataque y/o de flanco de salida, que difiere del correspondiente perfil de flanco de un segundo diente de modo que los dientes primero y segundo están configurados para funcionar en diferentes condiciones de carga que pueden encontrarse a lo largo de las diferentes ubicaciones a lo largo del trazado de diente. Por consiguiente, el componente de engranaje estacionario puede proporcionarse de modo que tenga un perfil de diente adaptado de manera apropiada dependiendo de la ubicación de un respectivo diente a lo largo del trazado de diente, lo que por tanto puede permitir una mejor distribución de carga. La varianza en el perfil de diente puede conseguirse determinando las condiciones de esfuerzo de los dientes dependiendo de su posición a lo largo del trazado de diente y adaptando de manera apropiada la forma o los perfiles del diente en consideración en las diversas ubicaciones de interés de modo que las desviaciones de forma adaptadas y el par motor inducido por condiciones de esfuerzo localmente variables pueden compensarse mutuamente o pueden, al menos, reducirse. Es decir, en particular, cualquier desviación o curvatura de los dientes inducida por fuerzas de par motor que varían a lo largo del trazado de diente, tal como el perímetro de corona dentada y similares, o la longitud de un componente de engranaje lineal, puede compensarse o al menos reducirse significativamente para desviaciones provocadas por el engranaje giratorio de una manera altamente asimétrica a lo largo del trazado de diente.

Puede resultar útil ajustar dichos perfiles de flanco de diente de manera individual en función de al menos uno de los siguientes parámetros:

- a. un parámetro que representa una posición del diente que ha de ajustarse a lo largo de dicho trazado de diente;
- b. un parámetro que representa una relación posicional y/o direccional y/o dimensional entre dicho engranaje

giratorio y dicho componente de engranaje estacionario, preferiblemente un parámetro que representa una inclinación entre el eje de dicho engranaje giratorio y el eje de dicho componente de engranaje estacionario y/o un parámetro que representa una oblicuidad de árbol y/o un parámetro que representa una inclinación de árbol calculada según la norma DIN 3964 de noviembre de 1980;

5 c. un parámetro en relación con la transmisión de energía y/o el enganche de engranaje entre dicho engranaje giratorio y dicho componente de engranaje estacionario, preferiblemente un parámetro que representa un ángulo de presión de trabajo entre dicho engranaje giratorio y dicho componente de engranaje estacionario;

d. un parámetro que representa una dimensión de dicho engranaje giratorio y/o una dimensión de dicho componente de engranaje estacionario, preferiblemente un parámetro que representa una anchura de la respectiva cara de diente del componente de engranaje estacionario.

10 El ajuste individual de los perfiles de flanco de diente se consigue preferiblemente conformando de manera individual y/o mecanizando de manera individual los dientes, flancos de diente o perfiles de flanco de diente, respectivamente. En este caso pueden transferirse cargas mecánicas entre el engranaje giratorio y dicho componente de engranaje estacionario de manera más uniforme, de modo que pueden reducirse picos locales de esfuerzo de compresión y aumenta la vida útil de funcionamiento de la caja de engranajes.

15 Según la presente invención dichos perfiles de flanco de diente se ajustan de manera individual en función de la siguiente fórmula (I):

$$\Delta f_{(\varphi)} = \text{sen } \varphi * f_{\gamma} * \text{sen } \alpha_{wt} + \text{cos } \varphi * f_{\gamma} * \text{cos } \alpha_{wt}$$

en la que

20 φ = ángulo de la posición del diente que ha de ajustarse a lo largo de dicho trazado de diente, midiéndose el ángulo preferiblemente en sentido horario en relación con el eje central del componente de engranaje estacionario según se ve desde el lado de entrada de carga de la caja de engranajes, siendo la posición que representa un ángulo φ de 0° lo más preferiblemente una posición que está desfasada 90° en sentido horario con respecto a una posición de intersección de lado de carga de un plano abarcado por el eje de dicho engranaje giratorio y por el eje de dicho componente de engranaje estacionario cuando intersecan, y dicho componente de engranaje estacionario, según se ve desde el lado de entrada de carga de la caja de engranajes;

25 f_{γ} = cantidad de desviación angular de línea de flanco efectiva debida a la influencia de la inclinación del eje de dicho engranaje giratorio cuando interseca con el eje de dicho componente de engranaje estacionario, siendo $f_{\gamma} = b * \tan(\gamma)$ y correspondiendo b a la anchura del diente a lo largo de una dirección axial de dicho componente de engranaje estacionario;

30 α_{wt} = ángulo de presión de trabajo del enganche de engranaje entre dicho engranaje giratorio y dicho componente de engranaje estacionario; y

$\Delta f_{(\varphi)}$ = cantidad global de compensación de flanco de diente debida a la influencia de los parámetros φ , f_{γ} y α_{wt} .

35 La cantidad global de compensación de flanco de diente $\Delta f_{(\varphi)}$ representa la desviación con respecto a una línea de flanco regular que puede calcularse para flancos de diente y perfiles de flanco de diente, respectivamente, por ejemplo tal como se describe en la sección 21.4.5 b) del manual "Maschinenelemente Band II - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe"; Niemann, Gustav; 2ª edición revisada 1983, Springer-Verlag, en consideración a las normas DIN 3960 a 3967 vigentes en noviembre de 1980 y las normas a las que se hace referencia en las mismas. Con tal corrección de trazado de diente, la transferencia de cargas mecánicas del engranaje giratorio al componente de engranaje estacionario puede mejorarse significativamente, de manera que pueden reducirse picos locales de esfuerzo de compresión y la vida útil de funcionamiento de la caja de engranajes aumenta adicionalmente.

40 También puede resultar útil repetir un subconjunto de dientes que tienen diferentes perfiles de flanco de diente a lo largo del trazado de diente. Esto se prefiere cuando sólo determinados dientes del engranaje giratorio enganchan con los dientes del componente de engranaje estacionario de manera predecible.

45 En algunas realizaciones ilustrativas, el componente estacionario es una corona dentada de un sistema de engranajes planetario y por tanto un par motor de sentido específico puede dar como resultado por tanto una correspondiente variación de las curvaturas resultantes de cualquier diente en la corona dentada estacionaria. En este caso, el perfil de diente que varía a lo largo de la dirección circunferencial de la corona dentada puede adaptarse de manera apropiada a esta variación de las condiciones de esfuerzo de diente resultantes con el fin de proporcionar una mejor distribución de carga.

50 En algunas realizaciones ilustrativas, el al menos un engranaje giratorio es uno de una pluralidad de satélites del engranaje planetario y se engancha con la corona dentada.

Además, según la invención, el al menos un engranaje giratorio está conectado a una carga mecánica de modo que se provocan fuerzas de compresión que actúan sobre el flanco de dientes del componente de engranaje estacionario de una manera localmente variable. Por consiguiente, para muchas fuerzas de par motor aplicadas externamente provocadas por la carga mecánica acoplada al al menos un engranaje giratorio, las fuerzas de compresión resultantes, que pueden dar como resultado normalmente una determinada desviación de forma del correspondiente flanco de dientes, puede reducirse o compensarse de manera eficaz, como también se comentó anteriormente. Con este fin, la diferencia en el perfil de flanco de los dientes del componente de engranaje estacionario tiene correlación con las fuerzas de compresión inducidas por la carga mecánica de una manera que es dependiente de la posición a lo largo del trazado de diente. Por ejemplo, la inclinación del árbol de un rotor eólico puede tenerse en consideración de manera eficaz al aplicar una corrección de trazado de diente a la corona dentada estacionaria, reduciendo o compensando de ese modo de manera eficaz las fuerzas de compresión resultantes, que de lo contrario se distribuirían de manera irregular a lo largo de la dirección circunferencial de la corona dentada.

Por consiguiente, en contraposición a correcciones de trazado de diente convencionales, la variación de los perfiles de diente a lo largo de la dirección circunferencial en correlación con, por ejemplo, la inclinación resultante u otras fuerzas de par motor muy predecibles provocadas por el rotor eólico, pueden proporcionar por tanto una mejor distribución de carga dando como resultado de ese modo en una mejor eficiencia mecánica y/o durabilidad y similares.

En aun realizaciones ilustrativas adicionales, la caja de engranajes comprende al menos un engranaje giratorio adicional que se engancha con el al menos un engranaje giratorio y que está acoplado mecánicamente a un generador de un aerogenerador. En realizaciones ilustrativas adicionales, la caja de engranajes está configurada para transferir una potencia mecánica de 100 kW o superior de modo que en particular la caja de engranajes puede implementarse en aerogeneradores sofisticados de alta potencia, en los que la mejor distribución de carga en la caja de engranajes puede dar como resultado un aumento de la relación potencia a peso, dado que generalmente el tamaño de los diversos componentes de la caja de engranajes puede reducirse. Por otro lado, la relación potencia a peso puede aumentarse para un tamaño dado de la caja de engranajes permitiendo la transferencia de una potencia mecánica mayor debido a la mejor robustez y fiabilidad de los dientes de la corona dentada.

Generalmente, la caja de engranajes de la invención que incluye la corrección de trazado de diente dependiente de la posición del componente de engranaje estacionario puede proporcionar una mejor vida útil y rendimiento del tren de accionamiento, lo que en el caso de turbinas eólicas sofisticadas puede permitir incluir en las especificaciones unas mayores condiciones de carga para una familia de turbinas eólicas dada sin tener que aumentar el tamaño global de la caja de engranajes y por tanto de cualquier otra periferia de la turbina eólica.

En otras realizaciones ilustrativas, la caja de engranajes puede usarse en un tren de accionamiento de un sistema de orientación de turbina eólica con el fin de ajustar la posición angular de una góndola del aerogenerador. En este caso, las fuerzas de par motor del rotor eólico que está orientado de manera apropiada en la dirección del viento puede dar como resultado condiciones de carga predecibles en los dientes de un engranaje "estacionario" (es decir, engranaje de orientación), pudiendo variar el esfuerzo mecánico por tanto a lo largo de la dirección circunferencial del engranaje "estacionario". También en este caso se aplica una corrección de trazado de diente variable de manera circunferencial en algunas realizaciones ilustrativas con el fin de proporcionar una mejor robustez mecánica y fiabilidad del sistema de engranajes de un sistema de orientación de la turbina eólica.

Según un aspecto adicional de la presente invención, el objeto anterior se soluciona mediante un método para fabricar un componente de engranaje estacionario de una caja de engranajes que ha de engancharse con al menos un engranaje giratorio de la caja de engranajes. El método comprende ajustar un perfil de flanco de dientes del componente de engranaje estacionario de modo que difiera, para al menos algunos de los dientes, a lo largo de un trazado de diente del componente de engranaje estacionario.

Así, aplicando el método especificado anteriormente puede fabricarse el componente de engranaje estacionario de una caja de engranajes, como se especificó anteriormente, pudiendo conseguirse el ajuste del perfil de diente o configuración de diente variable a lo largo del trazado de diente durante el proceso de fabricación, es decir, durante un proceso para conformar los dientes del componente de engranaje y/o durante un proceso de corrección de flanco de diente específico en el que el perfil de flanco final deseado se ajusta en un proceso de fabricación separado de modo que se obtienen perfiles de flanco individuales para al menos algunos dientes diferentes del componente de engranaje estacionario.

En una realización ilustrativa, el ajuste de un perfil de flanco de dientes del componente de engranaje comprende la determinación de una distribución de fuerzas a lo largo del trazado de diente para un perfil de flanco dado para cada uno de los dientes y la adaptación del perfil de flanco de los al menos algunos dientes en correlación con la distribución de fuerzas determinada. Por ejemplo, según esta realización puede "predecirse" una determinada distribución de fuerzas con el fin de estimar las condiciones de carga durante el funcionamiento real de una caja de engranajes, pudiendo ser las fuerzas diferentes a lo largo del trazado de diente del componente de engranaje estacionario. Por consiguiente, en correlación con la distribución de fuerzas determinada, que puede dar como resultado normalmente una determinada curvatura de la forma, el perfil de flanco objetivo puede determinarse para al menos algunas posiciones diferentes a lo largo del trazado de diente con el fin de obtener una mejor distribución

de la carga resultante y por tanto una curvatura de la forma de los dientes.

