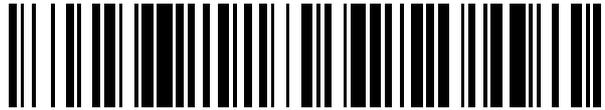


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 439 544**

51 Int. Cl.:

**F03D 11/02** (2006.01)

**H02K 7/116** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.03.2010 E 10717019 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **25.09.2013 EP 2411670**

54 Título: **Instalación de obtención de energía, particularmente turbina eólica**

30 Prioridad:

**26.03.2009 AT 4892009**

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

**23.01.2014**

73 Titular/es:

**HEHENBERGER, GERALD (100.0%)  
Kinkstrasse 30  
9020 Klagenfurt, AT**

72 Inventor/es:

**HEHENBERGER, GERALD**

74 Agente/Representante:

**ROEB DÍAZ-ÁLVAREZ, María**

**ES 2 439 544 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**

Instalación de obtención de energía, particularmente turbina eólica

5 La invención se refiere a una instalación de obtención de energía, particularmente una turbina eólica con un árbol de accionamiento, un generador y con un engranaje diferencial con dos accionamientos o árboles secundarios, estando unido un primer accionamiento con el árbol de accionamiento, un árbol secundario con un generador y un segundo accionamiento con un accionamiento diferencial, siendo el engranaje diferencial un engranaje planetario con ruedas planetarias.

10 Los aerogeneradores cada vez tienen más importancia como instalaciones de generación de electricidad. Por ello aumenta continuamente la parte porcentual de la generación de corriente mediante viento. Esto a su vez causa, por un lado, nuevos estándares con respecto a la calidad de la corriente y, por otro lado, una tendencia a turbinas eólicas aún mayores. Al mismo tiempo se puede ver una tendencia hacia turbinas eólicas costa afuera que requieren tamaños de instalación con una potencia instalada de al menos 5 mW. Debido a los elevados costes de infraestructura y mantenimiento o reparación de las turbinas eólicas en el ámbito costa afuera adquieren en este caso una importancia particular tanto el grado de eficacia como los costes de producción de las instalaciones con el uso relacionado con esto de generadores sincrónicos de tensión media.

15 El documento WO2004/109157 A1 muestra un concepto "de varias vías" hidrostático complejo con varios niveles diferenciales paralelos y varios acoplamientos conmutables, por lo que se puede conmutar entre las vías individuales. Con la solución técnica mostrada se pueden reducir la potencia y, por tanto, las pérdidas de hidrostática. Sin embargo, es una desventaja considerable la estructura complicada de toda la unidad. Además, la conmutación entre los niveles individuales representa un problema durante la regulación de la turbina eólica.

20 El documento EP 1283359 A1 muestra un engranaje diferencial de 1 nivel y uno de varios niveles con accionamiento diferencial eléctrico, presentando la versión de 1 nivel un generador de corriente trifásico especial colocado coaxialmente alrededor del árbol de entrada con elevadas revoluciones por minuto nominales que debido a la forma constructiva tiene un momento de inercia de masa extremadamente alto con respecto al árbol del rotor. Como alternativa se propone un engranaje diferencial de varios niveles con un generador de corriente trifásico convencional de marcha rápida que está alineado en paralelo con respecto al árbol de entrada del engranaje diferencial.

25 Ciertamente, estas soluciones técnicas permiten la conexión directa de generadores sincrónicos de tensión media a la red (es decir, sin empleo de convertidores de frecuencia), sin embargo, las desventajas de las realizaciones conocidas, por un lado, son elevadas pérdidas en el accionamiento diferencial o, por otro lado, en conceptos que resuelven ese problema, una mecánica compleja o construcción de maquinaria eléctrica especial y, por tanto, costes elevados. En general se constata que los criterios relevantes para los costes, tales como, por ejemplo, regulación óptima y tamaño del accionamiento diferencial, no se han tenido en cuenta suficientemente.

30 Otro ejemplo se muestra en el documento EP1895158.

35 El objetivo de la invención es evitar sustancialmente las desventajas que se han mencionado anteriormente y poner a disposición una instalación de obtención de energía que garantice, además de los menores costes posibles, también un tamaño constructivo mínimo del accionamiento diferencial.

40 Este objetivo se resuelve, de acuerdo con la invención, al presentar las ruedas planetarias, respectivamente, dos ruedas dentadas que están unidas entre sí de forma resistente al giro y que presentan diferentes diámetros primitivos.

45 Por ello es posible una forma constructiva muy compacta y eficaz de la instalación con la que, además, se resuelven de forma óptima también los aspectos en cuanto a la técnica de regulación para la instalación de generación de energía, particularmente la turbina eólica.

50 Las formas de realización preferentes de la invención son objeto de las restantes reivindicaciones dependientes.

A continuación se describen detalladamente formas de realización preferentes de la invención con referencia a los dibujos adjuntos.

55 La Figura 1 muestra, para una turbina eólica de 5 MW de acuerdo con el estado de la técnica, la curva de potencia, las revoluciones por minuto del rotor y los parámetros característicos que se obtienen por ello, tales como la relación velocidad periférica/velocidad del viento y el coeficiente de potencia,

60 La Figura 2 muestra el principio de un engranaje diferencial con un accionamiento diferencial eléctrico de acuerdo con el estado de la técnica,

65

La Figura 3 muestra el principio de un accionamiento diferencial hidrostático con combinación de bomba/motor de acuerdo con el estado de la técnica,

5 La Figura 4 muestra las relaciones de revoluciones por minuto en el rotor de la turbina eólica y los pares de entrada máximos  $M_{m\acute{a}x}$  que se obtienen por ello para el accionamiento diferencial,

La Figura 5 muestra, a modo de ejemplo, de acuerdo con el estado de la técnica las relaciones de revoluciones por minuto y de potencia de un accionamiento diferencial eléctrico a lo largo de la velocidad del viento,

10 La Figura 6 muestra la curva característica de par/revoluciones por minuto de un accionamiento diferencial en el intervalo de carga parcial y en el intervalo de carga nominal para dos tipos distintos de funcionamiento,

15 La Figura 7 muestra el máximo momento permitido de inercia de masa del accionamiento diferencial para un factor de aplicación de  $f_A = 0,2$  y la comparación de la relación típica de momento de inercia de masa con respecto a momento nominal de servoaccionamientos altamente dinámicos de acuerdo con el estado de la técnica o accionamientos diferenciales de acuerdo con la presente invención,

20 La Figura 8 muestra la influencia del momento de inercia de masa del accionamiento diferencial y la pendiente de la curva característica del par sobre el comportamiento de regulación de la turbina eólica,

La Figura 9 muestra una posible variante de realización de un nivel diferencial en relación con la presente invención,

25 La Figura 10 muestra una variante de acuerdo con la invención de un nivel diferencial con engranaje planetario escalonado.

La potencia del rotor de una turbina eólica se calcula a partir de la fórmula potencia del rotor = superficie de rotor \* coeficiente de potencia \* velocidad del viento<sup>3</sup> \* densidad del aire / 2, siendo el coeficiente de potencia dependiente de la relación velocidad periférica/velocidad del viento (= relación de velocidad de punta de pala con respecto a velocidad del viento) del rotor de la turbina eólica. El rotor de una turbina eólica está diseñado para un coeficiente de potencia óptimo a base de una relación velocidad periférica/velocidad del viento a establecer durante el desarrollo (la mayoría de las veces, un valor entre 7 y 9). Por este motivo, durante el funcionamiento de la turbina eólica se tiene que ajustar en el intervalo de carga parcial revoluciones por minuto correspondientemente pequeñas para garantizar un grado de eficacia aerodinámico óptimo.

35 La Figura 1 muestra las relaciones para potencia de rotor, revoluciones por minuto de rotor, relación velocidad periférica/velocidad del viento y coeficiente de potencia para un intervalo de revoluciones por minuto máximo predefinido del rotor o una relación velocidad periférica/velocidad del viento óptima de 8,0~8,5. En el diagrama se puede ver que en cuanto la relación velocidad periférica/velocidad del viento difiere de su valor óptimo de 8,0~8,5, disminuye el coeficiente de potencia y, por tanto, de acuerdo con la fórmula que se ha mencionado anteriormente se reduce la potencia del rotor de forma correspondiente a la característica aerodinámica del rotor.

