

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 379 161**

51 Int. Cl.:
F16H 47/04 (2006.01)
F03D 11/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **08762294 .0**
96 Fecha de presentación: **06.06.2008**
97 Número de publicación de la solicitud: **2162642**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **17.03.2010**

54 Título: **Transmisión de relación variable**

30 Prioridad:
08.06.2007 GB 0711043
08.06.2007 US 942675 P

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
23.04.2012

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
23.04.2012

73 Titular/es:
Orbital2 Limited
Morva Griggs Close
Chipping Campden, Gloucestershire GL55 6BJ ,
GB

72 Inventor/es:
HICKS, Raymond, John y
CUNLIFFE, Frank

74 Agente/Representante:
Serrat Viñas, Sara

ES 2 379 161 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

Transmisión de relación variable

5 La presente invención se refiere a una transmisión de relación variable que tiene una relación variable de manera infinita, por ejemplo, que permite a un motor principal, tal como una turbina eólica o mareomotriz funcionar a velocidades relativamente bajas pero que varían de manera continua para accionar de manera homogénea una máquina de velocidad constante, tal como un generador síncrono, sin pares motores transitorios excesivos.

10 En particular, el requisito de las transmisiones con aumento de velocidad para turbinas eólicas procede de su baja velocidad de rotación en comparación con la velocidad de generador preferida, normalmente 1500 rpm. La velocidad de turbina baja viene determinada por el hecho de que la generación de energía eólica está en función del área de barrido de la turbina y de los límites de velocidad de punta de pala. Por tanto, cuanto mayor es la potencia, menor es la velocidad del rotor. En efecto, la potencia es directamente proporcional al cuadrado del diámetro del rotor,

15 mientras que la velocidad del rotor es inversamente proporcional al diámetro de punta y/o la raíz cuadrada de la potencia del rotor; por ejemplo, una turbina de 3000 kW funcionaría a 16 rpm en comparación con 44 rpm para una máquina de 400kW con la misma velocidad de punta. Dado que el peso del rotor y el par motor son directamente proporcionales al cubo del diámetro del rotor; las turbinas más grandes no sólo tienen mayores relaciones de aceleración de transmisión sino incluso mayores pares motores de entrada y, por tanto, una menor relación entre potencia y peso. Por ejemplo, mientras que una turbina de 3000 kW genera 7,5 veces la potencia de una máquina de 400kW, su par motor y peso se aumentan por un factor de 20,54 (es decir 7,5 elevado a la potencia de 1,5), mientras que su relación se aumenta por un factor de 2,74 porque su velocidad se reduce por la raíz cuadrada de 7,5.

25 Dado que el volumen, el peso y el precio de una caja de engranajes está regulado por su par motor y su relación global, existe un incentivo para reducir el peso mediante la reducción de los pares motores de sobrecarga transitorios parásitos, que se producen normalmente (y que están previstos) en todas las transmisiones de turbina eólica de relación fija. Éstos se crean por las variaciones estocásticas de la velocidad del viento, la densidad del aire y la energía aerodinámica unitaria sobre la gran área de barrido de la turbina. Tales variaciones llevan a fluctuaciones de velocidad del buje de rotor de turbina en su entrada a la caja de engranajes, que pueden producirse muchas veces por cada revolución. Esto se complica adicionalmente, en primer lugar por cambios regulares en la velocidad del viento y en segundo lugar por los cambios repentinos que se producen durante las ráfagas. Dado que la energía del viento está directamente relacionada con el cubo de la velocidad del aire, un aumento del 50% en la velocidad transitoria aumentará la potencia aerodinámica por un factor de 3. Aunque una parte de esta potencia se disipará por la menor eficiencia y una parte por el aumento de velocidad y de energía cinética en la turbina, resulta que con una transmisión de relación fija se generarán pares motores adicionales al tratar de acelerar el generador. Esto procede del hecho de que el momento de inercia polar de un generador alrededor de su propio eje cuando se refiere al eje del rotor de turbina se multiplica por el cuadrado de la relación de aceleración. Por tanto un generador que requiera una relación de aceleración de 80/1 tendría una inercia aparente 6400 veces la de alrededor de su propio eje. Una desviación angular de 1 grado del buje de rotor de turbina de su velocidad de rotación media implicaría por tanto una fluctuación de 80 grados del generador en la misma escala temporal.

45 Un generador asíncrono puede emplear acondicionamiento de potencia para producir una salida eléctrica uniforme, pero esto enmascara el problema porque todavía se requieren los pares motores de aceleración mecánica para cambiar su velocidad. Tales pares motores de aceleración transitorios sólo pueden mitigarse por energía de tracción en el trayecto de transmisión mecánico y por tanto, transmisiones más rígidas tendrán mayores pares motores.

50 La transmisión de relación variable obvia este problema cambiando su relación de manera complementaria, a la misma tasa que el cambio transitorio en la velocidad de la turbina. De este modo, el ángulo de fase, la velocidad y el par motor de generador, se mantienen constantes permitiendo que la turbina acelere y absorba el exceso de potencia transitorio en forma de energía cinética.

55 Por ejemplo, las cajas de engranajes de relación variable anteriores, tal como se describen en la solicitud de patente WO 2004/109157 anterior del presente solicitante, que da a conocer una transmisión según el preámbulo de la reivindicación 1, se han empleado para aplicaciones que incluyen turbinas de potencia eólica. Sin embargo, su complicación, por ejemplo, la necesidad de usar componentes consumibles tales como embragues y rutas de potencia alternativas, aumenta su tamaño, peso y costes de fabricación. El inventor se ha dado cuenta de que se requiere una caja de engranajes de relación variable sencilla que, en realizaciones, proporciona control de velocidad de generador y un diseño sencillo.

60 La presente invención consiste en una transmisión de relación variable para aplicaciones de generación de potencia eólica o mareomotriz, adecuada para proporcionar una salida de velocidad sustancialmente constante a partir de una entrada de motor principal cuya velocidad varía al menos dentro de un intervalo de velocidad de entrada en el que tiene lugar toda la generación de potencia incluyendo la transmisión a un tren de engranajes primario diferencial, que tiene una entrada de motor principal, y una salida de accionamiento, en la que la relación entre la velocidad de entrada y la velocidad de salida es variable, y en la que dicha relación se regula mediante el par motor de reacción

65

proporcionado por el engranado de control de velocidad dentro del diferencial primario, incluyendo la transmisión también un tren de engranajes diferencial secundario, que está en comunicación de rotación con la entrada a través de una primera ruta, está en comunicación de rotación con el engranado de control de velocidad a través de una segunda ruta diferente, en la que el tren de engranajes diferencial secundario incluye dos trayectos de potencia paralelos, incluyendo un trayecto una derivación hidráulica que tiene dos unidades hidráulicas en un circuito hidráulico, siendo la potencia transmitida y el sentido de la potencia transmitida en el circuito hidráulico del trayecto de derivación selectivamente variables en uso para variar la velocidad en el otro trayecto, para modificar de ese modo la potencia en la segunda ruta y para modificar el par motor de reacción del engranado de control de velocidad y de ese modo regular dicha relación, estando la transmisión caracterizada porque las rutas primera y segunda se utilizan para todo el intervalo de velocidad de entrada.

Preferiblemente, las rutas primera y segunda carecen de embrague.

En una realización las unidades tienen potencia transmitida en un sentido entre ellas, cuando la velocidad de entrada está por debajo de un valor predeterminado en el intervalo, y dicho sentido de transmisión de potencia se invierte cuando se alcanza o se supera dicha velocidad.