Ha de apreciarse que la determinación de la distribución de fuerzas en las diversas posiciones a lo largo del trazado de diente para un perfil de diente dado puede no requerir la fabricación real de dientes que tengan el mismo perfil de diente sino que puede implicar una simulación o técnicas de cálculo apropiadas, que pueden predecir la curvatura de una correspondiente forma básica de los dientes para una distribución de fuerzas especificada. A partir de los correspondientes resultados puede determinarse entonces el perfil de flanco final deseado en diversas posiciones a lo largo del trazado de diente, por ejemplo mediante cálculos apropiados, experimentos y similares, con el fin de obtener la distribución de carga uniforme deseada. Por ejemplo, en algunas realizaciones ilustrativas, se determinan las fuerzas de par motor que actúan sobre el componente de engranaje estacionario a través del al menos un engranaje giratorio cuando se acopla a un árbol sustancialmente horizontal de un rotor eólico. Así, como ya se comentó anteriormente, en particular puede conseguirse una mejor distribución de carga en un componente estacionario de una caja de engranajes en un aerogenerador. También en este caso ha de observarse que la determinación de cualquier fuerza de par motor transmitida a través del al menos un componente de engranaje giratorio al componente de engranaje estacionario puede conseguirse mediante experimentos, cálculos, resultados de mediciones de cajas de engranajes implementadas realmente y similares.

En una realización ilustrativa, ajustar un perfil de flanco de los dientes del componente de engranaje estacionario comprende establecer un movimiento relativo entre el componente de engranaje estacionario y una herramienta de retirada de material y realizar un proceso de retirada de material de modo que se conformen los al menos algunos dientes que difieren en sus perfiles de flanco. En este caso pueden aplicarse de manera eficaz procesos de fabricación ampliamente establecidos, tales como rectificado y similares, con el fin de conformar los dientes individuales del componente estacionario de modo que tengan el perfil de diente dependiente de la posición. Es decir, puede realizarse un "barrido" apropiado de una herramienta de rectificado a lo largo del cuerpo básico del componente estacionario con el fin de obtener los dientes del componente de engranaje con los perfiles de flanco ajustados de manera individual. Ha de apreciarse que el proceso de rectificación controlado de manera correspondiente puede aplicarse durante el proceso de fabricación real, es decir, durante un proceso para producir los dientes a partir de un bloque de material de base sin forma del componente estacionario, implementando de ese modo el perfil objetivo deseado para cada uno de los dientes. En otros casos, el proceso para fabricar los dientes y ajustar el perfil de flanco individual final puede implicar una pluralidad de etapas de fabricación, de las cuales al menos una se realiza de manera que se consigue una corrección de trazado de diente variable.

En una realización ilustrativa adicional, ajustar un perfil de flanco de los dientes comprende además establecer un conjunto de datos de control basándose en un perfil objetivo para cada uno de los dientes y controlar el movimiento relativo usando el conjunto de datos de control. En esta realización, la herramienta de proceso, tal como una máquina de rectificado, tiene implementado en su interior un mecanismo de control apropiado que se hace funcionar basándose en el conjunto de datos de control con el fin de controlar de manera apropiada la posición relativa entre la herramienta de rectificado o, en general, de retirada de material y la pieza de trabajo, es decir el componente de engranaje estacionario. De esta manera, la corrección de trazado de diente variable puede implementarse en herramientas de rectificado existentes estableciendo un conjunto de datos de control apropiado, que a su vez puede establecerse basándose en una correlación entre la distribución de fuerzas determinada y la configuración global adaptada requerida de los dientes individuales que es apropiada para compensar o reducir las curvaturas de diente dependientes de la posición provocadas por la distribución de fuerzas determinada.

En una realización ilustrativa, el ajuste del perfil de flanco de los dientes comprende además la colocación del componente de engranaje estacionario sobre un soporte de una herramienta de retirada de material, tal como una herramienta de rectificado, con el fin de obtener diferentes coordenadas de posición del componente de engranaje estacionario a lo largo de al menos una dirección espacial para al menos dos ubicaciones diferentes a lo largo del trazado de diente. Por ejemplo, el componente de engranaje puede colocarse sobre una plataforma de pieza de trabajo de la herramienta de proceso de una manera definida "no uniforme" de modo que se superponga la diferencia en las coordenadas de posición en al menos una dirección espacial al movimiento relativo entre la plataforma de soporte y una herramienta de rectificado de la máquina en consideración. Por ejemplo, se introduce un desfase deseado en altura entre diversas posiciones circunferenciales tras colocar el componente de engranaje sobre un elemento de sujeción de piezas de trabajo, lo que puede dar como resultado un correspondiente "tambaleo" que se superpone al movimiento relativo, que se selecciona generalmente de modo que se obtenga un perfil de diente básico sustancialmente idéntico para cualquiera de los dientes del componente de engranaje. Por tanto, se obtiene un movimiento adicional mediante las coordenadas de posición localmente variables, por ejemplo la altura variable del componente de engranaje cuando se une al elemento de sujeción de piezas de trabajo con el fin de proporcionar la corrección de trazado de diente deseada localmente variable.

Ha de apreciarse que la introducción de una coordenada de posición variable, es decir un soporte "irregular" introducido de manera intencionada de la pieza de trabajo puede combinarse de manera eficaz con un conjunto de datos de control apropiado, que por sí mismo da como resultado un ajuste individual de los perfiles de flanco, consiguiendo de ese modo una mejor flexibilidad y, si se desea, un aumento del rango de variabilidad de las correcciones de trazado de diente. Por ejemplo, puede evitarse una determinada limitación de superposición de un movimiento de corrección de trazado de diente adicional para una adaptación individual de perfiles de flanco basándose en un control apropiado de la herramienta de rectificado usando una unión "irregular" del componente de

engranaje en el elemento de sujeción de piezas de trabajo de la máquina de rectificado.

Por consiguiente, pueden determinarse de antemano distribuciones de carga de componentes de engranaje estacionarios, por ejemplo basándose en cálculos, experimentos, mediciones y similares, y entonces se determinan perfiles de flanco individuales apropiados de modo que se reduce o compensa cualquier variabilidad de curvaturas de diente en el componente de engranaje estacionario. De esta manera, en particular para sistemas de engranajes de alta potencia tales como las cajas de engranajes de aerogeneradores, se consigue un aumento de la vida útil para un rango de potencia y un tamaño de la caja de engranajes dado, mientras que el intervalo de tiempo entre intervenciones de mantenimiento regulares también puede prolongarse sin sacrificar robustez y fiabilidad de las cajas de engranajes.

- 5
- 10 Con referencia a los dibujos adjuntos, a continuación se describirán realizaciones ilustrativas adicionales en más detalle.

Breve descripción de los dibujos

En las figuras,

la figura 1a ilustra esquemáticamente una vista en sección de un engranaje planetario;

- 15 la figura 1b representa esquemáticamente una parte de la corona dentada estacionaria con dientes que tienen perfiles de flanco variables;

la figura 1c ilustra esquemáticamente una vista en sección de la corona dentada con diferentes perfiles de flanco en diferentes posiciones circunferenciales;

- 20 la figura 2 es una vista en sección axial de una caja de engranajes de un ejemplo comparativo, en la que el eje de la fase de satélite es paralelo al eje de la corona dentada estacionaria;

la figura 3 es una vista en sección axial de una caja de engranajes del ejemplo comparativo, en la que el eje de la fase de satélite está inclinado con respecto al eje de la corona dentada estacionaria;

- 25 la figura 4 es una vista A de la corona dentada estacionaria de la caja de engranajes representada en la figura 3 desde el lado de entrada de carga, indicando la posición a 0° (posición a las 9h), la posición a 90° (posición a las 12h), la posición a 180° (posición a las 15h) y la posición a 270° (posición a las 18h), respectivamente, del enganche entre la satélite y la corona dentada estacionaria;

- 30 la figura 5a-d son vistas en perspectiva parciales A de la caja de engranajes representada en la figura 3, que ilustran esquemáticamente el impacto de la inclinación del eje de la fase de satélite con respecto al eje de la corona dentada estacionaria en una posición a 0° (posición a las 9h), una posición a 90° (posición a las 12h), una posición a 180° (posición a las 15h) y una posición a 270° (posición a las 18h), respectivamente, del enganche entre uno de los satélites y la corona dentada estacionaria;

la figura 6 ilustra esquemáticamente una vista en sección de un aerogenerador que incluye una caja de engranajes planetaria con una corona dentada estacionaria con una corrección de trazado de diente variable; y

- 35 la figura 7 ilustra esquemáticamente una vista en sección de un sistema de rectificado para realizar la corrección de trazado de diente variable de manera circunferencial.

Descripción detallada de las realizaciones preferidas

La figura 1a ilustra esquemáticamente una vista en sección transversal de un sistema de engranajes 100 que puede proporcionarse en forma de un sistema planetario configurado para transferir una potencia mecánica de al menos 100 kW o significativamente superior. La caja de engranajes 100 comprende un componente de engranaje estacionario 110, tal como una corona dentada, que se encuentra en enganche con una pluralidad de satélites 121a, 121b, 121c de una fase de satélite 120. Normalmente, la fase de satélite 120 puede comprender un portasatélites 122, que a su vez puede estar unido a un árbol 123 que soporta de manera giratoria una carga tal como un rotor y similar. Además, puede proporcionarse un planeta 130 de modo que se encuentre en enganche con la fase de satélite 120, pudiendo conectarse un árbol 133 del planeta 130 mecánicamente a una máquina eléctrica tal como un generador y similares. Ha de apreciarse que la configuración de la caja de engranajes 100 puede modificarse de cualquier manera según se requiera para cumplir con la aplicación específica en consideración. Por ejemplo, pueden implementarse dos o más fases en la caja de engranajes 100 o la fase de satélite 120 puede comprender más satélites que lo que se muestra en la figura 1a.

- 50 Como se comentó anteriormente, la corona dentada 110 se proporciona en forma de un componente "estacionario" de la caja de engranajes 100, lo que ha de entenderse de manera que la corona dentada 110 está unida rígidamente a una carcasa 101 de la caja de engranajes 100, que a su vez puede unirse a cualquier soporte apropiado, según se requiera para admitir las cargas mecánicas aplicadas a la caja de engranajes 100. Además, la corona dentada 110 comprende un trazado de diente 115, que ha de entenderse como línea base o generalmente una superficie de base

sobre la que se disponen dientes conformados de manera apropiada (no mostrados en la figura 1a) de modo que engranen con correspondientes dientes de los satélites 121a, 121b, 121c de la fase de satélite 120. Ha de apreciarse que dientes correspondientes también pueden extenderse en una dirección perpendicular al plano de dibujo de la figura 1a y pueden tener cualquier configuración básica apropiada, por ejemplo los dientes correspondientes pueden aplicarse como dientes helicoidales, es decir, como componentes pueden estar inclinados con respecto a la dirección circunferencial del trazado de diente 115. En otros casos, puede implementarse una configuración sustancialmente lineal de los dientes correspondientes excepto por una correspondiente corrección de trazado de diente a lo largo de una dirección de "anchura" del componente 110, que ha de entenderse como la dirección perpendicular al plano de dibujo de la figura 1a.