45 La Figura 2 muestra un posible principio de un sistema diferencial para una turbina eólica compuesta de nivel diferencial 3 u 11 a 13, un nivel de engranaje de adaptación 4 y un accionamiento diferencial 6 eléctrico. El rotor 1 de la turbina eólica, que está asentado sobre el árbol de accionamiento para el engranaje principal 2, acciona el engranaje principal 2. El engranaje principal 2 es un engranaje de 3 niveles con dos niveles planetarios y un nivel de rueda cilíndrica de dientes rectos. Entre el engranaje principal 2 y el generador 8 se encuentra el nivel diferencial 3 que es accionado por el engranaje principal 2 a través de soportes de piñón 12 del nivel diferencial 3. El generador 8 –preferentemente un generador sincrónico excitado externamente que, en caso necesario, puede tener también una tensión nominal superior a 20 kV– está unido con la corona 13 del nivel diferencial 3 y es accionado por la misma. El piñón 11 del nivel diferencial 3 está unido con el accionamiento diferencial 6. Las revoluciones por minuto del accionamiento diferencial 6 se regulan para garantizar, por un lado, en caso de revoluciones por minuto variables del rotor 1, revoluciones por minuto constantes del generador 8 y, por otro lado, para regular el par en el mecanismo transmisor completo de la turbina eólica. Para aumentar las revoluciones por minuto de entrada para el accionamiento diferencial 6, en el caso mostrado se selecciona un engranaje diferencial de 2 niveles que prevé un nivel de engranaje de adaptación 4 en forma de un nivel de rueda cilíndrica de dientes rectos entre el nivel diferencial 3 y el accionamiento diferencial 6. Por tanto, el nivel diferencial 3 y el nivel de engranaje de adaptación 4 forman el engranaje diferencial de 2 niveles. El accionamiento diferencial es un generador de corriente trifásico que se conecta a través del convertidor de frecuencia 7 y el transformador 5 a la red. Como alternativa, el accionamiento diferencial, tal como se muestra en la Figura 3, se puede realizar también, por ejemplo, como una combinación hidrostática de bomba/motor 9. En este caso, la segunda bomba está unida preferentemente a través del nivel de engranaje de adaptación 10 con el árbol de accionamiento del generador 8.

La ecuación de revoluciones por minuto para el engranaje diferencial es:

65  $\text{revoluciones por minuto}_{\text{generador}} = x * \text{revoluciones por minuto}_{\text{rotor}} + y * \text{revoluciones por minuto}_{\text{accionamiento diferencial}}$ ,

siendo las revoluciones por minuto del generador constantes y pudiéndose deducir los factores  $x$  e  $y$  a partir de las multiplicaciones de engranaje seleccionadas de engranaje principal y engranaje diferencial. El par en el rotor se determina mediante los recursos eólicos existentes y el grado de eficacia aerodinámica del rotor. La relación entre el par en el árbol del rotor y en el accionamiento diferencial es constante, por lo que se puede regular el par en el mecanismo transmisor mediante el accionamiento diferencial. La ecuación de par para el accionamiento diferencial es:

$$\text{par}_{\text{accionamiento diferencial}} = \text{par}_{\text{rotor}} \cdot y / x,$$

siendo el factor de magnitud  $y/x$  una medida del par de diseño necesario del accionamiento diferencial.

La potencia del accionamiento diferencial es esencialmente proporcional al producto de desviación porcentual de las revoluciones por minuto del rotor de sus revoluciones por minuto de base multiplicado por la potencia del rotor. Por consiguiente, un gran intervalo de revoluciones por minuto requiere básicamente un dimensionado correspondientemente grande del accionamiento diferencial. En accionamientos diferenciales eléctricos e hidrostáticos con un nivel diferencial, las revoluciones por minuto de base son las revoluciones por minuto del rotor a las que el accionamiento diferencial está parado, es decir, las revoluciones por minuto son igual a cero.

La Figura 4 muestra esto de acuerdo con el estado de la técnica a modo de ejemplo para distintos intervalos de revoluciones por minuto. El intervalo de revoluciones por minuto nominales  $-/+$  del rotor define su desviación porcentual de revoluciones por minuto de las revoluciones por minuto de base del rotor que se puede realizar con revoluciones por minuto nominales del accionamiento diferencial ( $- \dots$  con motor o  $+ \dots$  con generador) sin debilitamiento de campo. Las revoluciones por minuto nominales ( $n$ ) del accionamiento diferencial definen, en el caso de un generador de corriente trifásico eléctrico, las máximas revoluciones por minuto a las que el mismo puede producir permanentemente el par nominal ( $M_n$ ) o la potencia nominal ( $P_n$ ).

En el caso de un accionamiento hidrostático tal como, por ejemplo, una bomba de émbolo axial hidráulica, las revoluciones por minuto nominales del accionamiento diferencial son las revoluciones por minuto a la que el mismo puede proporcionar con el máximo par ( $T_{\text{máx}}$ ) una máxima potencia constante ( $P_{0\text{máx}}$ ). A este respecto, la presión nominal ( $p_N$ ) y la magnitud nominal ( $NG$ ) o el volumen de desplazamiento ( $V_{g\text{máx}}$ ) de la bomba determinan el máximo par ( $T_{\text{máx}}$ ).

En el intervalo de potencia nominal, el rotor de la turbina eólica gira con las revoluciones por minuto medias  $n_{\text{calculado}}$  entre los límites  $n_{\text{máx}}$  y  $n_{\text{mín-máxP}}$ , en el intervalo de carga parcial entre  $n_{\text{calculado}}$  y  $n_{\text{mín}}$ , en este ejemplo obtenible con un intervalo de debilidad de campo del 80 %. El intervalo de revoluciones por minuto de regulación entre  $n_{\text{máx}}$  y  $n_{\text{mín-máxP}}$ , que se puede realizar sin reducción de carga, se selecciona de forma correspondientemente grande para poder regular ráfagas de viento. La magnitud de este intervalo de revoluciones por minuto depende del racheado del viento o de la inercia de masa del rotor de la turbina eólica y de la dinámica del denominado sistema de paso (pitch) (sistema de graduación de pala de rotor) y habitualmente se encuentra en aproximadamente  $-/+5$  %. En el ejemplo mostrado se seleccionó un intervalo de revoluciones por minuto de regulación de  $-/+6$  % para tener reservas correspondientes para la regulación de ráfagas extremas de viento con ayuda de accionamientos diferenciales. Sin embargo, las turbinas eólicas con sistemas de paso muy inertes pueden diseñarse desde luego también para mayores intervalos de revoluciones por minuto de regulación. En este intervalo de revoluciones por minuto de regulación, la turbina eólica tiene que producir una potencia nominal, lo que significa que, a este respecto, el accionamiento diferencial se somete al máximo par. Es decir, que el intervalo de revoluciones por minuto nominales  $-/+$  tiene que ser aproximadamente igual de grande, ya que solo en este intervalo el accionamiento diferencial puede proporcionar su par nominal.

Ya que ahora en pequeños intervalos de revoluciones por minuto del rotor las revoluciones por minuto de base se encuentran por encima de  $n_{\text{mín-máxP}}$ , el accionamiento diferencial tiene que poder producir el par nominal con las revoluciones por minuto iguales a cero. Sin embargo, los accionamientos diferenciales, bien de forma eléctrica o hidráulica, están diseñados para revoluciones por minuto iguales a cero solo para el denominado momento de parada, que se encuentra claramente por debajo del momento nominal, lo que se puede compensar, sin embargo, mediante un sobredimensionado correspondiente durante el diseño. Ya que, sin embargo, el máximo par de diseño es el factor dimensionador para un accionamiento diferencial, por este motivo un pequeño intervalo de revoluciones por minuto tiene un efecto solo limitadamente positivo sobre el tamaño del accionamiento diferencial. Esto se ve también en la curva  $M_{\text{máx}}$  que representa el máximo par a producir del accionamiento diferencial dependiendo del intervalo de revoluciones por minuto nominales. Son base para esto el empleo de un accionamiento diferencial de un nivel con una multiplicación estacionaria máxima asumida de  $i_{0\%} = -6$ , regulación de potencia constante en el intervalo de carga nominal y un generador sincrónico de 4 polos con revoluciones por minuto sincrónicas de  $1500 \text{ min}^{-1}$ .

En la Figura 5 se ven, por ejemplo, las relaciones de revoluciones por minuto o potencia para un nivel diferencial de acuerdo con el estado de la técnica. Las revoluciones por minuto del generador, preferentemente un generador sincrónico de tensión media excitado externamente, son constantes debido a la conexión a la red de corriente de frecuencia fija. Para poder aprovechar correspondientemente bien el accionamiento diferencial, este accionamiento

en el intervalo menor que las revoluciones por minuto de base se acciona a motor y en el intervalo mayor que las revoluciones por minuto de base, mediante generador. Esto conduce a que en el intervalo a motor se alimenta potencia al nivel diferencial y en el intervalo de generador se toma potencia del nivel diferencial. Esta potencia, en el caso de un accionamiento diferencial eléctrico, preferentemente se extrae de la red o se alimenta a la misma. En el caso de un accionamiento diferencial hidráulico, la potencia se extrae preferentemente del árbol de generador o se suministra al mismo. La suma de potencia de generador y potencia del accionamiento diferencial da la potencia total emitida a la red para una turbina eólica con accionamiento diferencial.