Preferiblemente las unidades hidráulicas se accionan cada una a una velocidad que es proporcional a la velocidad de entrada.

Más preferiblemente cada unidad hidráulica es un dispositivo de desplazamiento positivo que tiene una carrera variable para modificar el caudal volumétrico o la presión hidráulicos. Preferiblemente la carrera de una o ambas unidades se ajusta para modificar la potencia transmitida en el trayecto de derivación.

En una disposición, los trenes de engranajes diferenciales primario y/o secundario incluyen trenes de engranajes epicíclicos. Si es así, los trenes de engranajes primario y secundario pueden ser ambos trenes de engranajes epicíclicos y puede existir una cualquiera o más de las siguientes disposiciones epicíclicas:

la primera entrada al diferencial primario es el portador del planetario del diferencial primario;

la salida del diferencial primario es la corona del diferencial primario;

el engranaje de control de velocidad del diferencial primario es la rueda central del diferencial primario;

los dos trayectos de potencia del diferencial secundario incluyen el portador del planetario y la rueda central del diferencial secundario.

La invención se extiende a un sistema de transmisión que incluye: (a) una etapa de aceleración de relación fija de baja velocidad; y (b) una etapa de relación variable, que tiene un árbol de entrada, para recibir una velocidad de entrada variable continua desde la etapa de relación fija y que proporciona una velocidad de salida constante en su árbol de salida en la que la etapa de relación variable incluye o comprende engranado tal como se ha descrito anteriormente.

Preferiblemente, la etapa de relación fija incluye dos etapas epicíclicas en serie. La invención se extiende a un motor principal accionado por fluido conectado de manera accionante a un generador a través de una transmisión de relación variable tal como se ha descrito anteriormente.

La invención se extiende a cualquier característica novedosa descrita en el presente documento y a cualquier combinación novedosa de características descritas en el presente documento, se describan o no esas características en combinación en el presente documento. Por ejemplo, la invención puede consistir en una transmisión de relación variable para aplicaciones de generación de potencia eólica o mareomotriz, adecuada para proporcionar una salida de velocidad sustancialmente constante desde una entrada de motor principal cuya velocidad varía al menos dentro de un intervalo de velocidad de entrada en el que tiene lugar toda la generación de potencia, incluyendo la transmisión un tren de engranajes primario diferencial, que tiene una entrada de motor principal, y una salida de accionamiento, en la que la relación entre la velocidad de entrada y la velocidad de salida es variable, y en la que dicha relación se regula mediante el par motor de reacción proporcionado por el engranado de control de velocidad dentro del diferencial primario, incluyendo la transmisión también un tren de engranajes diferencial secundario, que está en comunicación de rotación con la entrada a través de una primera ruta y está en comunicación de rotación con el engranado de control de velocidad a través de una segunda ruta diferente, en la que el tren de engranajes diferencial secundario incluye dos trayectos de potencia paralelos, incluyendo un trayecto una derivación hidráulica que tiene dos unidades hidráulicas en un circuito hidráulico, siendo la potencia transmitida y el sentido de la potencia transmitida en el circuito hidráulico del trayecto de derivación selectivamente variable en uso para variar la velocidad en el otro trayecto, para modificar de ese modo la potencia en la segunda ruta y para modificar el par motor de reacción del engranado de control de velocidad y de ese modo regular dicha relación, estando caracterizada la transmisión porque las rutas primera y segunda carecen de embrague.

ES 2 379 161 T3

La invención puede realizarse de diversos modos y a continuación se describirá una realización específica con referencia a los dibujos adjuntos en los que:

5 La figura 1 es una vista esquemática en sección de engranado de aceleración para su uso con el engranado que se muestra en la figura 1 b;

la figura 1b es una vista esquemática en sección transversal parcial de un conjunto de engranado y un generador.

10 Las figuras 2 a 4 muestran el engranado de la figura 1b, ilustrando la transmisión de potencia durante diversos modos de funcionamiento.

La figura 5 es una gráfica que indica la relación entre las tasas de carrera de las unidades hidráulicas usadas y la velocidad de una de estas unidades hidráulicas.

15 La figura 6 es un trazado de la velocidad del rotor frente a la potencia del rotor y el par motor, y la velocidad de la unidad hidráulica mencionada de manera justo antes;

la figura 7 es un trazado de la velocidad de unidad hidráulica y la potencia de derivación; y

20 la figura 8 es una tabla de variables.

25 En referencia a la figura 1a, se muestra el engranado de aceleración que tiene dos trenes 20 y 30 de engranajes epicíclicos, en serie que convierten la rotación relativamente lenta de un árbol 10 de entrada de turbina eólica en una rotación más rápida en el piñón 40, dado que el engranado en la figura 1a produce un gran aumento de la velocidad de rotación, resulta que pequeñas variaciones de la velocidad de la turbina en el árbol 10 de entrada se amplifican en grandes cambios de la velocidad del piñón 40. Es deseable tener una velocidad constante para accionar un generador síncrono y así el piñón 40 se conecta al engranaje 50 de entrada de engranado de relación variable mostrado en detalle en la figura 1b.

30 En referencia a la figura 1b, se muestra el engranaje 50 de entrada que se acciona a velocidades variables mediante el engranado mostrado en la figura 1 a. El engranaje 50 de entrada acciona un piñón 100 primario. El piñón 100 primario se conecta a su vez a un portador 110 del planetario de un diferencial 120 epicíclico primario y también acciona un piñón 200 secundario a lo largo de una primera ruta 115 de transmisión de potencia. El portador 110 del planetario acciona el generador 300, a través de una corona 140 del diferencial 120 epicíclico primario.

35 En uso el par motor de reacción del engranaje 150 central del diferencial primario puede controlar la velocidad del generador 300. En uso, cuando la entrada es baja, es necesario girar el engranaje 150 central en el mismo sentido que la entrada (el portador 110 del planetario) para aumentar la velocidad efectiva de la corona 140 y por tanto del generador 300, y cuando la entrada es más rápida es necesario parar el engranaje 150 central, o que se deslice en el sentido opuesto a la entrada para frenar la corona 140. El par motor de reacción en el engranaje 150 central puede usarse para controlar su velocidad, o bien accionando la corona 140 más rápido cuando se aplica mayor par motor, o accionándose (deslizándose) en el sentido opuesto, cuando se aplica menor par motor.

40 El par motor de reacción del engranaje central se controla mediante un tren 220 de engranajes epicíclicos secundario diferencial. El diferencial secundario tiene una corona 230 conectada al piñón 200 secundario. El portador 210 del planetario y el engranaje 250 central del diferencial 220 secundario definen dos trayectos P' y P'' de potencia. El portador 210 del planetario está en conexión de rotación con una de las dos unidades 180 hidráulicas, estando el engranaje 250 central en conexión de rotación con la otra unidad 500. En este caso el engranaje 250 central se conecta también a un par de piñones 260, 265 que reciben par motor desde o proporcionan par motor al engranaje 150 central del diferencial 120 primario y definen una segunda ruta 125 de potencia.

45 La potencia transmitida a través de la derivación hidráulica y el sentido en el que fluye se controlan modificando la carrera de las dos unidades hidráulicas. Esto a su vez modifica el par motor de reacción en el engranaje 150 central y por consiguiente modifica la velocidad de salida del diferencial primario. Se usa un controlador para monitorizar la presión y la velocidad de entrada en la derivación hidráulica, así como controlar las tasas de carrera en las unidades 500 y 180 hidráulicas respectivas.