Debido a la naturaleza estacionaria de la corona dentada 110 con respecto a la fase de satélite 120, generalmente una fuerza de par motor aplicada al árbol 123 del portador 122 puede dar como resultado generalmente fuerzas de compresión a lo largo del trazado de diente 115 de la corona dentada estacionaria 110 transportada a través de los satélites 121a, 121b, 121c. Para un par motor sustancialmente constante en el espacio que actúa sobre el árbol 123, sin embargo, la distribución de fuerzas resultante a lo largo del trazado de diente 115 puede variar dependiendo de la posición de los satélites 121a, 121b, 121c individuales. Por ejemplo, las fuerzas de compresión resultantes que actúan sobre cualquier flanco de dientes que están enganchados actualmente con el satélite 121a, pueden ser significativamente mayores en comparación con las fuerzas asociadas transmitidas por los satélites 121b, 121c para las condiciones de par motor dadas de modo que generalmente la distribución de carga con respecto al par motor de entrada dado a lo largo del trazado de diente 115 del componente estacionario 110 difiere a lo largo del trazado de diente 115. Por consiguiente, la curvatura resultante de los dientes para un perfil de flanco igual dado también dará como resultado de manera convencional una desviación de forma diferente de modo que, por ejemplo, en una sección 115a del trazado de diente 115 puede producirse como resultado una fatiga prematura de los dientes de la corona dentada 110. Según los principios dados a conocer en el presente documento, sin embargo, los perfiles de flanco de los dientes varían a lo largo del trazado de diente 115, preferiblemente en correlación con las distribuciones de fuerza esperadas asociadas con una o más condiciones de carga predecibles. Por ejemplo, puede aplicarse una corrección de trazado de diente apropiada de modo que se tenga en consideración el aumento de fuerzas de compresión en la sección 115a en comparación con las secciones 115b, 115c en las que, para la deposición de la fase de satélite 120 tal como se muestra en la figura 1a, se producirá una cantidad de fuerzas de compresión significativamente reducida para la misma condición de par motor provocada por una fuerza externa que actúa sobre el árbol 123. Por consiguiente, adaptando de manera apropiada la corrección de trazado de diente global, es decir estableciendo diferentes perfiles de flanco en la sección 115a por un lado y las secciones 115b, 115c por otro lado, por ejemplo debido a la diferencia en la desviación de forma, puede obtenerse una distribución de carga apropiada. Ha de apreciarse que también puede establecerse una diferencia en el perfil de flanco de los dientes individuales (no mostrado) en cada sección 115a individual, dependiendo de la "resolución" posicional deseada de la corrección de trazado de diente variable. Por ejemplo, en algunas realizaciones ilustrativas, el perfil de flanco de cada diente se ajusta de manera individual basándose en su posición a lo largo del trazado de diente 115 y para una o más condiciones de carga inducidas externamente deseadas.

La figura 1b ilustra esquemáticamente una parte de la caja de engranajes 100 en mayor detalle. Tal como se ilustra, se muestra una parte de la corona dentada estacionaria 110 de modo que tiene una pluralidad de dientes 116a, ..., 116n colocados a lo largo del trazado de diente 115, como se comentó también anteriormente. Al menos algunos de los dientes 116a, ..., 116n tienen un perfil de flanco diferente y por tanto una geometría o configuración o forma diferente. Por ejemplo, el diente 116a tiene un primer perfil de flanco 117a que, como se comentó anteriormente, también puede variar a lo largo de una dirección de anchura, es decir, a lo largo de una dirección perpendicular al plano de dibujo de la figura 1b. Por otro lado, un segundo diente 116n tiene una forma o perfil de flanco 117n correspondiente, que difiere del perfil 117a. De manera similar, al menos algunos de los dientes 116b, 116c, ... pueden diferir en su perfil de flanco asociado, dependiendo de la posición del diente correspondiente a lo largo del trazado de diente 115. Por ejemplo, tal como se muestra en la figura 1b, algunos de los dientes 116a, ..., 116n tales como los dientes 116b, 116c, ... se encuentran engranados o en enganche con algunos de los dientes 126a, ..., 126m del satélite 121a. Así, los perfiles de los dientes 116b, 116c tienen correlación con la correspondiente posición circunferencial de estos dientes y por tanto pueden dar como resultado una mejor distribución de carga para una carga externa dada aplicada al engranaje 110 a través del satélite 121a, como se comentó anteriormente. Por ejemplo, los respectivos perfiles de flanco se seleccionan de manera que generalmente las condiciones de esfuerzo para los dientes 116b, 116c son similares en comparación con, por ejemplo, el diente 116n, cuando el satélite 121a se mueve a lo largo del trazado de diente 115, pero con las mismas condiciones de carga o par motor externas. Por ejemplo, en la posición indicada por la línea de trazos del satélite 121a para un perfil de flanco constante de los dientes 116a, ..., 116n se obtendría una distribución de carga significativamente diferente, como se comentó anteriormente, que sin embargo según el perfil de flanco adaptado de manera apropiada puede distribuirse por tanto de manera más uniforme de modo que tras varias rotaciones del satélite 121a, y cualquier satélite adicional no mostrado en la figura 1b, cada uno de los dientes 116a, ..., 116n de la corona dentada estacionaria 110 ha experimentado un esfuerzo mecánico muy similar.

Además, como se explicó anteriormente, cualquier diente intermedio entre los dientes 116a, ..., 116n puede tener un perfil de flanco adaptado de manera apropiada de modo que cumpla con las condiciones de carga variables a lo largo de la longitud del trazado de diente 115 para las una o más condiciones de carga específicas aplicadas a

través de los uno o más satélites 121a.

En algunas realizaciones ilustrativas también puede aplicarse una corrección de trazado de diente apropiada a los dientes 126a, ..., 126m que puede ser apropiada para al menos algunos de los perfiles de flanco individuales de los dientes 116a, ..., 116n de modo que se obtenga una distribución de carga deseada. Es decir, debido al diámetro y número reducido de los dientes 126a, ..., 126m en comparación con la corona dentada 110, los dientes del satélite 121a pueden tener que engancharse con diferentes tipos de perfiles de flanco. Por tanto, la correspondiente corrección de trazado de diente puede representar un “compromiso” adecuado de modo que se obtenga el grado deseado de distribución de carga, que viene determinado sustancialmente por el perfil de flanco adaptado de los dientes 116a, ..., 116n del engranaje 110. Dicho de otro modo, la corrección de trazado de diente para el satélite 121a puede depender de los perfiles de flanco variables de los dientes de la corona dentada 110. En otras realizaciones ilustrativas, dependiendo de la configuración de la caja de engranajes 100, la corrección de trazado de diente en el satélite 121a puede proporcionarse en secciones. Una longitud de sección puede corresponder a una longitud circunferencial del satélite 121a de modo que el subconjunto bien definido de los dientes 121a, ..., 126m en esa sección pueden engancharse con un subconjunto bien definido de los dientes correspondientes a la sección del trazado de diente 115 en consideración. Si la correspondiente corrección de trazado de diente a lo largo del trazado de diente 115 se repite “por secciones”, entonces también puede aplicarse una corrección de trazado de diente variable al satélite 121a, dado que en cada sección del trazado 115 sólo determinados dientes se engancharán entre sí de manera predecible, permitiendo de ese modo una mejor adaptación y distribución de carga.

La figura 1c ilustra esquemáticamente una parte de la caja de engranajes 100. Tal como se ilustra, una parte del dentado 110 se ilustra basándose en un diente 116a que tiene su perfil de flanco 117a asociado, que difiere del perfil de flanco 117n de un diente 116n adicional. En el ejemplo mostrado, la diferencia en los perfiles de flanco 117a, 117n puede obtenerse variando el tamaño de una superficie de contacto 118a, 118n de los dientes 116a, 116n, respectivamente. Cuando, por ejemplo, para un mejor equilibrado espacial de las condiciones de carga, es decir de la componente de fuerza de compresión que actúa sobre los diversos flancos de dientes 116a, 116n se requiere una reducción local de la presión mecánica resultante en el diente 116a, la correspondiente corrección de trazado de diente puede dar como resultado por tanto una superficie de contacto global mejorada cuando se engancha con un diente 126, tal como se indica mediante la superficie 118a. Por otro lado, el tamaño reducido de la superficie de contacto 118n puede ser apropiado por tanto para inducir sustancialmente el mismo esfuerzo mecánico global en el diente 116n para condiciones de par motor externas dadas, como se comentó anteriormente, mejorando de ese modo generalmente la robustez y la fiabilidad globales de la corona dentada 110. Ha de apreciarse que la adaptación de las correspondientes áreas superficiales de contacto 118a, 118n es sólo una de varias medidas con el fin de proporcionar los perfiles o formas de flanco 117a, 117n adaptados de manera individual. Por ejemplo, los flancos opuestos también pueden recibir correspondientes perfiles conformados de manera diferente y/o el perfilado a lo largo de la anchura de diente, es decir a lo largo de la dirección perpendicular al plano de dibujo de la figura 1c, puede adaptarse de manera individual para los dientes 116a, 116n, respectivamente. Ha de apreciarse que aplicar una adaptación de flanco de diente de manera individual para cada uno de los dientes 116a, ..., 116n puede implicar, en algunas realizaciones ilustrativas, la modificación de diferentes componentes de cada diente individual. Por ejemplo, en uno o más de los dientes puede perfilarse de manera apropiada sólo un flanco de diente, mientras que en otros dientes puede someterse a ambos flancos de diente a un proceso de perfilado de flanco dedicado.

Ha de apreciarse que puede obtenerse una progresión de fuerzas o condiciones de carga a lo largo del trazado de diente 115 del componente de engranaje estacionario 110 por medio de cálculo, experimentos y similares, en los que pueden usarse programas de simulación sofisticados para determinar las condiciones de esfuerzo mecánico en los diversos ángulos de posiciones a lo largo del trazado de diente 115, o pudiendo recopilarse, alternativa o adicionalmente a los cálculos de simulación, datos experimentales con el fin de obtener una correlación entre una condición de carga externa especificada, por ejemplo provocada por una inclinación de un rotor eólico, y la posición angular a lo largo del trazado de diente 115 de la corona dentada 110.

El ángulo de inclinación puede definirse como el ángulo entre el eje de la fase de satélite 120 y el eje de dicho componente de engranaje estacionario 110, o como el ángulo entre uno de los ejes de dicho engranaje giratorio 121a, 121b, 121c cuando interseca con el eje de dicho componente de engranaje estacionario 110. Cuando se contemplan los ejes de los engranajes giratorios 121a, 121b, 121c en lugar del eje de la fase de satélite 120, el ángulo de inclinación es el mismo, ya que los ejes de los engranajes giratorios 121a, 121b, 121c y el eje de la fase de satélite 120 son paralelos entre sí. Sin embargo, los ejes de los engranajes giratorios 121a, 121b, 121c sólo pueden intersecar con el eje del engranaje estacionario 110 dos veces durante la revolución alrededor del eje del engranaje estacionario 110, concretamente cuando pasa por la posición a 90° (posición a las 12h) y la posición a 270° (posición a las 18h). Para una mejor comprensión de la inclinación del eje de la fase de satélite 120 con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110, y los efectos debidos a la inclinación sobre el enganche entre los satélites 121a, 121b, 121c y la corona dentada estacionaria 110, a continuación se describirá un ejemplo comparativo con referencia particular a las figuras 2-5.

La figura 2 es una vista en sección axial de una caja de engranajes 100 según un ejemplo comparativo, en la que el eje de la fase de satélite 120 y los ejes de los satélites 121a, 121b, 121c, respectivamente, son paralelos al eje de la corona dentada estacionaria 110. En este caso, el eje de la fase de satélite 120 no está inclinado con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110. Los satélites 121a, 121b, 121c están soportados por un portasatélites 122,

que a su vez está acoplado mecánicamente al árbol 123 que puede soportar un rotor eólico. Puede aplicarse una fuerza de par motor del rotor eólico al árbol 123 desde el lado 0, que designa el lado de entrada de carga de la caja de engranajes 100. El árbol 133 del planeta 130 puede conectarse mecánicamente a una máquina eléctrica tal como un generador y similar en el lado 1, que designa el lado de salida de carga de la caja de engranajes 100.

5 La figura 3 es una vista en sección axial de una caja de engranajes 100 según el ejemplo comparativo de la figura 2, en la que el eje de la fase de satélite 120 y los ejes de los satélites 121a, 121b, 121c, respectivamente, están inclinados con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 con un ángulo de inclinación γ . La inclinación puede deberse a momentos de flexión y/o fuerzas de par motor aplicadas al árbol 123. En este caso, un plano abarcado por el eje de la fase de satélite 120 y el eje de la corona dentada estacionaria 110 puede incluir un vector de la fuerza de la gravedad y extenderse en dirección vertical. A continuación se explicarán, con referencia a las
10 figuras 4 y 5a-d, los efectos debidos a la inclinación sobre el enganche de engranaje entre uno de los satélites 121a y la corona dentada estacionaria 110 a lo largo del trazado de diente 115 en tales condiciones.