Una ventaja esencial de accionamientos diferenciales eléctricos e hidrostáticos es la capacidad de ajuste libre de par y/o revoluciones por minuto. Con ello se pueden implementar, por ejemplo, mediante un control programable distintos métodos de regulación o adaptar los mismos, dado el caso, también durante el funcionamiento de la instalación a condiciones cambiantes del entorno o de funcionamiento.

La Figura 6 muestra la curva característica para el par del rotor dependiendo de las revoluciones por minuto del rotor para una turbina eólica con accionamiento diferencial con un intervalo de revoluciones por minuto nominales  $\pm 15\%$ . En este caso están representados diferentes intervalos de funcionamiento o tipos de funcionamiento. La línea de puntos muestra las relaciones en el intervalo de carga parcial de la instalación. La línea discontinua muestra una curva característica típica de acuerdo con el estado de la técnica para una regulación de potencia constante en el intervalo de carga nominal. La tercera línea muestra, de acuerdo con la invención, los pares en la denominada regulación de par progresiva. En este caso, para el intervalo de carga nominal se ajusta una curva característica con un par de rotor creciente con las revoluciones por minuto del rotor que tiene, en el ejemplo mostrado, una pendiente de  $m = 5\%$ . El valor de la pendiente de par ( $m$ ) se calcula a partir de la pendiente porcentual del par del rotor entre las revoluciones por minuto nominales del rotor y las máximas revoluciones por minuto del rotor del intervalo de revoluciones por minuto de regulación. Por motivos de completitud, en este caso se menciona que se puede ajustar también cualquier otra curva característica discrecional para la pendiente de par o se puede adaptar la misma durante el funcionamiento a las condiciones del entorno y/o funcionamiento. Para aplicaciones con un intervalo de revoluciones por minuto nominales mayor de  $\pm 15\%$  incluso una reducida pendiente de par de, por ejemplo,  $m = 3\%$  ya proporciona buenos resultados, para aplicaciones con un intervalo de revoluciones por minuto nominales muy pequeño se ha de recomendar una pendiente de par de  $m = \pm 10\%$ .

Ya que para el accionamiento diferencial existe una relación constante entre el par del rotor y el par en el accionamiento diferencial, para el accionamiento diferencial se aplican las mismas condiciones que para el rotor. A primera vista, con respecto al máximo par necesario no parece existir ninguna diferencia sustancial entre los dos tipos de regulación en el intervalo de carga nominal. En la Figura 6 está incluida una línea vertical en  $10,9 \text{ min}^{-1}$  que marca las revoluciones por minuto de base del rotor. Los accionamientos diferenciales, sin embargo, ya sea de forma eléctrica o hidráulica, como ya se ha mencionado anteriormente con revoluciones por minuto igual a cero pueden generar solo el momento de parada que se encuentra claramente por debajo del momento nominal. Para poder proporcionar en el intervalo de revoluciones por minuto iguales a cero el momento nominal, por tanto, el accionamiento diferencial se tiene que sobredimensionar en aproximadamente el 25%. Este valor disminuye con separación creciente de las revoluciones por minuto del accionamiento diferencial de las revoluciones por minuto igual a cero. En el caso mostrado de acuerdo con la Figura 6, esto quiere decir que el par de diseño requerido del accionamiento diferencial para las revoluciones por minuto del rotor mínimas en el intervalo de revoluciones por minuto de regulación se tiene que encontrar, aproximadamente, el 10% por encima del par de accionamiento requerido. Ya que, sin embargo, en el ejemplo mostrado la pendiente de par a lo largo de todo el intervalo de revoluciones por minuto de regulación asciende también al 10% ( $\pm 5\%$ ), se obtiene para el accionamiento diferencial para ambos puntos de esquina del intervalo de revoluciones por minuto de regulación el mismo par de diseño requerido.

Por el contrario, en el intervalo de revoluciones por minuto de regulación mostrado de  $\pm 6\%$  y con regulación de carga nominal con potencia constante, el par de diseño requerido para el accionamiento diferencial se encuentra aproximadamente el 11% por encima que en la regulación progresiva del par. Esto, a su vez, lleva a mayores costes para el accionamiento diferencial y un mayor momento de inercia de masa con una desventaja considerable con respecto a la dinámica de regulación que se quiere obtener.

El efecto mostrado se intensifica con un intervalo de revoluciones por minuto nominales decreciente, con un máximo efecto para un intervalo de revoluciones por minuto nominales de aproximadamente  $\pm 12,5\%$ . Para intervalos de revoluciones por minuto nominales superiores a  $\pm 20\%$  ya apenas se puede ver una ventaja a este respecto.

Otra ventaja de la regulación progresiva del par es el efecto que se produce a ello del amortiguamiento pasivo del par. Una turbina eólica es una máquina en cuanto a la dinámica extremadamente compleja. Esto causa que en el mecanismo transmisor se estimulen constantemente diferentes frecuencias que tienen efectos negativos sobre la calidad de la corriente y la sollicitación de toda la turbina eólica. Por tanto, de acuerdo con el estado de la técnica es habitual implementar un denominado amortiguamiento activo de mecanismo transmisor que funciona, por ejemplo, del siguiente modo. En el mecanismo transmisor se miden el par y/o las revoluciones por minuto. A continuación se filtra la señal de medición y al valor teórico de par se superpone un valor correspondiente que contrarresta las vibraciones indeseadas. El par adicional requerido para esto se encuentra, habitualmente, en el intervalo de hasta

aproximadamente el 5 % del par nominal. Si se implementa ahora, en lugar del amortiguamiento activo de mecanismo transmisor, una regulación progresiva de par, entonces se muestra que la misma tiene en comparación con la regulación de carga nominal con potencia constante un efecto amortiguador. Esto se cumple, sobre todo, en relación con la regulación de variaciones de revoluciones por minuto o de par causadas por ráfagas de viento.

5 La Figura 7 muestra ahora un efecto también importante en este contexto. Básicamente, el comportamiento de regulación de una turbina eólica está muy relacionado con su dispersión de revoluciones por minuto  $s_{ges}$  y, por consiguiente, con la relación de los momentos de inercia de masa del rotor  $J_R$  y el accionamiento diferencial  $J_{DA}$ .

10 La dispersión de revoluciones por minuto  $s_{ges}$  es la relación del intervalo de revoluciones por minuto del accionamiento diferencial con respecto al intervalo de revoluciones por minuto del rotor de la turbina eólica ( $s_{ges}$  = intervalo de revoluciones por minuto de accionamiento diferencial / intervalo de revoluciones por minuto de rotor), determinándose los intervalos de revoluciones por minuto mediante las revoluciones por minuto de rotor  $n_{min}$  y  $n_{máx}$  (compárese con la Figura 4) o las revoluciones por minuto resultantes a partir de esto del accionamiento diferencial.  
 15 Ya que, por un lado, la dispersión de revoluciones por minuto  $s_{ges}$  es una medida de la relación de multiplicación entre el rotor y el accionamiento diferencial y, por otro lado, el momento de inercia de masa referido al rotor del accionamiento diferencial con la relación de multiplicación está elevado al cuadrado, se calcula el máximo momento permitido de inercia de masa (para un buen comportamiento de regulación de una turbina eólica con accionamiento diferencial eléctrico) para el accionamiento diferencial  $J_{DA,máx}$  del siguiente modo:

$$20 \quad J_{DA,máx} = (J_R / s_{ges}^2) * f_A,$$

siendo  $f_A$  un factor de aplicación que es una medida del comportamiento de regulación de la turbina eólica. A los diagramas en la Figura 7 se puso de base un factor de aplicación de  $f_A = 0,20$ , por lo que se consiguen buenos resultados con respecto al comportamiento de regulación (compárese para esto también con la Figura 8).  
 25 Básicamente se constata que con  $f_A$  decreciente se pueden conseguir resultados aún mejores, haciéndose necesario para aplicaciones con un  $f_A < 0,15$  un gasto añadido adicional con respecto a la reducción de la masa del rotor del accionamiento diferencial.

30 La Figura 7 muestra para distintas variantes de accionamiento (con revoluciones por minuto nominales del accionamiento diferencial de  $1000 \text{ min}^{-1}$ ,  $1250 \text{ min}^{-1}$  y  $1500 \text{ min}^{-1}$ ), intervalos de revoluciones por minuto de rotor de -/+10 %, 15 % y 20 % o potencias nominales de turbinas eólicas de 3 MW y 5 MW) y  $f_A = 0,20$  el "máximo momento permitido de inercia de masa  $J_{DA,máx}$ " del accionamiento diferencial y la "relación  $J_{DA,máx}/M_{nominal}$ ", siendo  $M_{nominal}$  el par nominal requerido del accionamiento diferencial. Además, la Figura 7 muestra la relación típica de momento de inercia de masa a momento nominal de servoaccionamientos habituales de acuerdo con el estado de la técnica ("comportamiento típico de  $J_{DA}/M_{nominal}$ "). Se puede ver de forma clara que los accionamientos diferenciales para un comportamiento de regulación suficientemente bueno de la turbina eólica hacen necesaria una menor relación de  $J_{DA}/M_{nominal}$  que de lo que se encuentra en servoaccionamientos habituales.