50 En uso el engranado tiene varios modos de funcionamiento tal como se describen a continuación.

60 En primer lugar, con referencia a la figura 2, cuando el árbol de entrada está a o por debajo de 11,5 r.p.m entonces el engranado funcionará como una relación fija. La unidad 180 hidráulica se establecerá a una carrera casi máxima pero estará rotando de manera relativamente lenta y la unidad 500 hidráulica se establecerá a una carrera casi mínima pero rota de manera relativamente rápida, de modo que esté accionándose por la unidad 180. Esto hace que la potencia que va a transmitirse a través de la derivación hidráulica y a través del engranado en el sentido de las flechas P y el engranaje 150 central proporcione el mayor par motor posible en el sentido de rotación del portador 110 del planetario, para aumentar la velocidad del generador 300. Sin embargo, a esta velocidad de entrada el

generador no alcanza las 1500 r.p.m. deseadas y por tanto se permite que la velocidad de salida (velocidad de generador) varíe con la velocidad de entrada y el generador no se conecta al sistema de red porque no está rotando a la velocidad correcta.

5 En segundo lugar, con referencia a la figura 3, cuando la entrada está en el intervalo de aproximadamente 11,5 r.p.m hasta aproximadamente 17,3 r.p.m, que es el intervalo de velocidad de entrada habitual, se emplea un segundo modo de funcionamiento. En este modo el generador se sincronizará con el sistema de red y proporcionará potencia a la red, y por tanto es necesario mantener su velocidad constante. Por consiguiente, el engranado se acciona con una relación variable porque la velocidad del árbol de entrada variará con las fluctuaciones de la velocidad del viento, etc. El par motor de reacción proporcionado por el engranaje 150 central debe ser suficiente para aumentar la velocidad del generador, pero debe reducirse gradualmente a medida que aumenta la velocidad de entrada desde aproximadamente 11,5 hasta aproximadamente 17,3 r.p.m. Para conseguir esto, se modifica la cantidad de potencia transmitida a través de la derivación hidráulica. La potencia que fluye a través de la derivación puede controlarse ajustando la carrera de una o ambas unidades hidráulicas. De este modo, la carrera de la unidad 180 permanece en o cerca del máximo y la carrera de la unidad 500, inicialmente en un mínimo, se aumenta en respuesta a un aumento de la presión en la derivación, en función de la velocidad de entrada. Como consecuencia de la disposición del diferencial secundario, la menor potencia que fluye a través de la derivación disminuye, globalmente, la cantidad de par motor de reacción producido por el engranaje 150 central, lo que mantiene la velocidad de salida al generador constante a medida que la velocidad de entrada aumenta. A medida que la velocidad de entrada empieza a acercarse aproximadamente a 17,3 r.p.m. la carrera de la unidad 180 se reduce, pero la carrera de la unidad 500 se maximiza.

25 Cuando la velocidad de entrada está aproximadamente a 17,3 r.p.m. entonces no fluye ninguna potencia a través de la derivación porque la carrera de la unidad 180 es cero y la velocidad de la unidad 500 es cero. A esta velocidad el par motor de reacción requerido del engranaje 150 central es justo el necesario para que deje de deslizarse. Ésta es la velocidad de giro promedio prevista para la turbina.

30 Se usar un tercer modo de funcionamiento en el que la velocidad del rotor supera 17,3 r.p.m pero no supera 19 r.p.m. Este modo se ilustra en la figura 4. El generador todavía está produciendo potencia a la velocidad de rotación deseada. Se permite que el engranaje 150 central se deslice en el sentido opuesto al portador 110 del planetario y por tanto está accionándose de manera efectiva, para frenar la salida al generador 300. Para conseguir esto la carrera de la unidad 500 permanece maximizada pero la carrera de la unidad 180 se invierte de modo que el flujo de potencia es en el sentido opuesto. La rotación de las dos unidades también se invierte. La disposición del diferencial secundario es tal que la potencia fluye en el sentido de las flechas P. A medida que la velocidad del rotor aumenta desde aproximadamente 17,3 hasta aproximadamente 19 r.p.m. la carrera de unidad 180 hidráulica se aumenta progresivamente en el sentido inverso, haciendo que fluya más potencia en el trayecto P' de derivación. Esto provoca incluso más deslizamiento en el engranaje 150 central, para frenar la salida adicionalmente.

40 Para no provocar que fluya mucha potencia a través de la derivación, se usan los frenos 130 y/o 245 para frenar el sistema cuando la velocidad del rotor supera 19 r.p.m. los frenos también se usan con fines de seguridad, por ejemplo, durante el mantenimiento o cuando tiene lugar un fallo de un componente.

45 En la práctica, la velocidad del rotor de entrada variará de manera constante y por tanto las tasas de carrera de las unidades 180 y 500 hidráulicas se ajustarán según la figura 5 para proporcionar el par motor de reacción necesario en el engranaje 150 central. La figura 6 muestra la relación entre la potencia del rotor y la velocidad de la unidad 180 hidráulica. La velocidad de la unidad 180 aumenta a medida que la velocidad del rotor aumenta. La figura 7 muestra cómo la potencia de derivación se controla a medida que la velocidad de la unidad 180 hidráulica (y por tanto la velocidad del rotor) aumenta. La figura 8 es una tabla que muestra las variables del sistema de transmisión y cómo cada una de ellas cambia con el aumento de la velocidad del rotor. Las carreras respectivas de las unidades 180 y 500 pueden cambiarse lo suficientemente rápido para variar la relación de engranajes y controlar de manera precisa la velocidad de salida. La inercia muy alta de la turbina garantiza que no puede cambiar la velocidad rápidamente y por tanto, el par motor de entrada puede controlarse de manera muy precisa variando la relación.

55 En esta aplicación la ventaja particular de usar una transmisión hidráulica para derivar la potencia, es su inercia aparente despreciable en comparación con el generador. Cabe resaltar que la inercia aparente conjunta de los elementos de engranaje también es despreciable a efectos prácticos. Puede emplearse una válvula de alivio controlable cruzada para responder a cualquier fluctuación repentina de velocidad/par motor que pudiera posiblemente superar los tiempos de reacción de los controles de carrera de las unidades.

