

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 539 950**

51 Int. Cl.:

F03D 7/02 (2006.01)

F03D 11/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **31.03.2008** **E 08251253 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **17.06.2015** **EP 2034180**

54 Título: **Dispositivo de restricción de balanceo para turbinas eólicas**

30 Prioridad:

06.09.2007 US 899422

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
07.07.2015

73 Titular/es:

**HAMILTON SUNDSTRAND CORPORATION
(100.0%)
ONE HAMILTON ROAD
WINDSOR LOCKS, CT 06096-1010, US**

72 Inventor/es:

BERTOLOTTI, FABIO P

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 539 950 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

Dispositivo de restricción de balanceo para turbinas eólicas

La presente invención se refiere a las turbinas eólicas y, más particularmente, a sistemas de control de balanceo para turbinas eólicas.

5 Las turbinas eólicas para convertir energía eólica en energía eléctrica comprenden típicamente un rotor con uno o más álabes y un cubo. El rotor está fijado a, y soportado por, un eje principal que recibe la energía de rotación desde el rotor y transmite esta energía a un generador. El tipo más popular de turbinas eólicas a gran escala (por ejemplo, de múltiples megavatios) orienta el eje principal en una dirección horizontal, haciendo de esta manera que el plano de rotación del rotor se encuentre en una dirección esencialmente vertical.

10 La mayoría de las turbinas eólicas de eje horizontal contemporáneas usan un rotor de tres álabes y sujetan, de manera fija, el rotor al eje principal. Por consiguiente, las cargas de flexión sobre los álabes (es decir, las cargas en una dirección sustancialmente perpendicular a un plano de rotación del rotor) son transmitidas al eje principal. Estas cargas de flexión son originadas por una distribución de viento desigual a lo largo del área de barrido del rotor, y son debidas a las fuerzas giroscópicas asociadas con la masa del rotor cuando el rotor y una góndola realizan un movimiento de guiñada alejándose de la dirección del viento. De esta manera, la estructura de eje y soporte es construida según el peso y la resistencia requerida para soportar estas cargas.

15 Desde principios de la década de 1930, algunas turbinas eólicas a gran escala han empleado rotores con uno o dos álabes, con la distinción de que el rotor está fijado al eje a través de un pasador, denominado pasador de balanceo, que permite que el rotor se mueva perpendicular a un plano de rotación promediado en el tiempo del rotor, eliminando de esta manera la transmisión de cargas de flexión al eje principal (cuando el movimiento de balanceo no tiene restricciones).

20 Un ángulo entre los álabes del rotor en un momento determinado y el plano de rotación promediado en el tiempo (esencialmente un plano vertical) se denomina el ángulo (β) de balanceo. Durante el funcionamiento normal, la variación del ángulo de balanceo es deseable: el ángulo β de balanceo varía dentro de un cierto intervalo que puede ser denotado como un intervalo de funcionamiento estándar, y, dentro de ese intervalo, cambia en respuesta a la cizalladura del viento (que produce una velocidad desigual del viento sobre el área de barrido del rotor) y la turbulencia, y en respuesta a las fuerzas giroscópicas producidas cuando el rotor realiza un movimiento de guiñada para acercarse o alejarse de una dirección actual del viento. Debido a un desfase entre la carga y el desplazamiento, los valores máximos de ángulo de balanceo para un rotor de dos álabes ocurren típicamente cuando una posición azimutal del rotor es esencialmente horizontal (es decir, paralela al suelo). En y alrededor de esta posición azimutal horizontal del rotor, no hay posibilidad de colisión entre un álabe y la torre (es decir, una colisión álabe-torre). Un álabe pasa cerca de la torre sólo cuando el rotor está en una posición azimutal vertical. Por consiguiente, el intervalo aceptable de las fluctuaciones del ángulo de balanceo depende de la posición azimutal del rotor.

25 El movimiento de balanceo del rotor reduce las fuerzas de flexión sobre el rotor que, de otra manera, estarían presentes y causarían fatiga en los álabes, el cubo y el eje principal. Hay dos límites impuestos sobre el ángulo de balanceo. El primer límite es impuesto por las estructuras mecánicas en la unión del rotor al eje principal. El otro límite, más restrictivo, es debido a las colisiones álabe-torre. Es decir, si el ángulo β de balanceo aumenta más allá de un cierto valor conforme un álabe está pasando cerca de la torre de soporte de la turbina eólica, hay riesgo de una colisión álabe-torre catastrófica. Para evitar este tipo de evento, la mayoría de las turbinas con rotores con movimiento de balanceo incluyen un mecanismo de restricción de balanceo que previene las fluctuaciones no deseadas del ángulo de balanceo.