40 La Figura 8 muestra la influencia de distintas pendientes de par ( $m = 0 \%$  y  $m = 5 \%$ ) y momentos de inercia de masa del accionamiento diferencial sobre su comportamiento de revoluciones por minuto/regulación después de un salto de potencia de la turbina eólica debido a, por ejemplo, una ráfaga de viento. De este modo, un salto de potencia de la turbina eólica con un  $J_{DA,máx} = (J_R/s_{ges}^2)*f_A$  con  $f_A = 0,20$  y  $m = 0 \%$  causa que las revoluciones por minuto del accionamiento diferencial comienzan a oscilar con una amplitud de, al principio, aproximadamente  $15 \text{ min}^{-1}$  (esto es aproximadamente el 1,6 % de las revoluciones por minuto medias que se ajustan en este momento) y esta amplitud se reduce solo lentamente. Una clara mejora se muestra ya con  $f_A = 0,20$  y  $m = 5 \%$ , es decir, con amortiguamiento pasivo del par. La amplitud que se ajusta inicialmente es aproximadamente  $10 \text{ min}^{-1}$  y disminuye rápidamente. Si se reduce además también  $f_A$  a  $0,15$ , se obtiene una amplitud inicial de aproximadamente  $5 \text{ min}^{-1}$  (esto es aproximadamente el 0,6 % de las revoluciones por minuto medias que se ajustan en ese momento), que también termina rápidamente. Una reducción adicional del factor de aplicación a, por ejemplo,  $f_A = 0,10$  conlleva otra mejora necesaria para aplicaciones altamente dinámicas, sin embargo, está asociada, tal como ya se ha mencionado anteriormente, con costes de fabricación intensamente crecientes para el rotor del accionamiento diferencial. Básicamente se puede comprobar que una configuración de la instalación con  $f_A = 0,15$  y  $m = 5 \%$  proporciona un resultado suficientemente bueno para aplicaciones convencionales.

55 Adicionalmente, en el presente documento se menciona que incluso una pendiente de potencia positiva en comparación con una regulación típica de acuerdo con el estado de la técnica con potencia constante en el intervalo de carga nominal causa una mejora con respecto al tamaño constructivo del accionamiento diferencial y del amortiguamiento del par, sin embargo, el mismo resulta menor que con una pendiente positiva de par. A este respecto se ajusta para el intervalo de carga nominal una curva característica con una potencia de rotor que aumenta con las revoluciones por minuto del rotor. El valor para la curva característica de la pendiente de la potencia se calcula, en este caso, a partir de la pendiente porcentual de la potencia del rotor entre las revoluciones por minuto nominales del rotor y las máximas revoluciones por minuto del rotor del intervalo de revoluciones por minuto de regulación.

65

La Figura 9 muestra una posible variante de realización de un nivel diferencial. El rotor 1 acciona el engranaje principal 2 y el mismo, a través del soporte de piñón 12, el nivel diferencial 11 a 13. El generador 8 está unido con la corona 13 y el piñón 11 con el accionamiento diferencial 6. El accionamiento diferencial tiene 1 nivel y el accionamiento diferencial 6 está en disposición coaxial tanto con respecto al árbol secundario del engranaje principal 2 como con respecto al árbol de accionamiento del generador 8. En el caso del generador 8 está previsto un árbol hueco que permite que el accionamiento diferencial se coloque en el lado del generador 8 opuesto al engranaje diferencial. Por ello, el nivel diferencial preferentemente es un grupo constructivo independiente unido al generador 8 que entonces está unido preferentemente a través de un acoplamiento 14 y un freno 15 con el engranaje principal 2. El árbol de unión 16 entre el piñón 11 y el accionamiento diferencial 6 puede estar realizado, preferentemente, en una variante de realización con resistencia al giro, particularmente pobre en momento de inercia de masa, por ejemplo, como árbol de compuesto de fibras con fibra de vidrio y/o fibra de carbono.

Son ventajas sustanciales de la forma de realización de 1 nivel coaxial mostrada (a) la simplicidad constructiva y la compacidad del engranaje diferencial, (b) el grado de eficacia elevado por ello del engranaje diferencial y (c) el momento de inercia de masa del accionamiento diferencial 6 relativamente reducido con respecto al rotor 1 debido a la relación de multiplicación relativamente reducida del engranaje diferencial. Además, el engranaje diferencial se puede fabricar como grupo constructivo independiente e implementarse y mantenerse de forma independiente del engranaje principal. El accionamiento diferencial 6 naturalmente se puede sustituir también por un accionamiento hidrostático, para lo que, sin embargo, un segundo elemento de bomba que se encuentra en interacción con el accionamiento diferencial hidrostático se tiene que accionar, preferentemente, con el árbol secundario de engranaje unido con el generador 8.

Sin embargo, si se observa en este contexto la línea de par  $M_{m\acute{a}x}$  de la Figura 4 se pueden ver las siguientes limitaciones. Con el uso de un engranaje diferencial de un nivel, las revoluciones por minuto y, por consiguiente, el par requerido para el accionamiento diferencial no se pueden seleccionar libremente, sino que resultan de la multiplicación estacionaria  $i_0\%$  realizable de forma razonable de un nivel planetario y las revoluciones por minuto sincrónicas del generador. Por otro lado, con la multiplicación estacionaria aumentan también el mínimo diámetro realizable de un nivel planetario y, por consiguiente, también sus costes de producción. En resumen, se constata que para sistemas diferenciales con engranaje planetario convencional de un nivel y un pequeño intervalo de revoluciones por minuto nominales en primer lugar la multiplicación estacionaria se tiene que seleccionar correspondientemente alta para conseguir, para el accionamiento diferencial, un momento nominal lo más pequeño posible. Sin embargo, esto a su vez causa una relación de multiplicación desfavorablemente elevada para el engranaje principal, por lo que con turbinas eólicas grandes con reducidas revoluciones por minuto nominales del rotor y generador sincrónico de marcha rápida, un diseño con como máximo tres niveles de engranaje para el engranaje principal ya solo se puede realizar de forma muy compleja.

La Figura 10 muestra la variante de acuerdo con la invención de un nivel diferencial con engranaje planetario escalonado. Al igual que ya en la Figura 9, también aquí el accionamiento diferencial 6 es accionado por el piñón 11 a través del árbol de unión 16. El piñón 11 está apoyado preferentemente a través del árbol de unión 16 en la zona del denominado extremo ND del generador 20 de forma sencilla, sin embargo, el árbol de unión puede estar apoyado también de forma doble, por ejemplo, en el árbol de generador. El generador sincrónico está compuesto de un estator 18 y un rotor 17 con árbol hueco realizado que es accionado por la corona 13. Los planetas alejados en el soporte de piñón –preferentemente en número de tres– son los denominados engranajes planetarios escalonados 19. Estos están compuestos, respectivamente, de dos ruedas dentadas unidas de forma resistente al giro con diferente diámetro y, preferentemente, diferente geometría de dentado. La corona 13 en el ejemplo mostrado está engranada con la rueda dentada de menor diámetro del engranaje planetario escalonado 19 y el piñón 11 con la segunda rueda dentada del engranaje planetario escalonado 19. Ya que a través de la corona 13 se tienen que transmitir pares considerablemente mayores que a través del piñón 11, la anchura de diente para la misma es sustancialmente mayor que para el piñón 11. Correspondientemente se configuran también las anchuras de diente de los engranajes planetarios escalonados 19. Por motivos de la reducción de ruidos, el dentado del engranaje diferencial se puede realizar como dentado inclinado. Las fuerzas axiales que se producen por ello, que se tienen que recoger por el apoyo de las partes del dentado, se pueden reducir mediante inclinación en sentido opuesto del dentado de las dos ruedas dentadas de los engranajes planetarios escalonados 19 dependiendo de los ángulos de inclinación seleccionados individualmente. Preferentemente, los ángulos de inclinación individuales de las partes del dentado del engranaje planetario escalonado se seleccionan de tal manera que ya no actúa ninguna fuerza axial resultante sobre el apoyo del engranaje planetario escalonado.

Mediante el uso de engranajes planetarios escalonados se obtiene un grado de libertad adicional para la selección de las revoluciones por minuto nominales del accionamiento diferencial sin tener que aumentar la cantidad de los engranajes dentados que determinan el grado de eficacia. Por ello, por consiguiente, se puede reducir la relación de multiplicación de base entre las revoluciones por minuto del travesaño y las de la corona (es igual a revoluciones por minuto de generador) del nivel planetario y, por tanto, se puede producir la parte que lleva la carga principal del engranaje diferencial considerablemente menor y más económicamente sin trasladar las revoluciones por minuto nominales del accionamiento diferencial a un intervalo desfavorable.