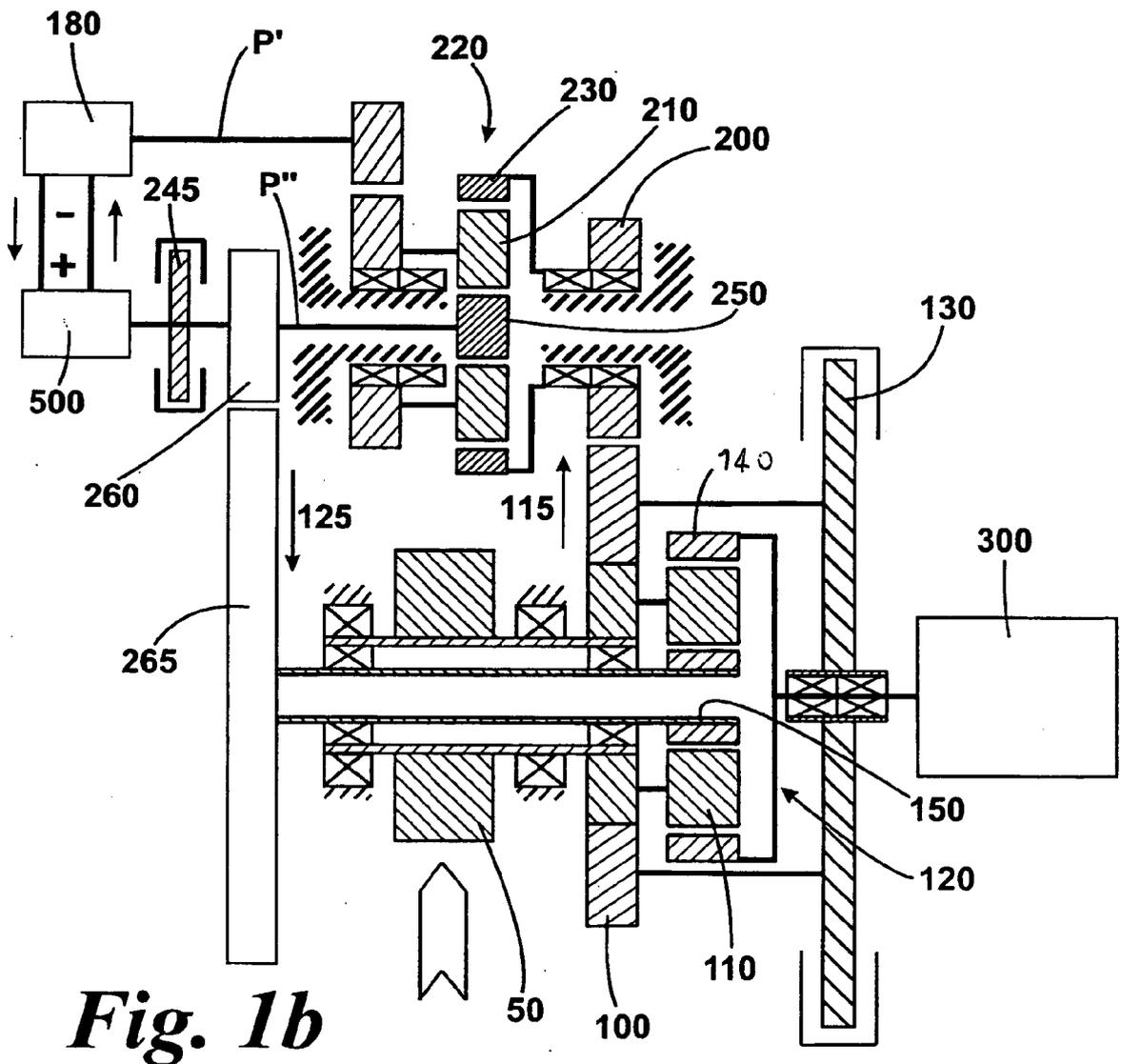
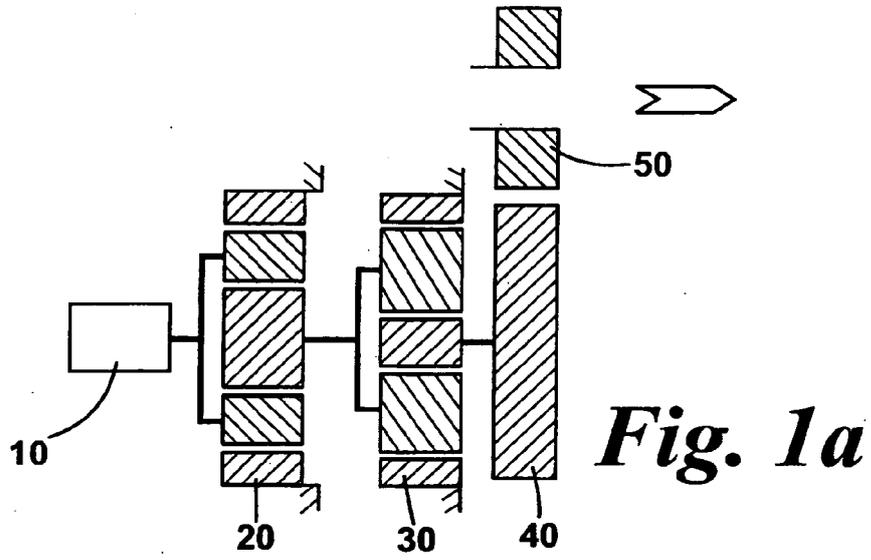
60 El uso de sólo dos rutas 115 y 125 de potencia diferentes para el diferencial secundario, utilizadas a través de todo el régimen de entrada de generación de potencia (los modos de generación de potencia segundo y tercero) simplifica la construcción de transmisión y reduce los costes y el peso. El uso de las dos rutas significa que no se requieren embragues, etc. por ejemplo, para modificar el trayecto de la potencia.

65 Anteriormente se ha descrito e ilustrado una realización específica, pero será fácilmente evidente para los expertos a los que va dirigida que son posibles muchas variantes, modificaciones y alternativas dentro del ámbito de las

reivindicaciones. Por ejemplo, se han descrito e ilustrado trenes de engranajes diferenciales epicíclicos, pero pueden emplearse otras disposiciones diferenciales con efectos útiles.

REIVINDICACIONES

1. Transmisión de relación variable para aplicaciones de generación de potencia eólica o mareomotriz, adecuada para proporcionar una salida de velocidad sustancialmente constante a partir de una entrada de motor principal cuya velocidad varía al menos dentro de un intervalo de velocidad de entrada en el que tiene lugar toda la generación de potencia, incluyendo la transmisión un tren (120) de engranajes diferencial primario, que tienen una entrada (50) de motor principal, y una salida (140) de accionamiento, en la que la relación entre la velocidad de entrada y la velocidad de salida es variable, y en la que dicha relación se regula mediante el par motor de reacción proporcionado por el engranado (150) de control de velocidad dentro del diferencial primario, incluyendo la transmisión también un tren (220) de engranajes diferencial secundario, que está en comunicación de rotación con la entrada (50) a través de una primera ruta (115) y está en comunicación de rotación con el engranado (150) de control de velocidad a través de una segunda ruta (125) diferente, caracterizada porque el tren de engranajes diferencial secundario incluye dos trayectos (P', P'') de potencia paralelos, incluyendo un trayecto una derivación hidráulica que tiene dos unidades (180, 500) hidráulicas en un circuito hidráulico, siendo la potencia transmitida y el sentido de la potencia transmitida en el circuito hidráulico del trayecto de derivación selectivamente variables en uso para variar la velocidad en el otro de los dos trayectos, para modificar de ese modo la potencia en la segunda ruta (125) y para modificar el par motor de reacción del engranado de control de velocidad y de ese modo regular dicha relación, en la que las rutas primera y segunda se utilizan para todo el intervalo de velocidad de entrada.
2. Transmisión de relación variable según la reivindicación 1, en la que las rutas primera y segunda carecen de embrague.
3. Transmisión de relación variable según la reivindicación 1 ó 2, en la que las unidades tienen potencia transmitida en un sentido entre ellas, cuando la velocidad de entrada está por debajo de un valor predeterminado en el intervalo, y dicho sentido de transmisión de potencia se invierte cuando se alcanza o se supera dicha velocidad.
4. Transmisión de relación variable según cualquier reivindicación anterior, en la que las unidades hidráulicas se accionan cada una a una velocidad que es proporcional a la velocidad de entrada.
5. Transmisión de relación variable según la reivindicación 4, en la que cada unidad hidráulica es un dispositivo de desplazamiento positivo que tiene una carrera variable para modificar el caudal volumétrico o la presión.
6. Transmisión de relación variable según la reivindicación 5, en la que la carrera de una o ambas unidades se ajusta para modificar la potencia transmitida en el trayecto de derivación.
7. Transmisión de relación variable según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en la que los trenes de engranajes diferenciales primario y/ secundario incluyen trenes de engranajes epicíclicos.
8. Transmisión de relación variable según la reivindicación 7, en la que los trenes de engranajes primario y secundario son ambos trenes de engranajes epicíclicos y existe una cualquiera o más de las siguientes disposiciones epicíclicas:
la entrada de motor principal al diferencial primario es el portador del planetario del diferencial primario;
la salida del diferencial primario es la corona del diferencial primario;
el engranaje de control de velocidad del diferencial primario es la rueda central del diferencial primario;
los dos trayectos de potencia del diferencial secundario incluyen el portador del planetario y la rueda central del diferencial secundario.
9. Sistema de transmisión que incluye: (a) una etapa de aceleración de relación fija de baja velocidad; y (b) una etapa de relación variable, que tiene un árbol de entrada, para recibir una velocidad de entrada variable continua a partir de la etapa de relación fija y que proporciona una velocidad de salida constante en su árbol de salida en la que la etapa de relación variable incluye o comprende una transmisión según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores.
10. Sistema de transmisión según la reivindicación 9, en la que la etapa de relación fija incluye dos etapas epicíclicas en serie.
11. Motor principal accionado por fluido conectado de manera accionante a un generador a través de una transmisión de relación variable según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8 o a través de un sistema de transmisión según la reivindicación 9 ó 10.