Tal como se observa en la figura 4, que es una vista A de la corona dentada estacionaria 110 de la caja de engranajes 100 representada en la figura 3 desde el lado de entrada de carga 0, la corona dentada estacionaria 110 está instalada en la caja de engranajes 100, definiendo un plano abarcado por el eje inclinado de la fase de satélite 120 y el eje del componente de engranaje estacionario 110 una posición a 90° (posición a las 12h) y una posición a 270° (posición a las 18h). Cuando la inclinación es resultado de la fuerza de la gravedad, por ejemplo debido al peso de un rotor eólico, el plano abarcado por el eje de la fase de satélite 120 y dicho componente de engranaje estacionario 110 puede incluir un vector de la fuerza de la gravedad. En un caso diferente, que no se muestra,
15 cuando la inclinación es resultado de otras fuerzas externas tales como cargas de viento o similares, el plano abarcado por el eje de la fase de satélite 120 y dicho componente de engranaje estacionario 110 puede no comprender el vector de la fuerza de la gravedad. En cualquier caso, la posición a 0° (posición a las 9h) está desfasada 90° en sentido horario con respecto al plano abarcado por el eje de la fase de satélite 120 y el eje del componente de engranaje estacionario 110 según se ve desde el lado de entrada de carga 0 de la caja de engranajes 100 y medido desde la posición de intersección de lado de carga del componente de engranaje estacionario 110 y dicho plano. Dado que el plano abarcado por el eje de la fase de satélite 120 y el engranaje estacionario 110 interseca y define dos posiciones sobre el componente de engranaje estacionario 110, la posición de intersección de lado de carga es la más cercana a la carga. En la posición a 0° , el ángulo φ se establece a 0° . Así, el ángulo φ se mide en sentido horario partiendo de esta posición a 0° según se ve desde el lado de entrada de
20 carga, tal como se define en la figura 4.

Las figuras 5a-d son vistas en perspectiva parciales A de la caja de engranajes 100 representada en la figura 3, que ilustran esquemáticamente los efectos de la inclinación del eje de uno de los satélites 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 en diversas posiciones del enganche entre el satélite 121a y la corona dentada estacionaria 110 a lo largo del trazado de diente 115. Por facilidad de descripción, sólo se muestran un diente 126 del satélite 121a y sólo un diente de la corona dentada estacionaria 110 en el estado de enganche. En mayor
35 detalle, la figura 5a muestra el satélite 121a enganchado con la corona dentada estacionaria 110 en la posición a 0° (posición a las 9h), la figura 5b muestra el satélite 121a enganchado con la corona dentada estacionaria 110 en la posición a 90° (posición a las 12h), la figura 5c muestra el satélite 121a enganchado con la corona dentada estacionaria 110 en la posición a 180° (posición a las 15h) y la figura 5d muestra el satélite 121a enganchado con la corona dentada estacionaria 110 en la posición a 270° (posición a las 18h).

Como se observa en la figura 5a, que representa la posición a 0° (posición a las 9h), la inclinación efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 en un plano generalmente radial debido a la influencia del ángulo de inclinación γ es cero, estando la oblicuidad efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 en un plano generalmente radial debido a la influencia del
45 ángulo de inclinación γ en su valor máximo. Por consiguiente, el diente 126 del satélite 121a y el diente 116a de la corona dentada estacionaria 110 entran en contacto entre sí sólo en el lado 1 y forman un hueco que aumenta en la dirección del lado 0. El lado 1 soporta toda la carga y se somete a un considerable esfuerzo de compresión.

Además, como se observa en la figura 5b, que representa la posición a 90° (posición a las 12h), la inclinación efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 debida a la influencia del ángulo de inclinación γ está en su valor máximo, mientras que la oblicuidad efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 debida a la influencia del ángulo de inclinación γ es cero. Por consiguiente, el diente 126 del satélite 121a y el diente 116a+i de la corona dentada estacionaria 110 pueden entrar en contacto entre sí a lo largo de una línea oblicua que está inclinada desde el lado 1 al lado 0.

Aun adicionalmente, como se observa en la figura 5c, que representa la posición a 180° (posición a las 15h), la inclinación efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 debida a la influencia del ángulo de inclinación γ es cero de nuevo, mientras que la oblicuidad efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 debida a la influencia del ángulo de inclinación γ está de vuelta en su valor máximo. Por consiguiente, el diente 126 del satélite 121a y el diente 116a+2i de la corona dentada estacionaria 110 entran en contacto entre sí sólo en el lado 0 y forman un hueco que aumenta en la dirección del
55 lado 1. En este caso, el lado 0 porta toda la carga y está sometido a un considerable esfuerzo de compresión.

Finalmente, como se observa en la figura 5d, que representa la posición a 270° (posición a las 18h), la inclinación efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 debida a la influencia del ángulo de inclinación γ está de vuelta en su valor máximo, mientras que la oblicuidad efectiva del eje del satélite 121a con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 debida a la influencia del ángulo de inclinación γ es cero otra vez. Por consiguiente, el diente 126 del satélite 121a y el diente 116a+3i de la corona dentada estacionaria 110 pueden entrar en contacto entre sí a lo largo de una línea oblicua que está inclinada desde el lado 0 al lado 1.

Resulta evidente que se aplican las mismas condiciones de enganche para cada uno de los satélites 121a, 121b, 121c cuando está en una de las posiciones de enganche identificadas anteriormente a lo largo del trazado de diente 115.

La invención permite un ajuste individual de los perfiles de flanco de diente de los dientes 116a, ..., 116n a lo largo del trazado de diente 115, ya que la orientación identificada anteriormente de la corona dentada estacionaria 110 en el estado de instalación y la carga que actúa sobre el árbol 123 que provocó la inclinación pueden determinarse de antemano. Por consiguiente, una cantidad global de compensación de flanco de diente para cada uno de los dientes 116a .. 116n a lo largo del trazado de diente 115 como función de, por ejemplo, la inclinación entre el eje de la fase de satélite 120 y el eje del componente de engranaje estacionario 110, el ángulo de posición φ de cada diente a lo largo del trazado de diente 115 y otros factores también podrían determinarse de antemano. La cantidad global de compensación de flanco de diente para los flancos de diente y perfiles de flanco de diente, respectivamente, de los dientes 116a, ..., 116n de la corona dentada estacionaria 110 a lo largo del trazado de diente 115 puede calcularse según la siguiente fórmula (I):

$$\Delta f_{\varphi} = \sin \varphi * f_{\gamma} * \sin \alpha_{wt} + \cos \varphi * f_{\gamma} * \cos \alpha_{wt} \quad (I)$$

en la que

φ = ángulo de la posición del diente que ha de ajustarse a lo largo del trazado de diente 115, midiéndose el ángulo en sentido horario en relación con el eje central del componente de engranaje estacionario 110 según se ve desde el lado de entrada de carga 0 de la caja de engranajes 100, siendo la posición que representa el ángulo de posición φ de 0° una posición que está desfasada 90° en sentido horario con respecto a una posición de intersección de lado de carga del plano abarcado por el eje de la fase de satélite 120 y el eje del componente de engranaje estacionario 110, y el componente de engranaje estacionario 110, según se ve desde el lado de entrada de carga 0 de la caja de engranajes 100, tal como se muestra en la figura 4;

f_{γ} = cantidad de desviación angular de línea de flanco efectiva debida a la influencia de la inclinación γ , el eje de la fase de satélite 120 y el eje del componente de engranaje estacionario 110, siendo $f_{\gamma} = b * \tan(\gamma)$ y correspondiendo b a la anchura del diente a lo largo de una dirección axial de dicho componente de engranaje estacionario 110, pudiendo calcularse la cantidad de desviación angular de línea de flanco efectiva f_{γ} según la norma DIN 3964 de noviembre de 1980, por ejemplo;

α_{wt} = ángulo de presión de trabajo del enganche de engranaje entre uno de los engranajes giratorios 121a, 121b, 121c y el componente de engranaje estacionario 110, que puede identificarse, por ejemplo, según la fórmula (21.3/17) del manual "Maschinenelemente Band II - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe"; Niemann, Gustav; 2ª edición revisada 1983, Springer-Verlag; y

Δf_{φ} = cantidad global de compensación de flanco de diente debida a la influencia de los parámetros φ , f_{γ} y α_{wt} .

La cantidad global de compensación de flanco de diente Δf_{φ} representa la desviación con respecto a una línea de flanco regular que puede calcularse para flancos de diente y perfiles de flanco de diente, respectivamente, tal como se describe en la sección 21.4.5 b) del manual "Maschinenelemente Band II - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe"; Niemann, Gustav; 2ª edición revisada 1983, Springer-Verlag, en consideración a las normas DIN 3960 a 3967 vigentes en noviembre de 1980 y las normas a las que hace referencia su contenido.

Según la invención, los perfiles de flanco de diente de los dientes 116a, ..., 116n de la corona dentada estacionaria 110 a lo largo del trazado de diente 115 se ajustan de manera individual de modo que se compense la inclinación del eje de la fase de satélite 120 con respecto al eje de la corona dentada estacionaria 110 debida a la influencia de una carga externa. Por tanto, puede garantizarse un contacto de enganche óptimo entre los satélites 121a, 121b, 121c y la corona dentada estacionaria 110 en toda posición de enganche a lo largo del trazado de diente 115. Así, pueden transmitirse cargas mecánicas entre los satélites 121a, 121b, 121c y la corona dentada estacionaria 110 de manera más uniforme, de manera que pueden reducirse picos locales de esfuerzo de compresión y la vida útil de funcionamiento de la caja de engranajes 100 aumenta significativamente.

La figura 6 ilustra esquemáticamente un aerogenerador 250, que puede comprender una máquina eléctrica 253 que está acoplada mecánicamente a un rotor eólico 251 a través de una caja de engranajes 200, que puede tener una configuración como se comentó anteriormente con referencia a la caja de engranajes 100. Es decir, la caja de engranajes 200 en algunas realizaciones ilustrativas comprende una corona dentada estacionaria 210 que tiene prevista en su interior una corrección de trazado de diente apropiada que varía a lo largo de la dirección

circunferencial de la corona dentada 210, como se describió anteriormente. Además, la caja de engranajes 200 puede comprender cualquier componente adicional, tal como una fase de satélite de la que sólo se ilustra esquemáticamente un portador 222 en la figura 6. Por tanto, el rotor eólico 251 está acoplado mecánicamente a través de un árbol 252 al portador 222, que a su vez transmite carga mecánica a la corona dentada estacionaria 210.

5 Por consiguiente, debido a la orientación sustancialmente horizontal del árbol 252 puede producirse una cierta inclinación del árbol 252 provocada por el rotor eólico 251, por ejemplo provocada por el peso del rotor eólico 251 en combinación con cualquier carga de viento externa. La máquina eléctrica 253 y la caja de engranajes 200 están alojadas en un alojamiento o góndola 254, que a su vez está colocada sobre una torre 255, estando la góndola 254 unida de manera giratoria a la torre 255 por medio de un sistema de orientación, que puede comprender un sistema
10 de engranajes 200b y un conjunto de accionamiento 256, pudiendo en algunas realizaciones ilustrativas el sistema de engranajes 200b comprender al menos un engranaje "estacionario" 210b, debiendo apreciarse que el término "estacionario" puede referirse a una disposición en la que el engranaje 210b está fijado en relación con la góndola 254 o la torre 255.