La siguiente tabla muestra los parámetros técnicos para un nivel planetario convencional en comparación con un nivel planetario con engranaje planetario escalonado para el sistema diferencial de una turbina eólica con una potencia nominal de 5 MW. Ambas variantes tienen, en el ejemplo mostrado, una regulación progresiva de par con  $m = 5$  y un intervalo de revoluciones por minuto nominales de  $-/+15\%$ . El ejemplo muestra claramente las ventajas de la variante con engranaje planetario escalonado con respecto a factores determinantes de los costes, tales como diámetro de corona y par nominal del nivel diferencial.

5

Parámetros técnicos	Nivel planetario convencional	Engranaje planetario escalonado	Desviación
Potencia nominal de rotor [kW]	5.500	5.500	0 %
Revoluciones por minuto nominales de rotor [ $\text{min}^{-1}$ ]	11,8	11,8	0 %
Revoluciones por minuto de rotor mínimas [ $\text{min}^{-1}$ ]	7,9	7,9	0 %
Revoluciones por minuto de generador [ $\text{min}^{-1}$ ]	1.000	1.000	0 %
Revoluciones por minuto nominales de accionamiento diferencial [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1.500	67 %
Par nominal de accionamiento diferencial [kNm]	8,5	5,1	-40 %
Multiplicación estacionaria primaria de nivel diferencial [-]	6,0	4,7	-22 %
Diámetro de corona requerido mínimo [mm]	600	350	-30 %
Relación de multiplicación requerida, engranaje principal [-]	78,8	83,6	6 %
Revoluciones por minuto nominales del soporte de piñón [ $\text{min}^{-1}$ ]	930	986	6 %

10 Si ahora se resumen las ventajas de engranaje diferencial con engranaje planetario escalonado y regulación progresiva del par se obtiene, en comparación con una instalación con nivel planetario convencional y regulación de carga nominal con potencia constante, un par nominal requerido aproximadamente el 40 % menor para el accionamiento diferencial.

15 Por otro lado, un engranaje diferencial de un nivel con engranaje planetario escalonado provoca que las revoluciones por minuto nominales del accionamiento diferencial aumenten, lo que ciertamente posibilita para el accionamiento diferencial un momento nominal requerido menor, sin embargo, por otro lado aumenta la dispersión de revoluciones por minuto  $s_{ges}$ . Ya que ahora  $s_{ges}$  se incluye al cuadrado en la fórmula de cálculo para  $J_{DA,m\acute{a}x}$ , el momento de inercia de masa en el caso de un diseño convencional del accionamiento diferencial, sin embargo, básicamente es más o menos proporcional al par nominal, para el diseño del accionamiento diferencial con respecto a su momento de inercia de masa  $J_{DA,m\acute{a}x}$  se tiene que tener en cuenta el menor factor de aplicación  $f_A$  posible para garantizar un comportamiento de regulación aceptable de la turbina eólica.

20

**REIVINDICACIONES**

1. Instalación de obtención de energía, particularmente turbina eólica, con un árbol de accionamiento, un generador (8) y con un engranaje diferencial (11 a 13) con dos accionamientos o árboles secundarios, estando unido un primer accionamiento con el árbol de accionamiento, un árbol secundario con un generador (8) y un segundo accionamiento con un accionamiento diferencial (6), siendo el engranaje diferencial (11 a 13) un engranaje planetario con ruedas planetarias (19), caracterizada por que las ruedas planetarias (19) presentan, respectivamente, dos ruedas dentadas que están unidas entre sí con resistencia al giro y que presentan diferentes diámetros primitivos.
2. Instalación de obtención de energía de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizada por que las dos ruedas dentadas presentan una inclinación en sentido opuesto del dentado.
3. Instalación de obtención de energía de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, caracterizada por que el accionamiento diferencial (6) está unido con el piñón central (11) del engranaje diferencial (11 a 13) y por que el accionamiento diferencial (6) está dispuesto en el lado opuesto al engranaje diferencial (11 a 13) del generador (8).
4. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizada por que el accionamiento diferencial (6) está dispuesto de modo coaxial con respecto al árbol del generador (8).
5. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizada por que presenta solamente un nivel diferencial (11 a 13).
6. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizada por que presenta un engranaje diferencial (3) de un nivel.
7. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizada por que presenta un engranaje diferencial (3, 4) de varios niveles.
8. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizada por que el árbol de accionamiento es el árbol del rotor de una turbina eólica.
9. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizada por que un árbol de unión (16) entre el piñón (11) y el accionamiento diferencial (6) está realizado como árbol de compuesto de fibras.
10. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizada por que el accionamiento diferencial (6) es una máquina eléctrica.
11. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizada por que el accionamiento diferencial (6) es un accionamiento hidráulico, en particular hidrostático.
12. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 11, caracterizada por que un freno (15) que actúa sobre el árbol de accionamiento está dispuesto en el lado del engranaje diferencial (11 a 13) en el que está dispuesto el primer accionamiento.
13. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 12, caracterizada por que el máximo momento de inercia de masa del accionamiento diferencial eléctrico es  $J_{DA,m\acute{a}x} = (J_R/s_{ges}^2) * f_A$ , siendo  $f_A \leq 0,2$ , preferentemente  $\leq 0,15$ , particularmente  $\leq 0,1$  y siendo  $J_R$  el momento de inercia de masa del rotor (1) y  $s_{ges}$  una dispersión de revoluciones por minuto que es la relación del intervalo de revoluciones por minuto del accionamiento diferencial (6) con respecto al intervalo de revoluciones por minuto del rotor (1).
14. Instalación de obtención de energía de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 13, caracterizada por que las revoluciones por minuto nominales del accionamiento diferencial son  $\geq 1000 \text{ min}^{-1}$ , preferentemente  $\geq 1250 \text{ min}^{-1}$ , particularmente  $\geq 1500 \text{ min}^{-1}$ .