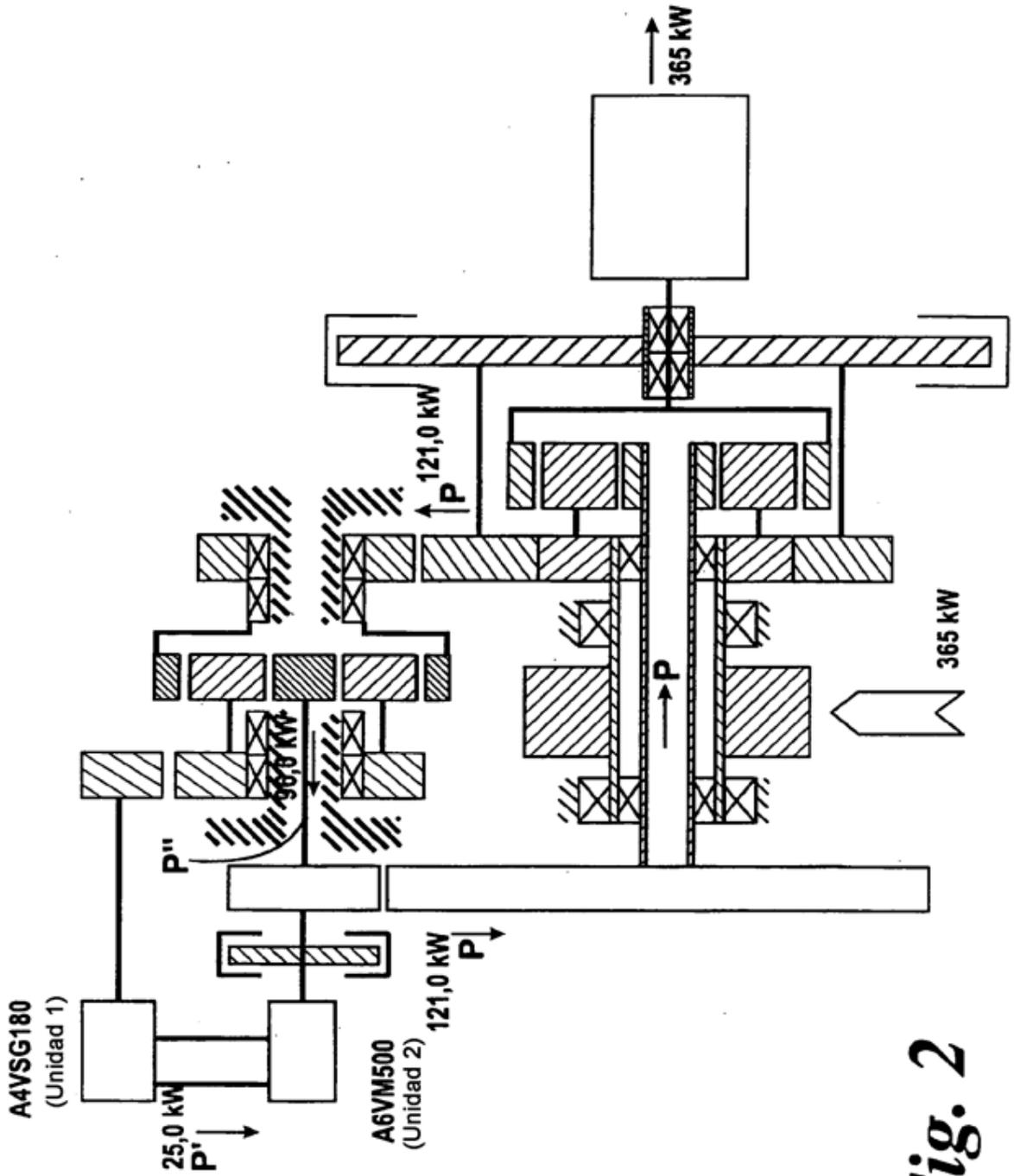


Fig. 2

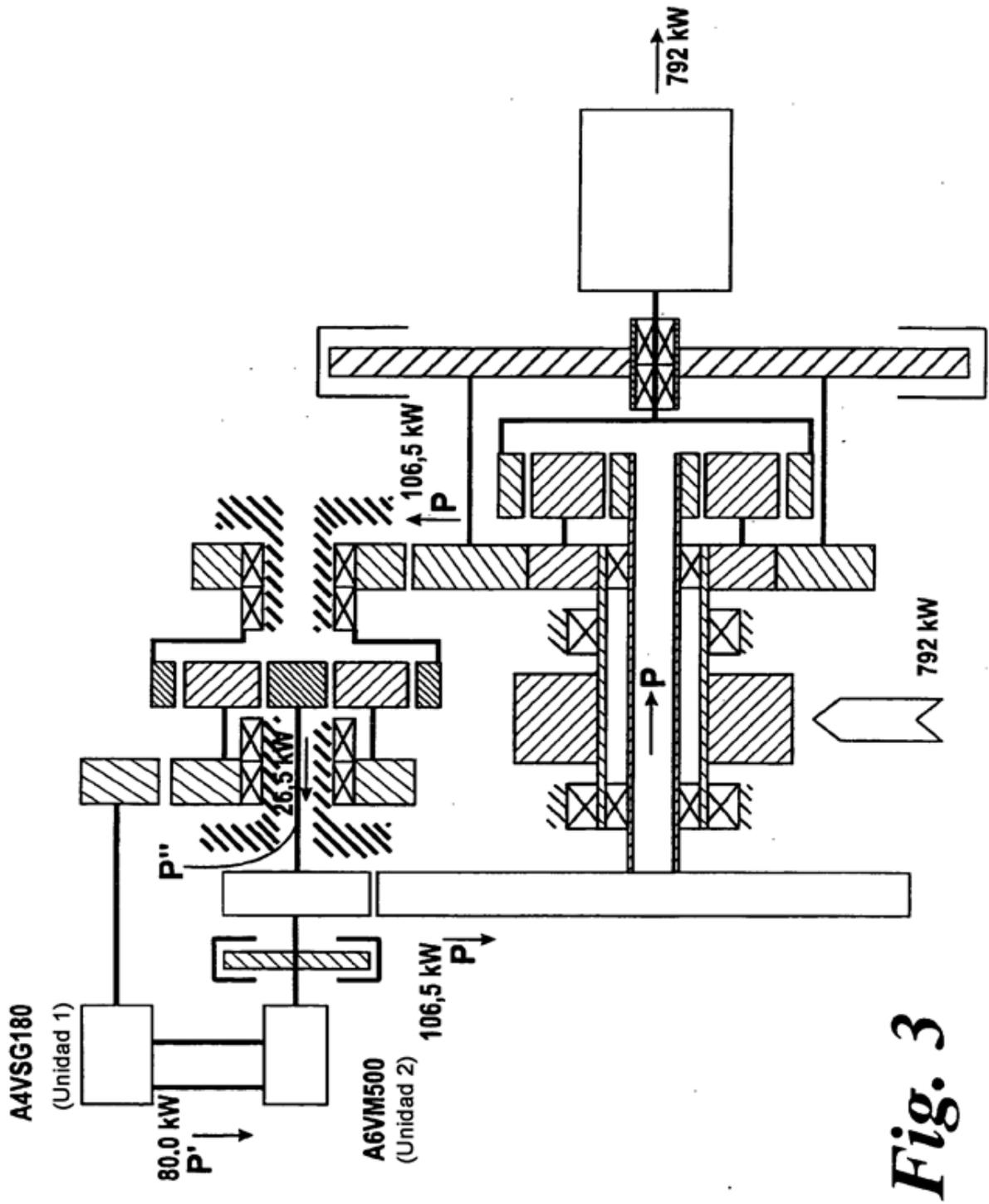


Fig. 3

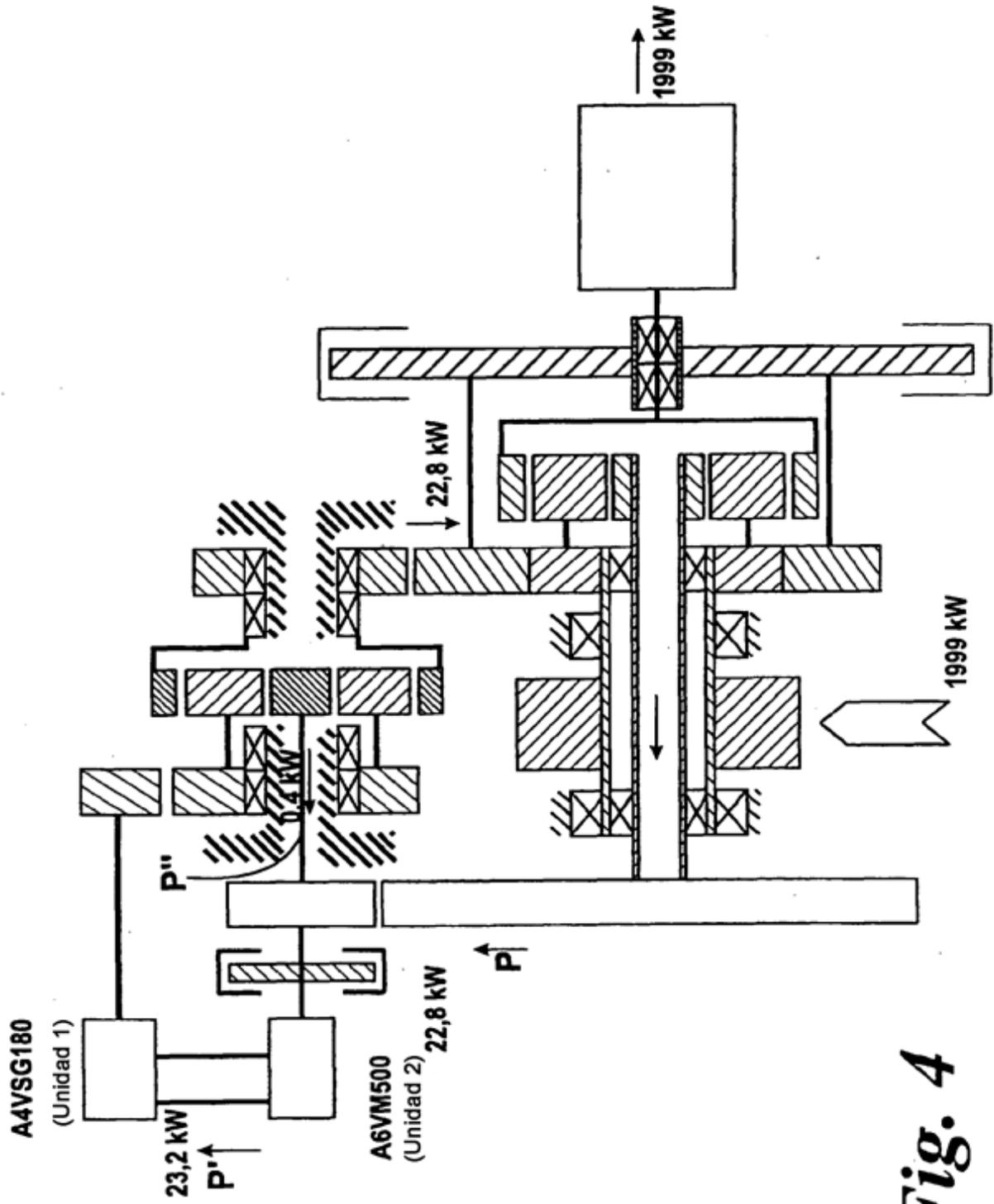


Fig. 4

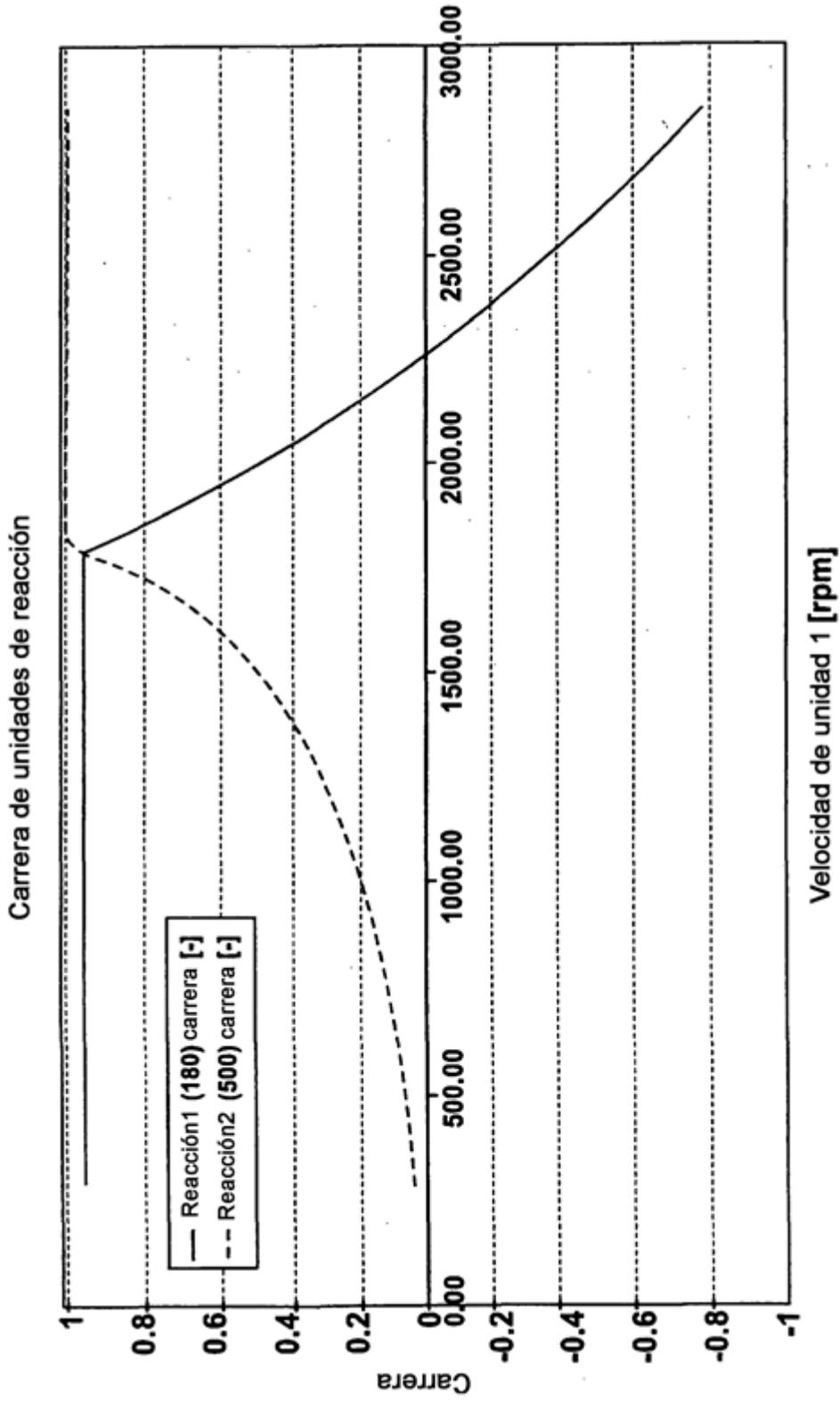


Fig. 5

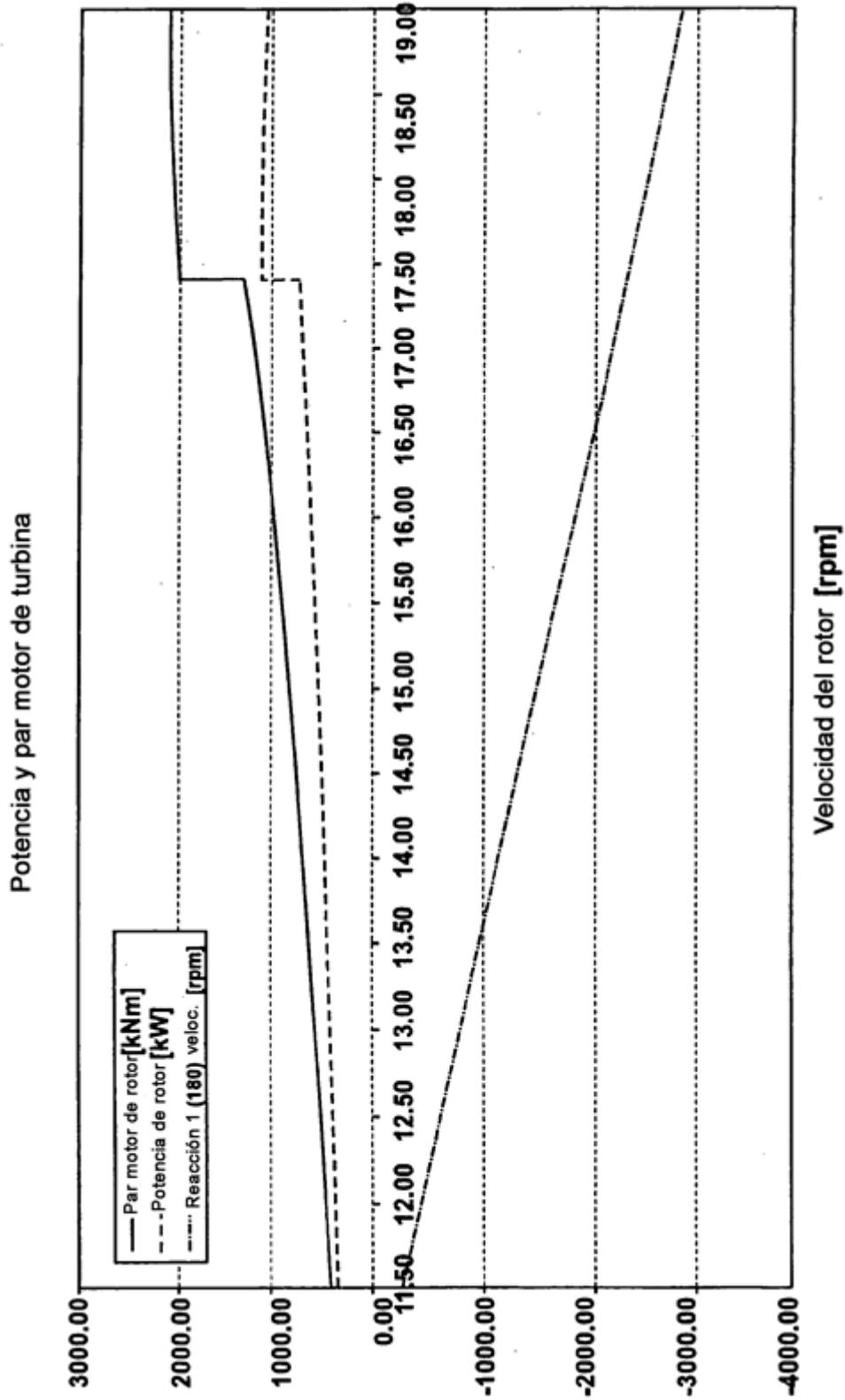


Fig. 6

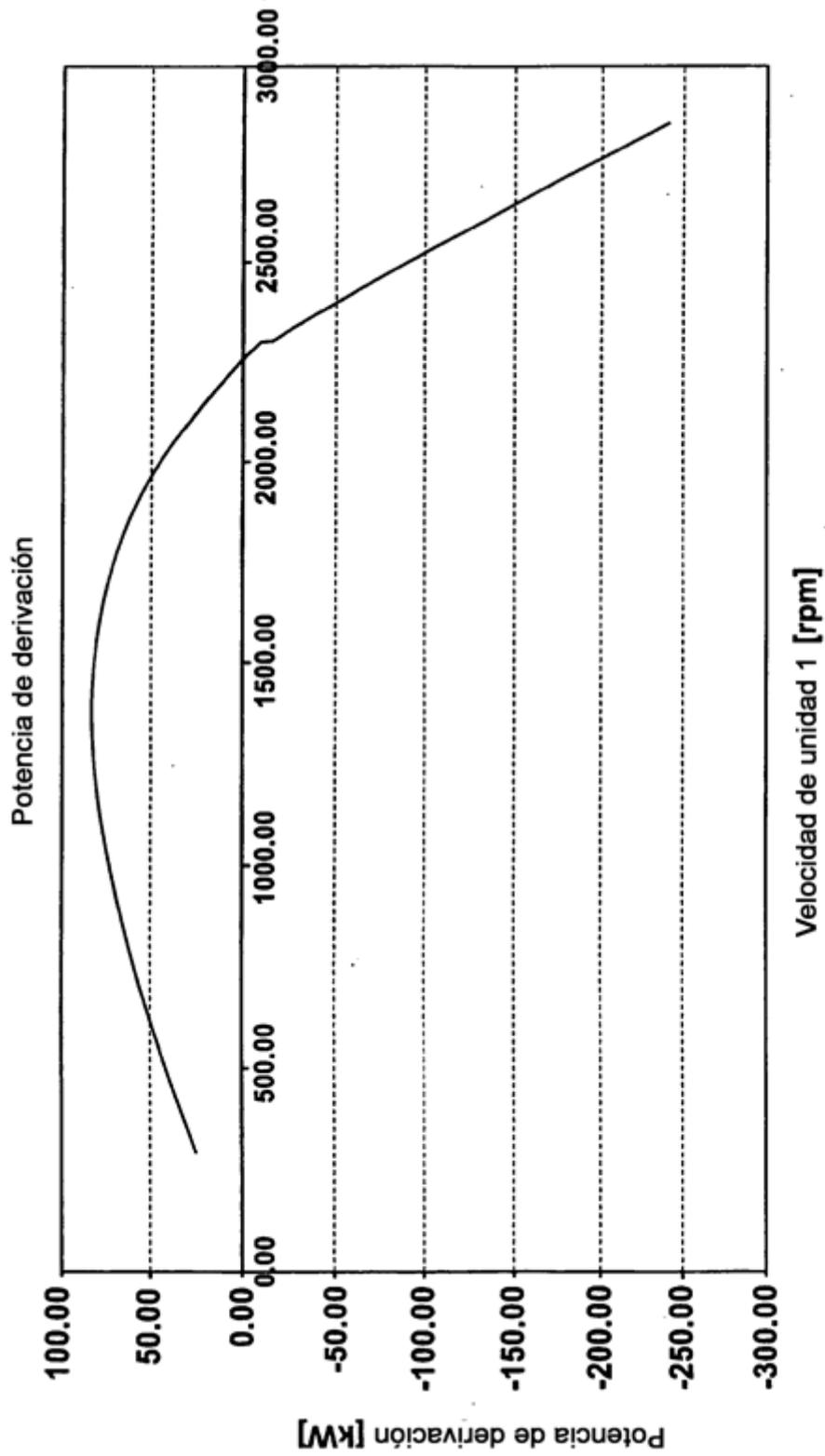


Fig. 7

Velocidad del rotor [rpm]	Par motor del rotor [kNm]	Potencia del rotor [kW]	Reacción 1 (180) par motor [Nm]	Reacción 2 (500) par motor [Nm]	Reacción absoluta 1 (180) velocidad [rpm]	Reacción absoluta 2 (500) velocidad [rpm]	Reacción 1 (180) carrera [-]	Reacción 2 (500) carrera [-]	presión [bar]	Potencia de derivación [kW]
11.50	303.09	365.0	774.85	85.36	292.06	-2651.29	0.950	0.038	284.730	23.70
11.73	315.12	387.1	773.52	112.55	370.39	-2545.67	0.950	0.050	284.242	30.00
12.18	339.83	433.4	766.46	171.59	523.65	-2339.02	0.950	0.077	281.647	42.03
12.63	365.47	483.4	751.46	238.55	676.90	-2132.37	0.950	0.109	276.137	53.27