15 Por consiguiente, dotando a la corona dentada estacionaria 210 de la corrección de trazado de diente variable, como se comentó anteriormente, puede conseguirse un mejor rendimiento y durabilidad de la caja de engranajes 200 dado que una cierta condición de carga, por ejemplo un cierto ángulo de inclinación γ del árbol 252, puede tenerse en consideración a la hora de diseñar la caja de engranajes 200. Por consiguiente, para al menos una condición de carga provocada por influencias externas, tales como el ángulo de inclinación γ , puede conseguirse una distribución de carga mejorada dentro de la caja de engranajes 200 permitiendo de ese modo el procesamiento de potencias de
20 entrada mecánicas superiores para un volumen y peso dados de la caja de engranajes 200 en comparación con los dispositivos convencionales. Por tanto, para una familia dada de turbinas eólicas 250 puede usarse una especificación de potencia mayor, o en otros casos para una especificación de potencia dada, puede reducirse el tamaño global y por tanto el peso de la caja de engranajes 200 sin afectar negativamente a la durabilidad y el rendimiento.

25 En otras realizaciones ilustrativas, adicional o alternativamente a dotar a la caja de engranajes 200 de la corona dentada 210 que tiene la corrección de trazado de diente dependiente de la posición, el componente estacionario 210b del sistema de orientación puede estar dotado de una corrección de trazado de diente variable. Por ejemplo, la turbina eólica 250 puede colocarse en un entorno en el que está presente una dirección del viento preferida. En este caso, la distribución de carga a lo largo del trazado de diente del engranaje 210b también puede diferir
30 significativamente cuando se realiza un promedio a lo largo de intervalos de tiempo prolongados, mientras que al mismo tiempo puede tener que realizarse cualquier corrección de ángulo pequeña dentro de una sección específica del engranaje 210b. En otros casos, el engranaje 210b puede ser estacionario con respecto a la góndola 254 de modo que tras orientar la góndola 254 con respecto a la dirección del viento también puede producirse una distribución de carga sustancialmente desequilibrada a lo largo del trazado de diente del engranaje 210b. Aunque
35 generalmente la potencia mecánica transmitida puede ser significativamente menor en comparación con la potencia transmitida por la caja de engranajes 200, puede conseguirse un mejor rendimiento y durabilidad para un tamaño y peso dados del sistema de engranajes 200b basándose en conceptos similares aplicando una corrección de trazado de diente dependiendo de la posición angular dentro del engranaje 210b.

40 La figura 7 ilustra esquemáticamente una herramienta de proceso 360 que es apropiada para realizar una corrección de trazado de diente dependiente de la posición y/o para fabricar dientes de un componente de engranaje 310, variando la configuración de diente a lo largo del trazado de diente según una distribución de perfil de flanco objetivo especificada. En algunas realizaciones ilustrativas la herramienta de proceso 360 representa una herramienta para
45 rectificado configurada para realizar un proceso de rectificación o proceso de retirada de material controlados con el fin de conformar o modificar un cierto patrón en el componente de engranaje 310. Por ejemplo, la herramienta de proceso 360 comprende un sistema de accionamiento 362, que puede permitir el movimiento de una herramienta para rectificado 369 a lo largo de varios ejes espaciales, por ejemplo tal como se indica mediante un eje de altura 363, un eje de traslación 364 y un eje de rotación 365. Ha de apreciarse que la herramienta de proceso 360 comprende cualquier componente apropiado, por ejemplo basándose en herramientas para rectificado convencionales y bien establecidas, que sin embargo no se muestran en la figura 7. Además, la herramienta de
50 proceso 360 comprende un elemento de sujeción o plataforma de pieza de trabajo 367, que está configurada de manera apropiada para recibir el engranaje 310 en un estado sustancialmente no procesado o un estado preprocesado con respecto a cualquier diente que ha de formarse o modificarse en el engranaje 310. Con este fin, el elemento de sujeción de piezas de trabajo 367 puede comprender un conjunto de accionamiento apropiado (no mostrado) con el fin de proporcionar un movimiento de rotación a lo largo de un eje de rotación, tal como se indica mediante 366. Por consiguiente, iniciando de manera apropiada un movimiento relativo entre la herramienta para
55 rectificado 369 y el engranaje 310, la circunferencia exterior del engranaje 310 puede conformarse o dotarse de un patrón según la configuración de diente básica de la herramienta 369. Con este fin, la herramienta de proceso 360 comprende una unidad de control 361, que aplica señales de control apropiadas al conjunto de accionamiento 362 y al elemento de sujeción de piezas de trabajo 367. Por consiguiente, durante el funcionamiento de la herramienta 367 en algunas realizaciones ilustrativas puede generarse una configuración básica de dientes correspondientes en el
60 engranaje 310 tras lo cual, en estrategias convencionales, se aplica una etapa de fabricación adicional de modo que se modifiquen los perfiles de flanco de los dientes generados previamente según un perfil de flanco objetivo deseado. Según los principios dados a conocer en el presente documento, se proporcionan datos de control

apropiados 370 a la unidad de control 361 de modo que se permita una corrección de trazado de diente específica para al menos algunas posiciones diferentes a lo largo del trazado de diente del engranaje 310. Con este fin, los datos de control 370 pueden comprender datos apropiados para generar señales de control, que a su vez pueden provocar que el conjunto de accionamiento 362 modifique la forma de diente básica según un perfil objetivo deseado 371, que puede obtenerse basándose en cálculo y experimentos, como por ejemplo se comentó anteriormente. En algunas realizaciones ilustrativas, el conjunto de datos de control 370 está configurado de manera apropiada para permitir la adaptación individual de cada diente previsto en el engranaje 310. Por ejemplo, al controlar y monitorizar los movimientos de rotación 365, 366, pueden controlarse la traslación 364 y el desplazamiento en la dirección de altura 363 de manera que se obtenga una forma deseada para cada diente, de modo que se cumpla con el perfil objetivo 371.

En otras realizaciones ilustrativas, adicional o alternativamente a controlar el movimiento relativo entre el engranaje 310 y la herramienta para rectificado 369 basándose en el conjunto de datos de control 370, la colocación del engranaje 310 en el elemento de sujeción de piezas de trabajo 367 puede “modularse” de manera apropiada, por ejemplo modificando las coordenadas de posición para el engranaje 310, al menos en una dirección. Por ejemplo, proporcionando una superficie modificada intencionadamente del elemento de sujeción 367, se hacen variar las coordenadas de posición de al menos algún punto del engranaje 310, por ejemplo sustancialmente en altura, tal como se indica mediante el elemento de colocación 368, “superponiendo” de ese modo un componente adicional a la hora de mover el engranaje 310 relativamente a la herramienta para rectificado 369 con el funcionamiento de la herramienta de proceso 360. Por ejemplo, al rotar el elemento de sujeción 367, debido al elemento de colocación 368, se modera un cierto grado de “tambaleo” en el movimiento de rotación 366 permitiendo de ese modo una correspondiente modificación de la corrección de trazado de diente resultante, incluso si la unidad de control 361 puede proporcionar señales de control que pueden corresponder a una corrección de trazado espacialmente constante convencional. Por consiguiente, seleccionando de manera apropiada el tamaño y la forma del elemento de colocación 368 o fijando el engranaje 310 de una manera modificada apropiada sobre la plataforma de pieza de trabajo 367, puede conseguirse un perfil deseado a lo largo del trazado de diente del engranaje 310.

En aun otras realizaciones ilustrativas, la colocación del engranaje 310 puede ajustarse de modo que se desvíe de la posición regular, mientras que al mismo tiempo pueden aplicarse datos de control apropiados 370 que, por sí mismos, pueden dar como resultado una corrección de trazado variable de manera circunferencial, de modo que el efecto combinado puede producir así el perfil objetivo deseado para cada uno de los dientes del engranaje 310. De esta manera, puede obtenerse una mejor flexibilidad, por ejemplo “extendiendo” el grado de modulación, que por ejemplo puede quedar restringido por el rango disponible de movimiento del conjunto de accionamiento 362, dado que colocando de manera apropiada el engranaje 310 se obtiene un grado de libertad adicional al ajustar la corrección de trazado de diente finalmente deseada.

La presente invención no se limita a disposiciones que implican una corona dentada como componente de engranaje estacionario sino que, del mismo modo, se aplica a disposiciones que implican un portasatélites estacionario o un planeta estacionario u otro engranaje de la caja de engranajes como componente de engranaje estacionario, dado que la fórmula (I) sigue siendo válida para tales disposiciones alternativas.

REIVINDICACIONES

1. Caja de engranajes (100) que comprende

un componente de engranaje estacionario (110) que tiene una pluralidad de dientes (116a, ..., 116n) conformados a lo largo de un trazado de diente (115), difiriendo al menos algunos de dicha pluralidad de dientes (116a, ..., 116n) en sus perfiles de flanco de diente al menos en una fase inicial de una vida útil de funcionamiento de dicha caja de engranajes (100), y

al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) acoplado mecánicamente a un subconjunto de dichos dientes,

en la que dicho al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) está conectado a una carga mecánica para provocar fuerzas de compresión que actúan sobre dicho flanco de dientes (116a, ..., 116n) de dicho componente de engranaje estacionario (110) que varían a lo largo de dicho trazado de diente (115) durante el movimiento de dicho al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c),

en la que una diferencia en los perfiles de flanco de diente de dichos al menos algunos de dicha pluralidad de dientes (116a, ..., 116n) tiene correlación con dicha variación de dichas fuerzas de compresión, y

en la que dichos perfiles de flanco de diente se ajustan de manera individual como función de la siguiente fórmula:

$$\Delta f_{(\varphi)} = \text{sen } \varphi * f_{\gamma} * \text{sen } \alpha_{wt} + \text{cos } \varphi * f_{\gamma} * \text{cos } \alpha_{wt}$$

en la que

φ = ángulo de la posición del diente que ha de ajustarse a lo largo de dicho trazado de diente (115), midiéndose el ángulo preferiblemente en sentido horario en relación con el eje central del componente de engranaje estacionario (110) según se ve desde el lado de entrada de carga (lado 0) de la caja de engranajes (100), siendo la posición que representa un ángulo φ de 0° lo más preferiblemente una posición que está desfasada 90° en sentido horario con respecto a una posición de intersección de lado de carga de un plano abarcado por el eje de dicho engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) y por el eje de dicho componente de engranaje estacionario (110) cuando intersecan, y dicho componente de engranaje estacionario (110), según se ve desde el lado de entrada de carga (lado 0) de la caja de engranajes (100);

f_{γ} = cantidad de desviación angular de línea de flanco efectiva debida a la influencia de la inclinación (γ) del eje de dicho engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) cuando interseca con el eje de dicho componente de engranaje estacionario (110), siendo $f_{\gamma} = b * \tan(\gamma)$ y correspondiendo b a la anchura del diente a lo largo de una dirección axial de dicho componente de engranaje estacionario (110);

α_{wt} = ángulo de presión de trabajo del enganche de engranaje entre dicho engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) y dicho componente de engranaje estacionario (110); y

$\Delta f_{(\varphi)}$ = cantidad global de compensación de flanco de diente debida a la influencia de los parámetros φ , f_{γ} y α_{wt} .

2. Caja de engranajes según la reivindicación 1, que está configurada para cumplir al menos uno de los siguientes requisitos:

a. dicho componente estacionario (110) es una corona dentada de una fase de engranaje planetario.

b. dicho al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) es uno de una pluralidad de satélites de dicha fase de engranaje planetario enganchada con dicha corona dentada (110).

c. dicho al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) está configurado para acoplarse a un rotor de un aerogenerador.

d. la caja de engranajes (100) comprende además al menos un engranaje giratorio adicional (130) enganchado con dicho al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) y acoplado mecánicamente a un generador de dicho aerogenerador.

e. dicho componente de engranaje estacionario (110) forma parte de un tren de accionamiento para hacer girar una góndola de un aerogenerador.

f. dicha caja de engranajes (100) está configurada para transferir una potencia mecánica de 100 kW o superior.