Fig. 1

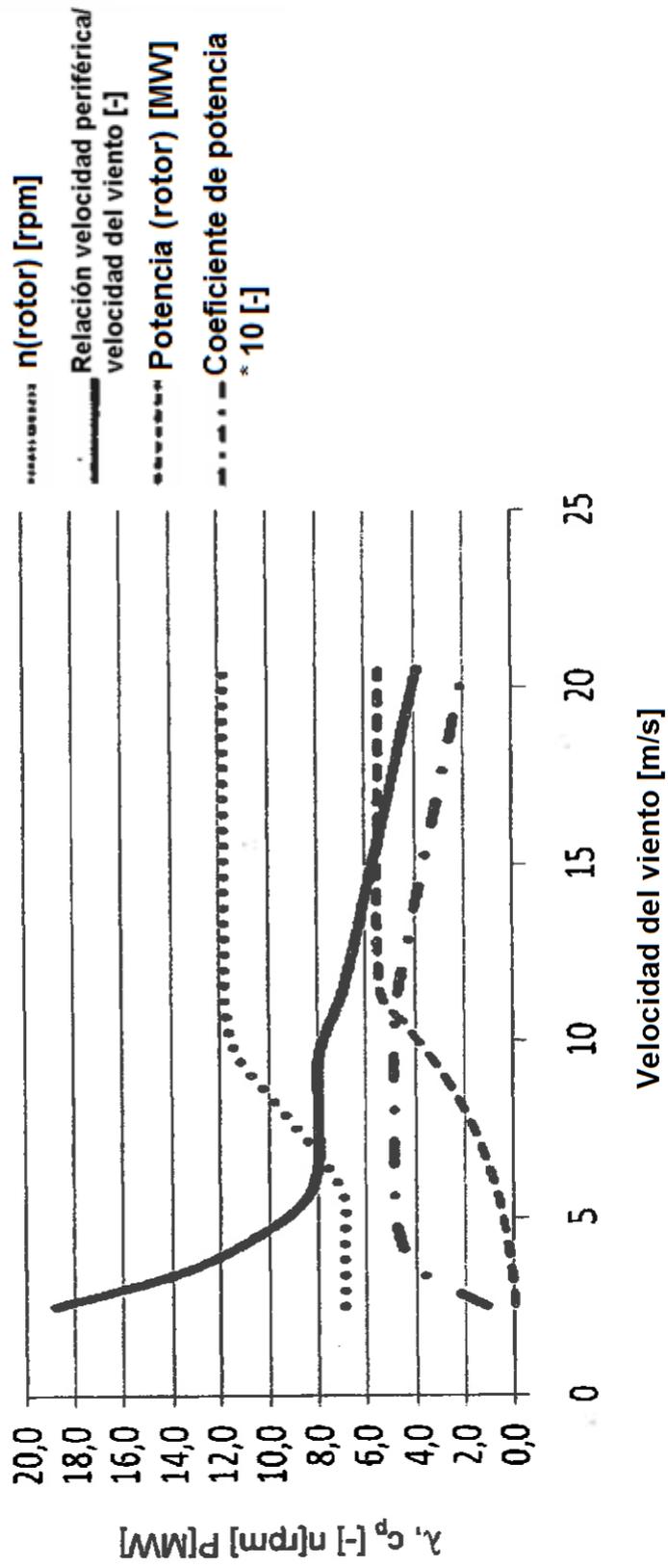


Fig. 2

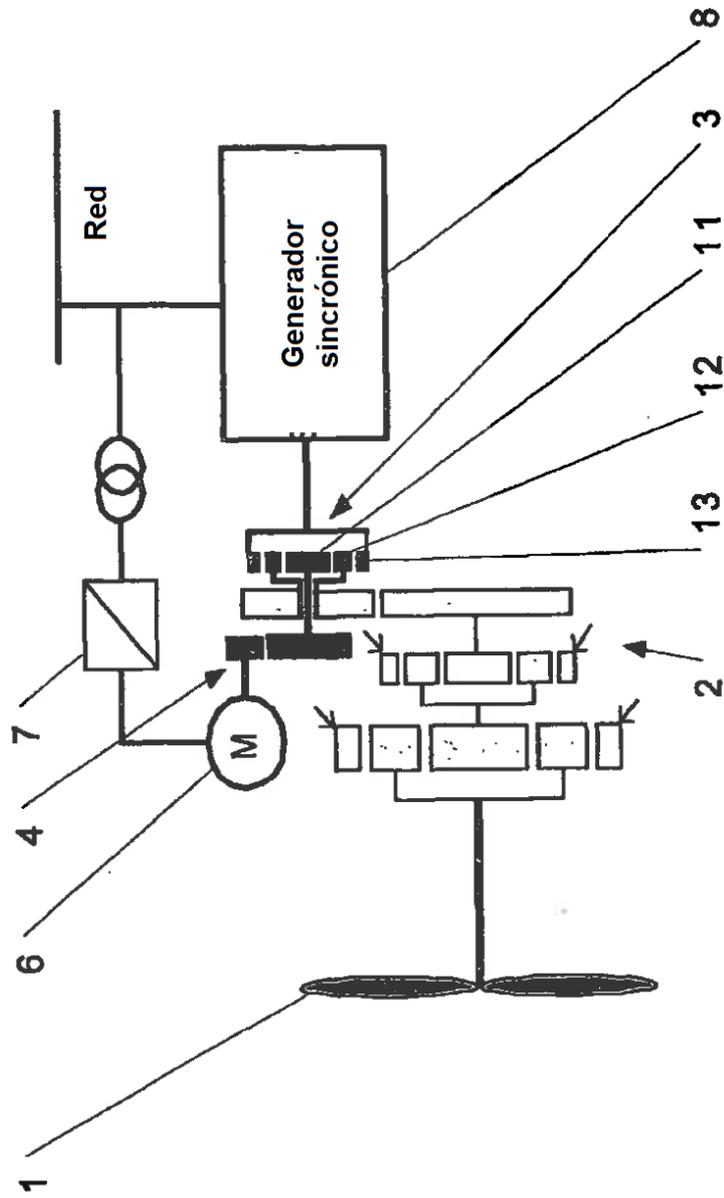


Fig. 3

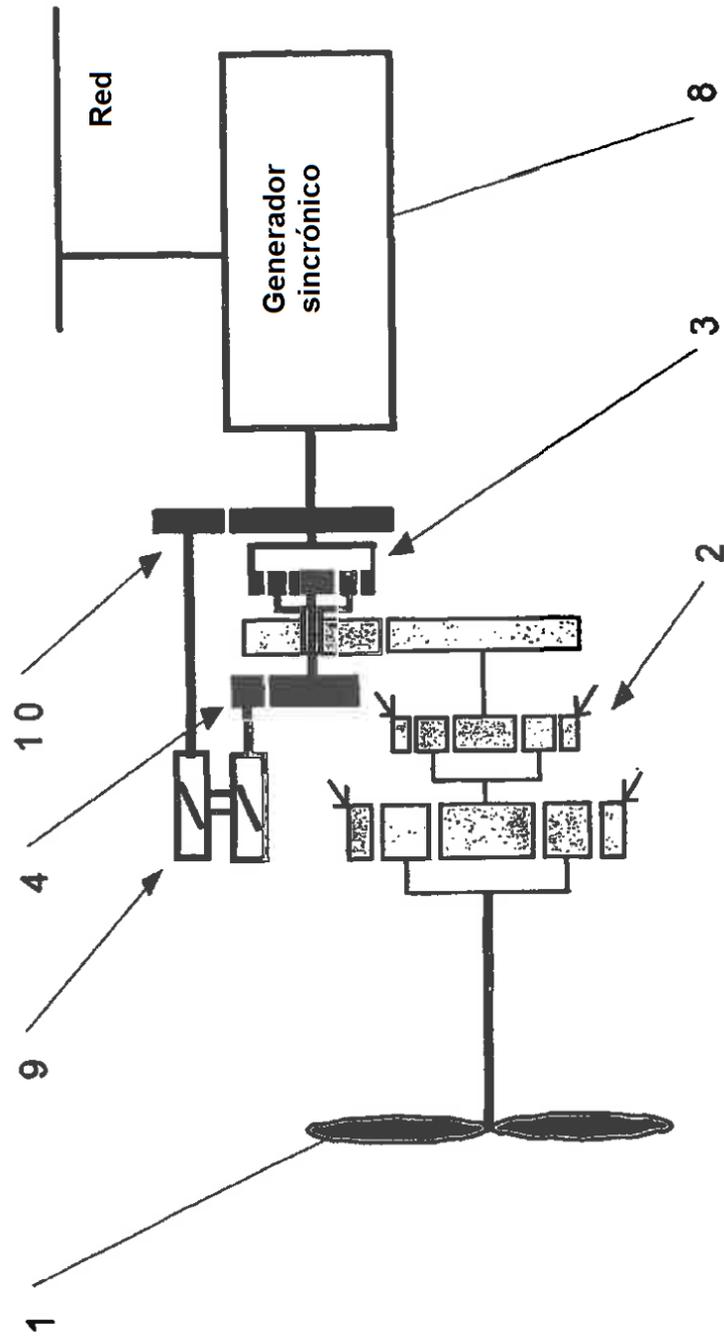


Fig. 4