13.09	392.04	537.4	726.24	315.11	833.57	-1921.13	0.950	0.148	266.868	63.39
13.54	419.54	594.9	693.58	399.21	986.82	-1714.48	0.950	0.197	254.868	71.67
13.99	447.98	656.3	651.33	492.48	1140.08	-1507.83	0.950	0.259	239.343	77.76
14.44	477.34	721.8	598.90	595.29	1293.33	-1301.18	0.950	0.340	220.077	81.11
14.50	481.38	730.9	591.18	609.82	1313.77	-1273.62	0.950	0.353	217.240	81.33
14.60	488.11	746.3	577.84	634.38	1347.82	-1227.70	0.950	0.375	212.336	81.56
14.70	494.85	761.8	563.90	659.38	1381.88	-1181.78	0.950	0.400	207.213	81.60
14.80	501.58	777.4	549.36	684.82	1415.94	-1135.86	0.950	0.426	201.871	81.46
14.89	507.64	791.6	535.77	708.10	1446.59	-1094.53	0.950	0.452	196.876	81.16
15.00	515.28	809.4	518.73	737.36	1484.05	-1044.01	0.950	0.486	190.615	80.62
15.10	522.22	825.8	502.59	764.45	1518.11	-998.09	0.950	0.520	184.685	79.90
15.20	529.16	842.3	485.84	791.99	1552.17	-952.17	0.950	0.558	178.530	78.97
15.30	536.10	859.0	468.48	819.98	1586.22	-906.25	0.950	0.599	172.149	77.82