3. Método para fabricar un componente de engranaje estacionario (110) de una caja de engranajes (100) que

ha de engancharse con al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) de dicha caja de engranajes (100), comprendiendo dicho método:

5 ajustar un perfil de flanco de dientes (116a, ..., 116n) de dicho componente de engranaje estacionario (110) de modo que difiera, para al menos algunos de los dientes (116a, ..., 116n), a lo largo de un trazado de diente (115) de dicho componente de engranaje estacionario (110),

10 en el que ajustar un perfil de flanco de dientes (116a, ... , 116n) de dicho componente de engranaje (110) comprende determinar una distribución de fuerzas a lo largo de dicho trazado de diente (115) para un perfil de flanco dado para cada uno de dichos dientes (116a, ..., 116n) y adaptar el perfil de flanco de dichos al menos algunos de dichos dientes (116a, ..., 116n) en correlación con dicha distribución de fuerzas determinada, y

en el que determinar dicha distribución de fuerzas comprende determinar fuerzas de par motor que actúan sobre dicho componente de engranaje estacionario (110) a través de dicho al menos un engranaje giratorio (121a, 121b, 121c) cuando se acopla a un árbol sustancialmente horizontal de un rotor eólico.

15 4. Método según cualquiera de la reivindicación 3, en el que ajustar un perfil de flanco de dichos dientes (116a, ..., 116n) comprende establecer un movimiento relativo entre dicho componente de engranaje estacionario (110) y una herramienta de retirada de material y realizar un proceso de retirada de material de modo que se conformen dichos al menos algunos dientes que difieren en sus perfiles de flanco.

20 5. Método según la reivindicación 4, en el que ajustar un perfil de flanco de dichos dientes (116a, ..., 116n) comprende además establecer un conjunto de datos de control basándose en un perfil de flanco objetivo de cada uno de dichos dientes y controlar dicho movimiento relativo usando dicho conjunto de datos de control.

25 6. Método según la reivindicación 4 ó 5, en el que ajustar un perfil de flanco de dichos dientes (116a, ..., 116n) comprende además colocar dicho componente de engranaje estacionario (110) sobre un soporte de una herramienta de retirada de material de modo que se obtengan diferentes coordenadas de posición de dicho componente de engranaje estacionario (110) a lo largo de al menos una dirección espacial para al menos dos ubicaciones diferentes a lo largo de dicho trazado de diente.