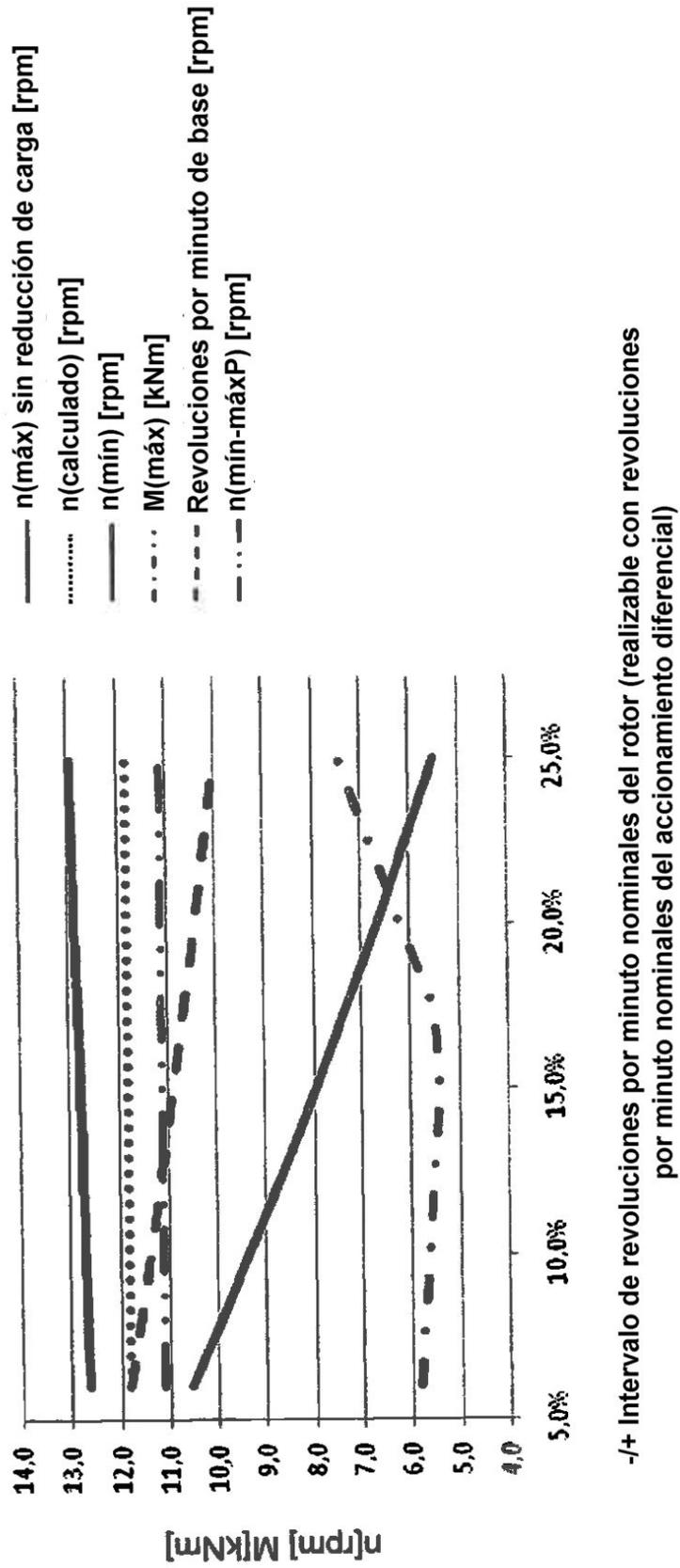


Fig. 5

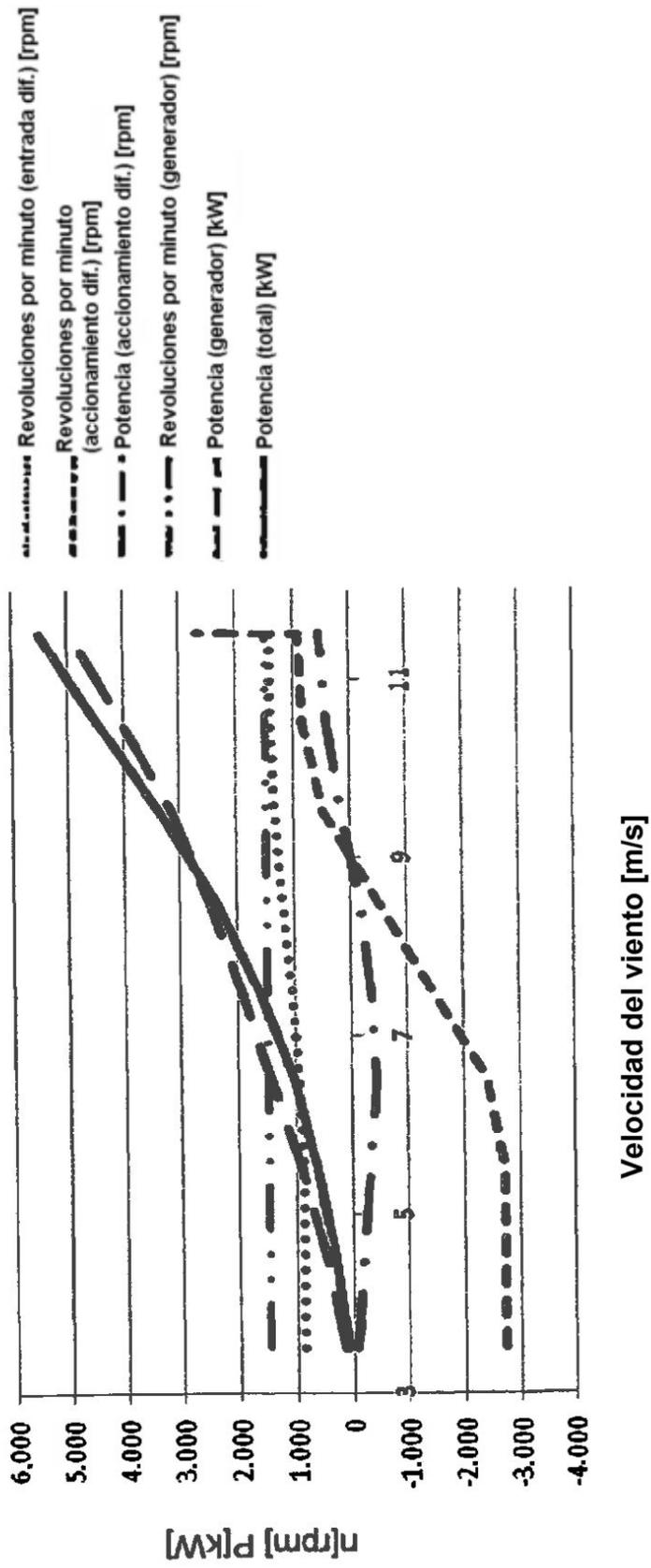
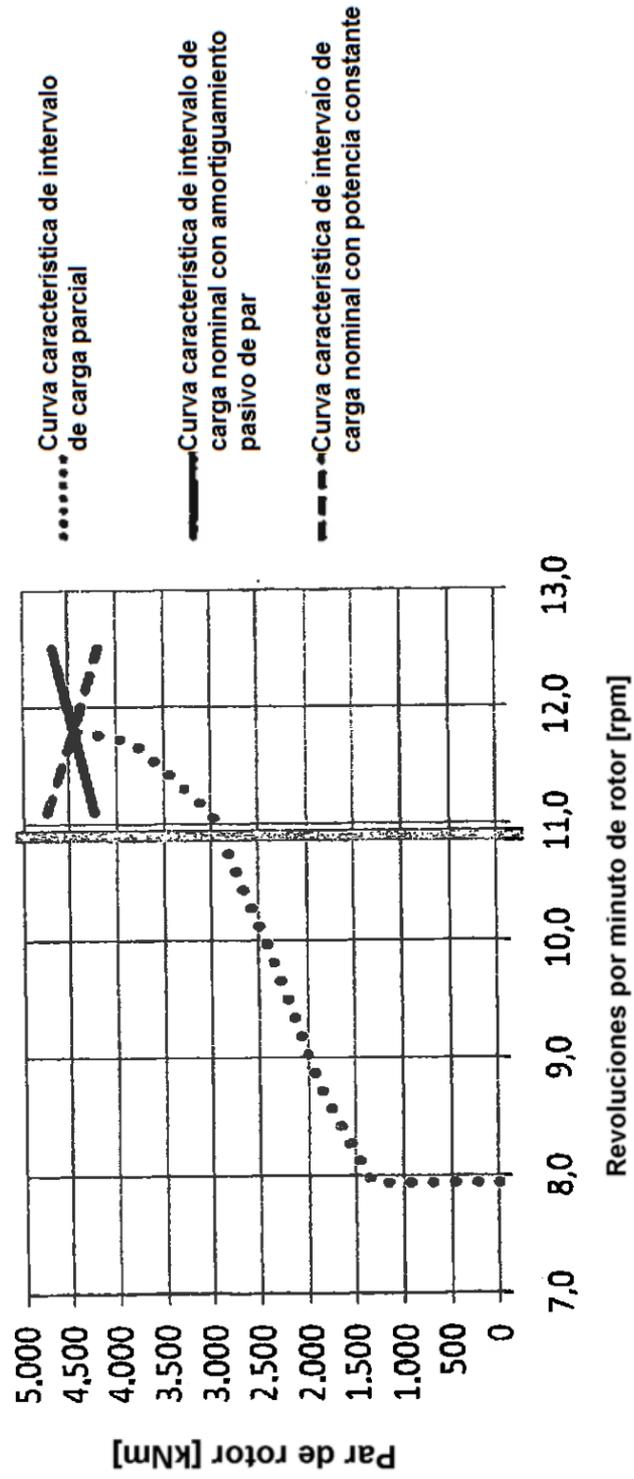
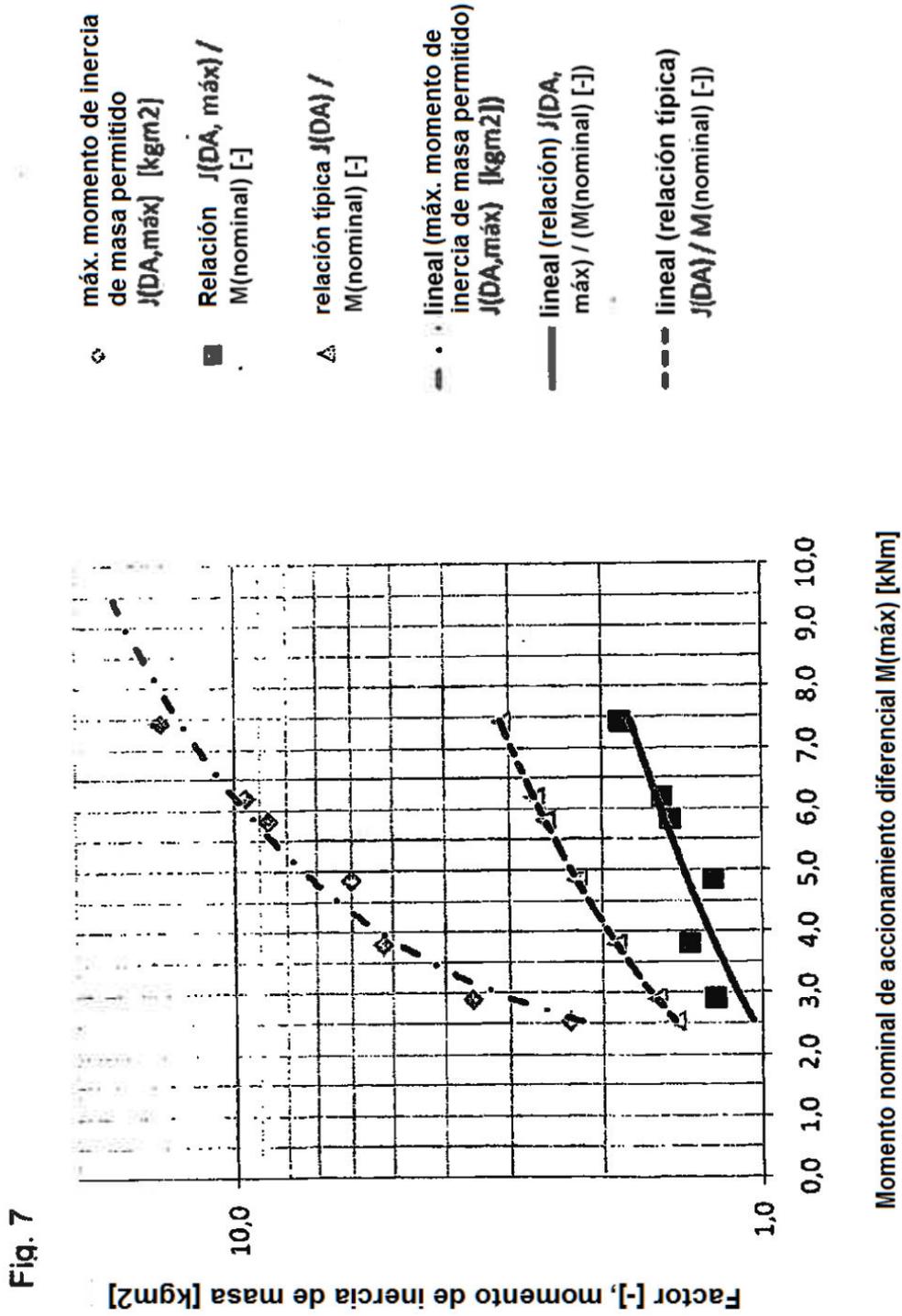