15.34	538.88	865.7	461.36	831.31	1599.84	-887.88	0.950	0.616	169.533	77.29
15.40	543.17	876.0	450.60	848.63	1620.28	-860.32	0.950	0.644	165.579	76.46
15.50	550.31	893.2	432.16	877.87	1654.34	-814.40	0.950	0.695	158.803	74.87
15.60	557.46	910.7	413.09	907.57	1688.39	-768.48	0.950	0.751	151.795	73.04
15.70	564.61	928.3	393.38	937.75	1722.45	-722.56	0.950	0.815	144.554	70.96
15.79	571.04	944.2	375.10	965.31	1753.10	-681.23	0.950	0.880	137.838	68.86
15.90	579.13	964.3	352.21	999.91	1790.56	-630.71	0.950	0.971	129.425	66.04
16.00	586.49	982.7	330.71	1031.87	1824.62	-584.79	0.890	1.0	129.678	63.19
16.10	593.84	1001.2	308.57	1064.31	1858.68	-538.87	0.805	1.0	133.755	60.06
16.20	601.20	1019.9	285.77	1097.24	1892.73	-492.95	0.723	1.0	137.893	56.64
16.24	604.14	1027.4	276.46	1110.54	1906.36	-474.58	0.692	1.0	139.565	55.19
16.70	638.17	1116.0	162.05	1269.50	2063.02	-263.34	0.355	1.0	159.542	35.01
17.15	673.13	1208.9	36.79	1438.52	2216.27	-56.69	0.071	1.0	180.783	8.54