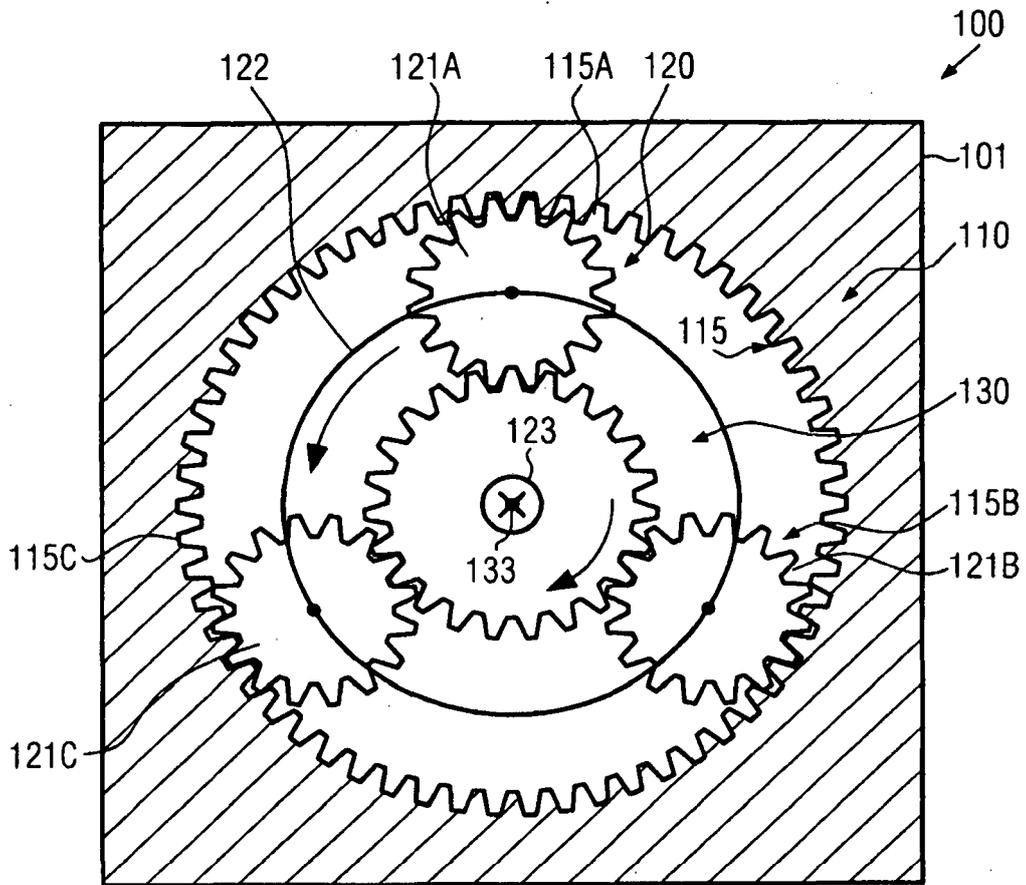


FIG. 1a

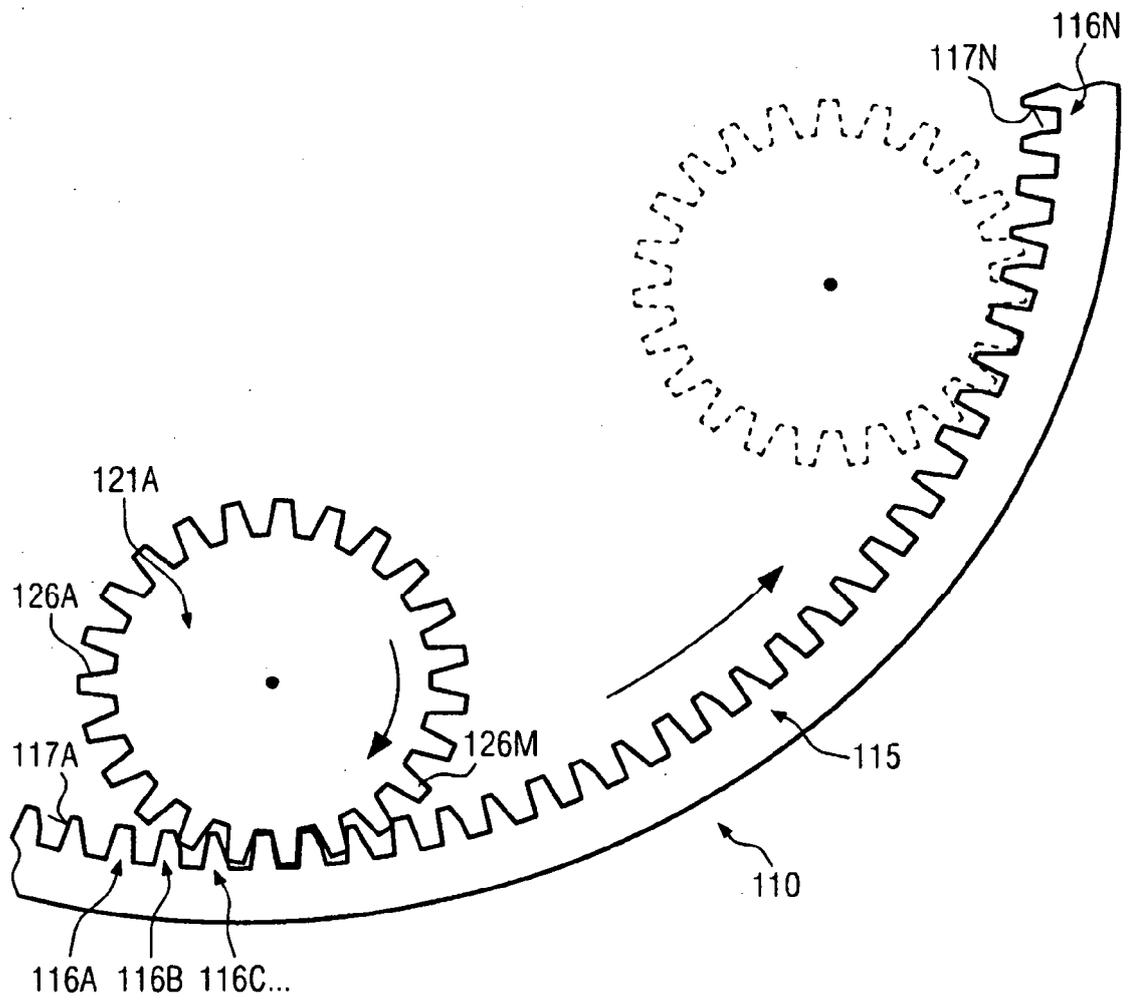


FIG. 1b

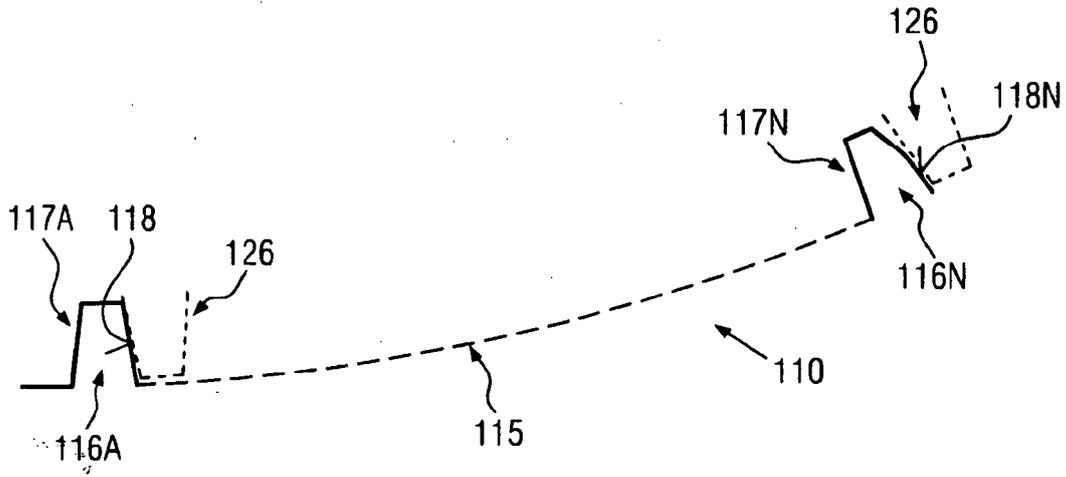


FIG. 1c

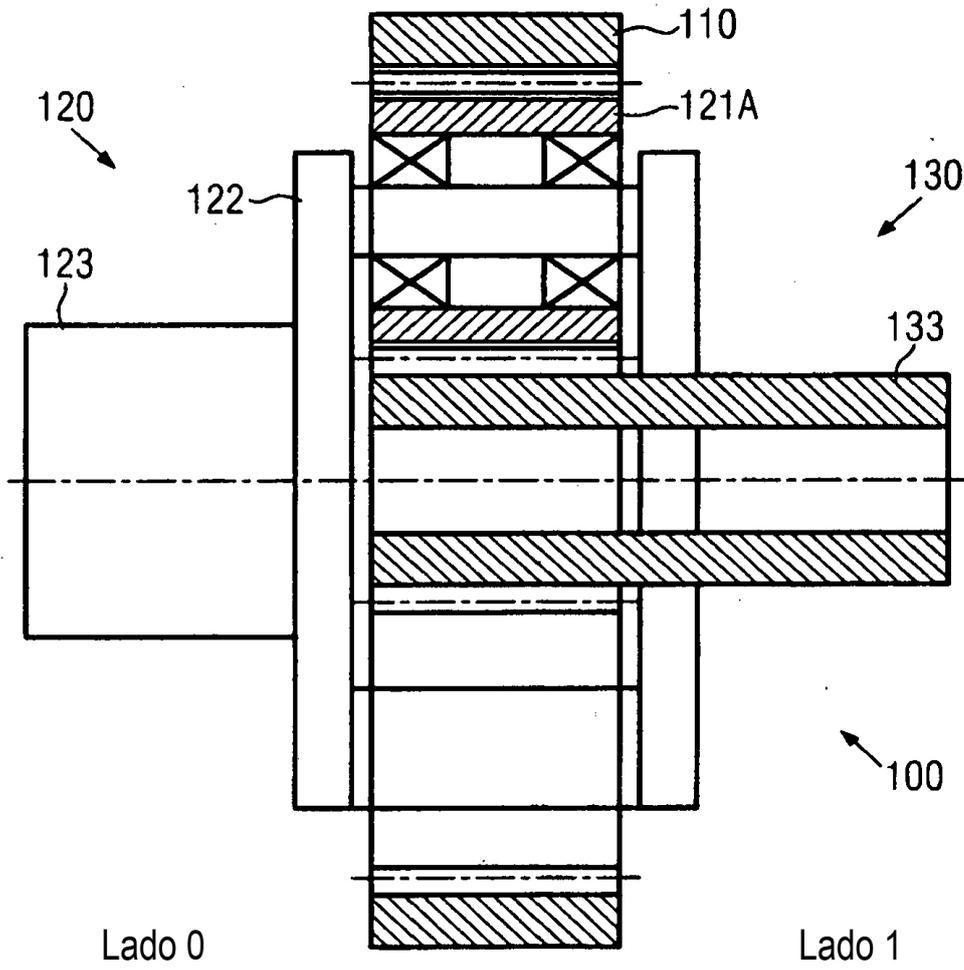


FIG. 2

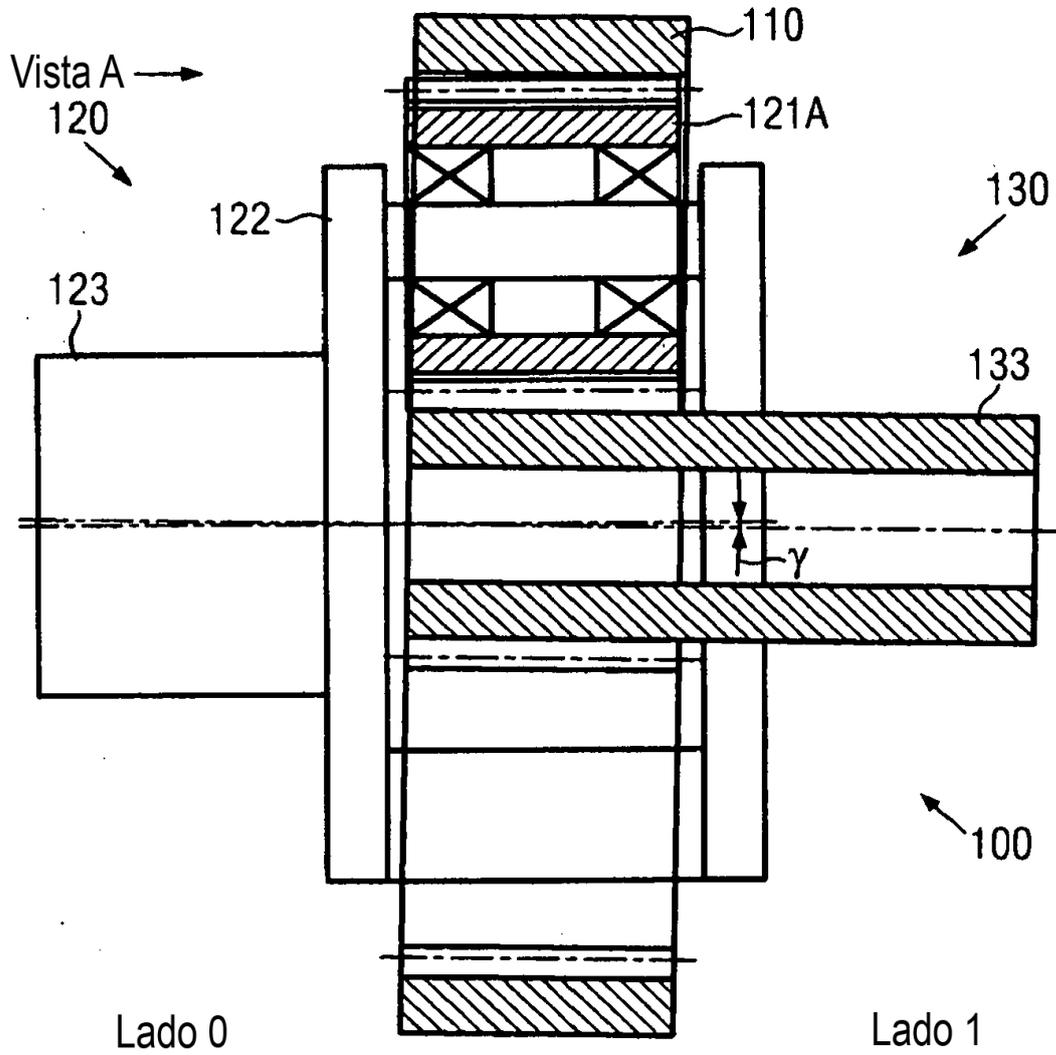


FIG. 3

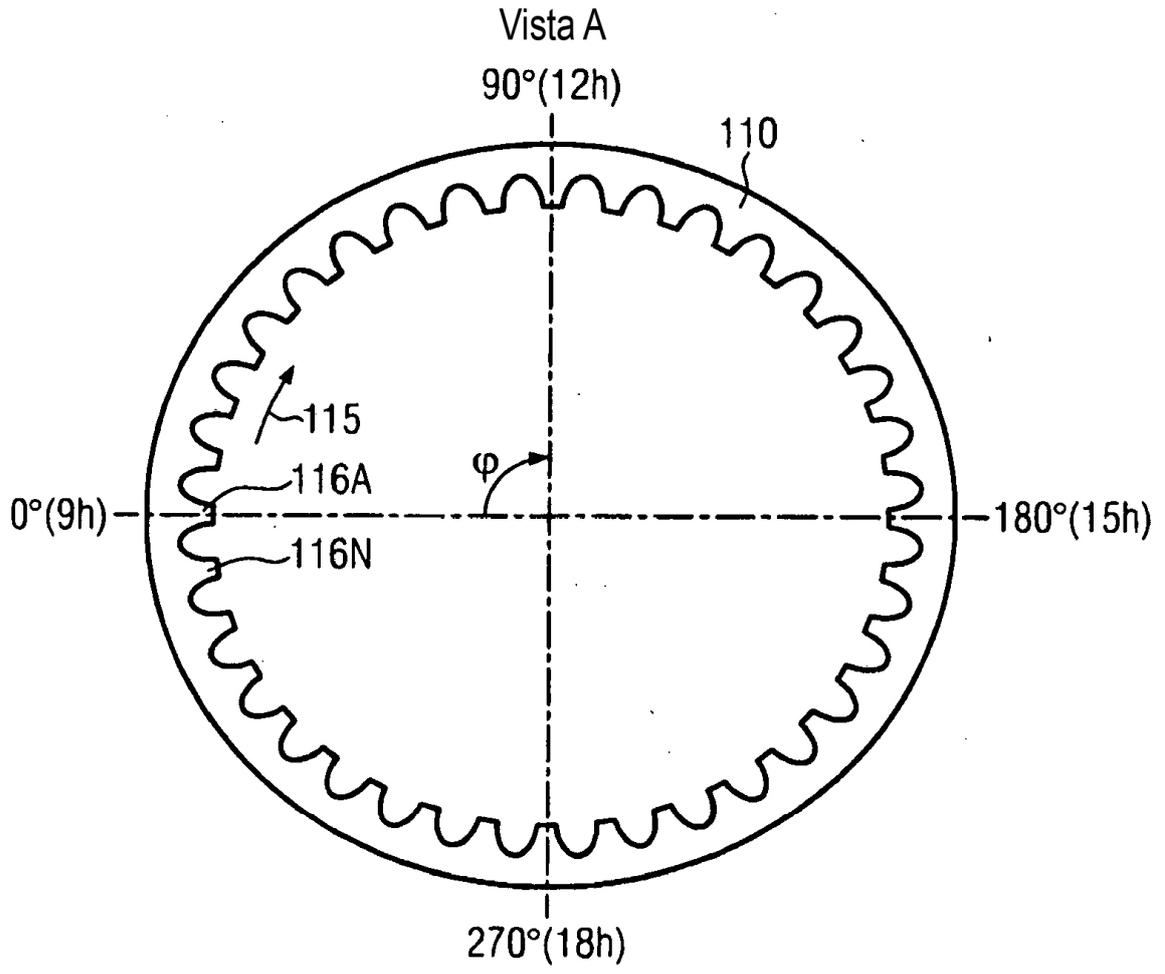


FIG. 4

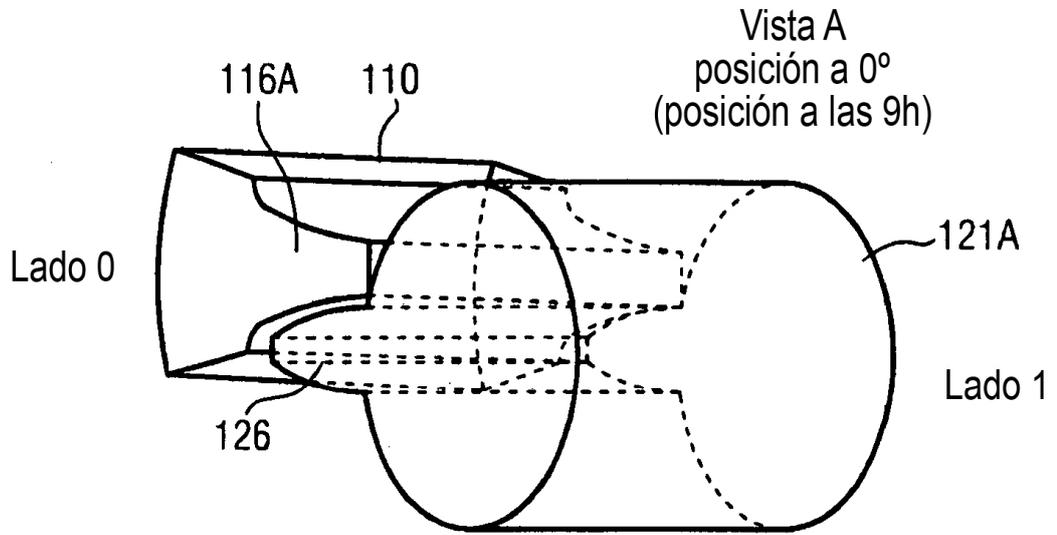


FIG. 5a

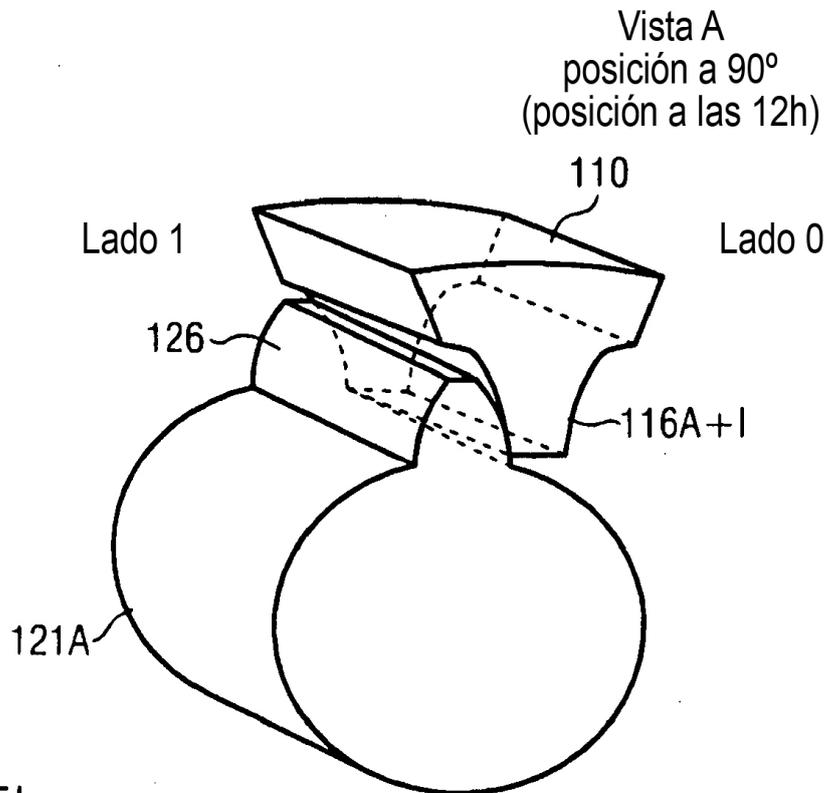


FIG. 5b

Vista A
posición a 180°
(posición a las 15h)