Fig. 6





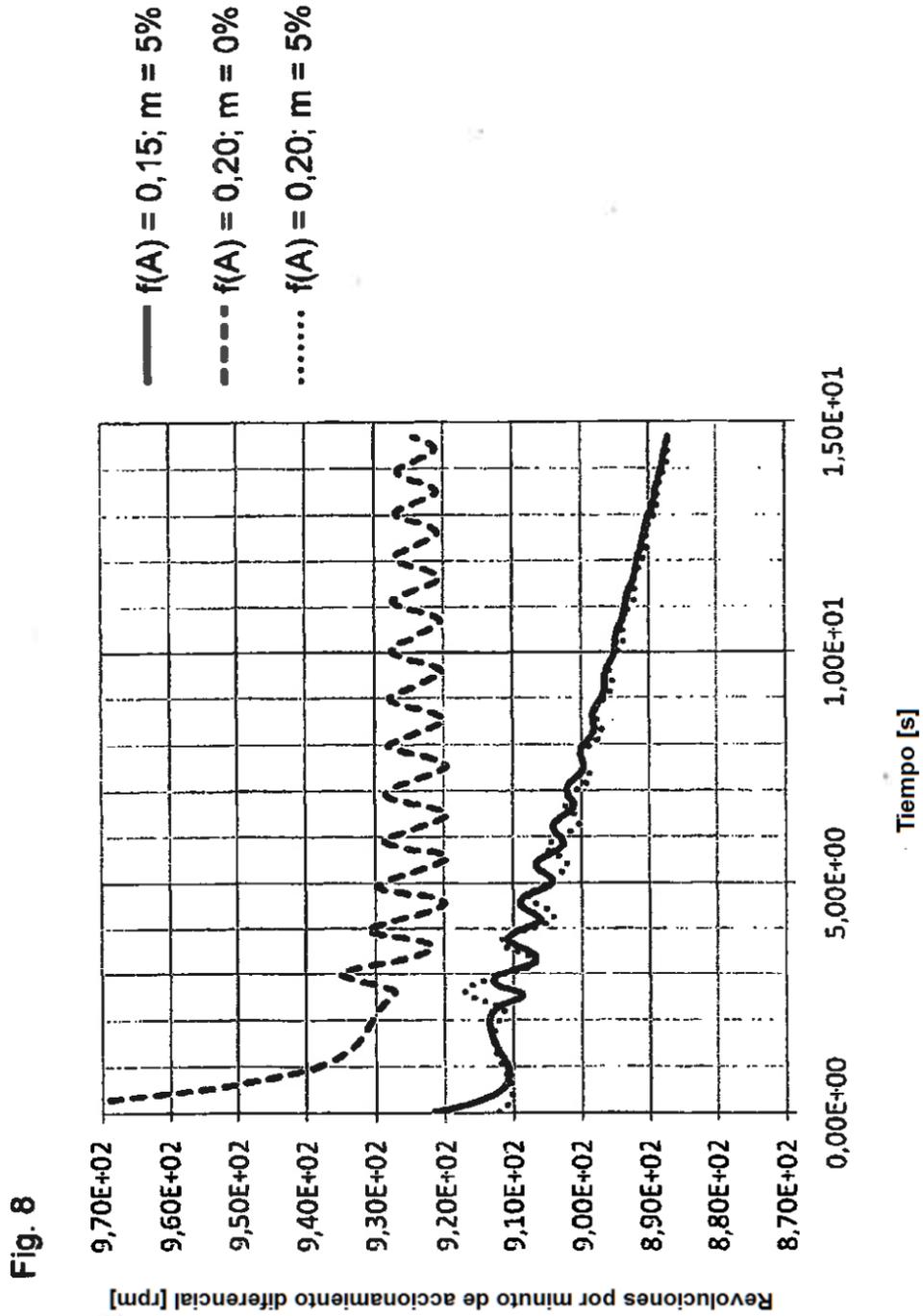


Fig. 9

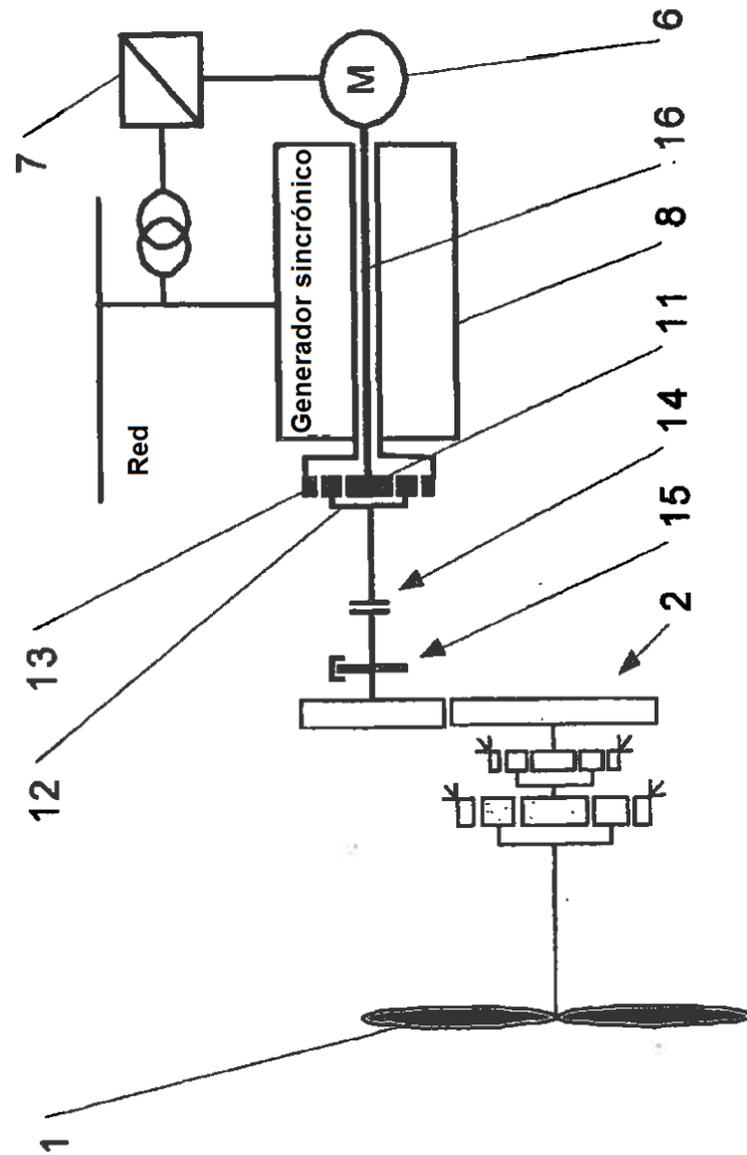


Fig. 10