17.2734	694.78	1256.8	0.00	1512.94	2258.31	0.00	0.000	1.0	190.136	0.00
17.30	699.43	1267.1	-8.23	1529.19	2267.36	12.20	-0.015	1.0	192.178	-1.95
17.40	716.97	1306.4	-40.18	1591.07	2301.42	58.12	-0.070	1.0	199.955	-9.68
17.40	1096.88	1998.7	-61.47	2434.15	2301.42	58.12	-0.070	1.0	305.907	-14.82
17.5817	1096.88	2019.5	-149.76	2499.63	2363.32	141.60	-0.166	1.0	314.136	-37.06
18.00	1096.88	2067.6	-352.90	2650.28	2650.28	333.65	-0.370	1.0	333.069	-92.60
18.20	1096.88	2090.5	-450.04	2722.32	2722.32	425.50	-0.459	1.0	342.123	-121.30
18.40	1089.87	2100.0	-543.68	2776.49	2776.49	517.34	-0.544	1.0	348.930	150.42
18.60	1078.15	2100.0	-633.32	2817.45	2817.45	609.19	-0.624	1.0	354.078	-179.74
18.80	1066.68	2100.0	-721.05	2857.53	2857.53	701.03	-0.701	1.0	359.115	-209.78
18.90	1061.03	2100.0	-764.22	2877.26	2877.26	746.95	-0.738	1.0	361.594	-225.06
19.00	1055.45	2100.0	-806.93	2846.32	2896.77	792.88	-0.774	1.0	364.047	-240.52

Fig. 8