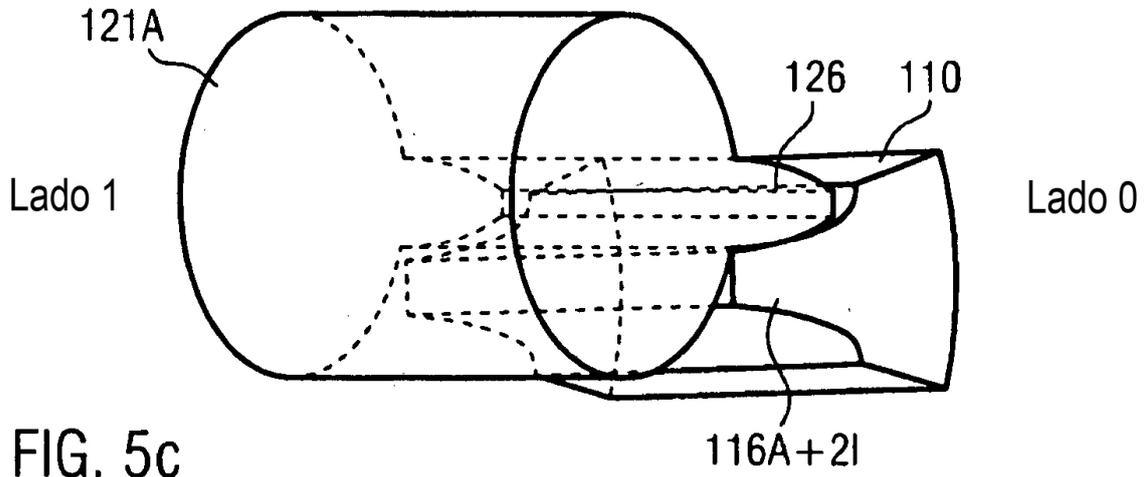


FIG. 5c

Vista A
posición a 270°
(posición a las 18h)

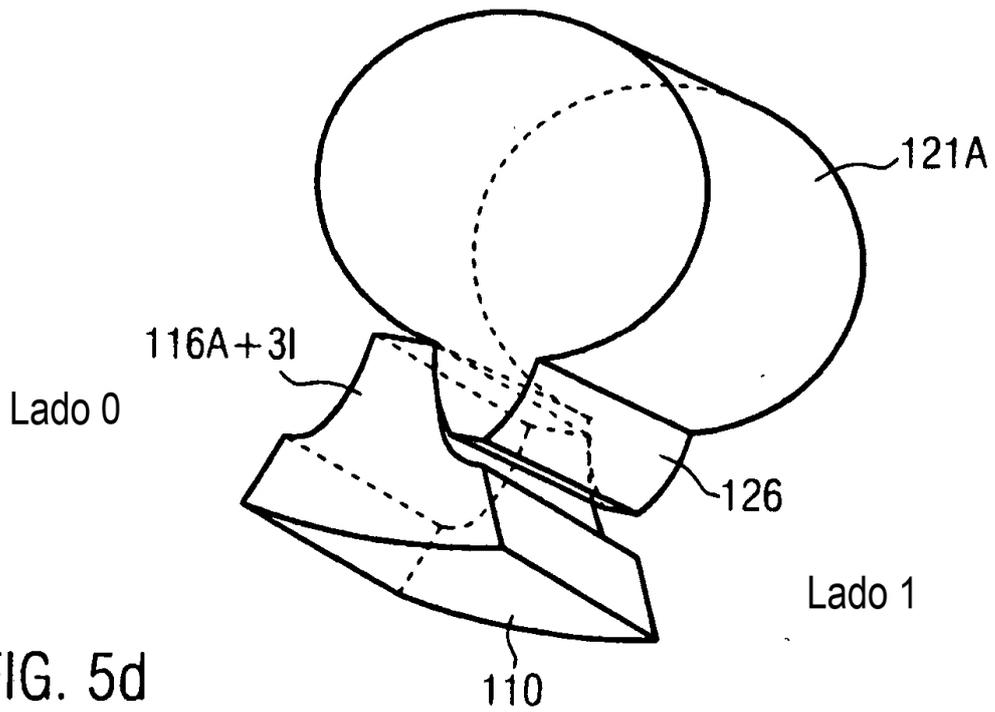


FIG. 5d

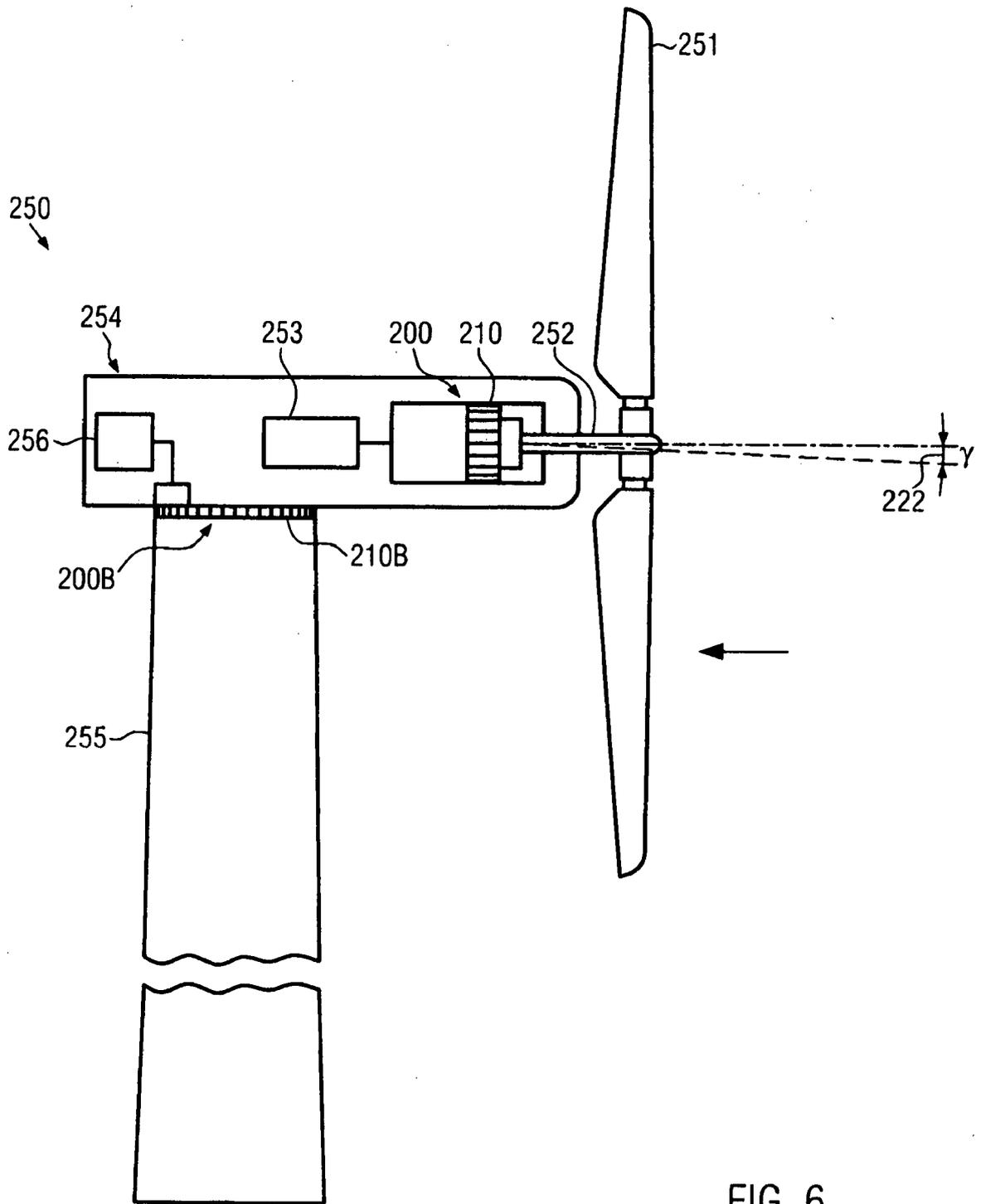


FIG. 6

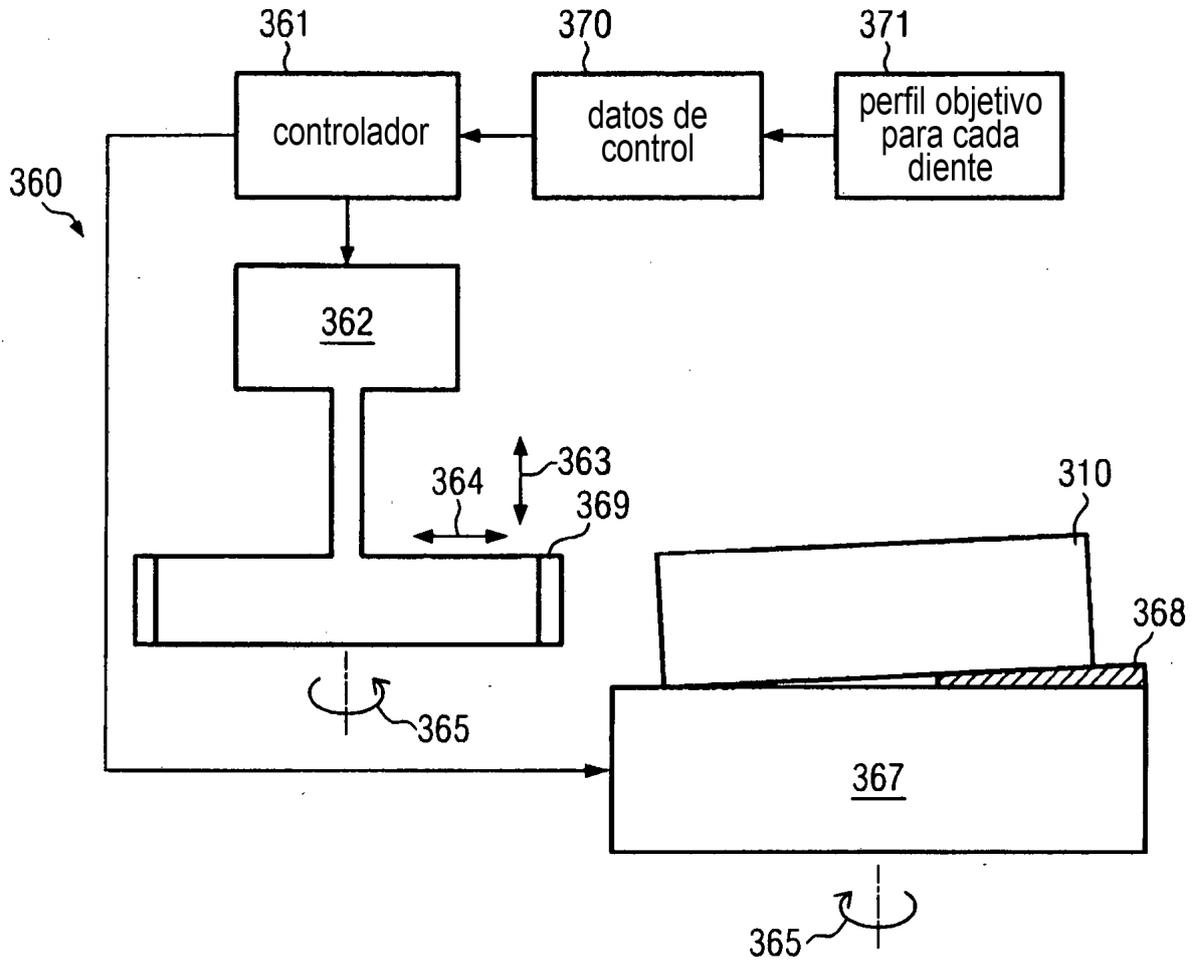


FIG. 7