30 En la técnica anterior se encuentran dos tipos de mecanismos de restricción de balanceo. Uno, denominado de tipo de contacto, consiste en algún material flexible, tal como un elastómero o un muelle de metal, que se comprime una vez que el ángulo de balanceo del rotor excede una cantidad predeterminada y se produce un contacto entre el rotor y el mecanismo de restricción de balanceo. La fuerza de recuperación impartida por este tipo de mecanismo de restricción de contacto sobre el rotor es bastante grande, y de naturaleza "impulsiva". Estas cargas de restricción son indeseables ya que provocan fatiga y daños catastróficos, de manera que se requieren una mayor resistencia y peso en el rotor y la estructura de góndola. Además, este tipo de mecanismo de restricción es independiente de la posición azimutal del rotor, por lo tanto, proporciona una fuerza de restricción innecesaria y perjudicial independientemente de la posición azimutal del rotor y, por lo tanto, genera fuerzas de restricción incluso en ausencia de riesgo de colisiones álabe-torre.

35 El otro tipo de mecanismo de restricción de balanceo conocido usa un cilindro hidráulico, regulado por un sistema de control, para proporcionar una fuerza no-impulsiva que restringe el movimiento de balanceo. Con este tipo de mecanismo, el movimiento de balanceo mueve el pistón en el interior del cilindro, desplazando de esta manera el

fluido hidráulico al interior de un circuito externo al cilindro. El circuito conecta al menos dos cilindros, de manera que el fluido expulsado por un cilindro es aceptado en el otro. La restricción del movimiento de balanceo es generada haciendo que el fluido hidráulico pase a través de una constricción, u orificio, que se encuentra en este circuito. Debido a que la pérdida de presión a través del orificio aumenta con la velocidad de flujo, este mecanismo proporciona una fuerza de restricción de balanceo que es proporcional a, y solamente a, la velocidad angular de balanceo, en lugar de al propio ángulo de balanceo. Este comportamiento no es deseable, ya que muy frecuentemente, la velocidad angular máxima se produce cuando el rotor cruza un ángulo β de balanceo de cero grados. Por lo tanto, este segundo tipo de mecanismo de restricción de balanceo aplica una gran fuerza de restricción, frecuentemente máxima, sobre el rotor cuando el rotor está en un ángulo β de balanceo igual a cero, muy en el interior del intervalo de funcionamiento estándar, y precisamente cuando la posibilidad de colisiones con la torre es mínima. Esta fuerza de restricción es cíclica (produciéndose en cada revolución del rotor) y produce una carga innecesaria y perjudicial (por ejemplo, inductora de fatiga) sobre el rotor y el eje principal. Además, también se producen velocidades angulares de balanceo grandes y beneficiosas durante las maniobras de guiñada de la góndola, en las que una variación sin restricciones del ángulo de balanceo previene que grandes fuerzas giroscópicas lleguen al eje principal. El segundo tipo de dispositivo de mecanismo resiste y se opone a estos movimientos de balanceo rápidos y beneficiosos. En resumen, el segundo tipo de mecanismo impone una fuerza de restricción sobre el rotor en condiciones en las que se desea un movimiento de balanceo libre, incluyendo ángulos de balanceo dentro del intervalo de funcionamiento estándar, y fluctuaciones del ángulo de balanceo durante las maniobras de guiñada, reduciendo de esta manera, si no eliminando, los beneficios fundamentales del diseño de rotor con balanceo.

Además, los mecanismos de restricción de balanceo conocidos carecen de medios para prevenir cualquier movimiento de balanceo en momentos deseados. Por ejemplo, los mecanismos de restricción de balanceo de la técnica anterior no permiten que el movimiento de balanceo sea bloqueado durante el arranque y durante el estado aparcado cuando el rotor no está girando.

En el documento US 5584655, se describe una turbina eólica en la que su movimiento de balanceo es controlado como una función de la velocidad angular de balanceo.

Sumario

En un aspecto, la invención proporciona un sistema de turbina eólica que comprende:

un eje; un rotor para accionar el eje, en el que el rotor comprende un primer álabe acoplado al eje mediante un cubo, en el que el primer álabe tiene un grado de libertad para pivotar con relación al eje, y en el que se define un primer ángulo de balanceo entre una posición instantánea del primer álabe y un plano de rotación promediado en el tiempo del primer álabe; y un primer conjunto fluídico de control de balanceo acoplado entre el rotor y el eje configurado para proporcionar una primera fuerza dinámica de restricción de balanceo como una función del primer ángulo de balanceo y una resistencia fluídica, en el que la primera fuerza de restricción dinámica es relativamente baja cuando el primer ángulo de balanceo está dentro de un primer intervalo de balanceo de funcionamiento, y en el que la primera fuerza de restricción dinámica varía de manera que la primera fuerza de restricción dinámica es más alta cuando el primer ángulo de balanceo está fuera del primer intervalo de balanceo de funcionamiento, en el que el primer conjunto fluídico de control de balanceo comprende: un tubo de pistón que define una superficie interior, en el que el tubo de pistón está conectado al eje por una conexión de pasador; un pistón móvil en el interior del tubo de pistón a lo largo de un eje de pistón, en el que el pistón está conectado al rotor por una conexión de pasador; y un fluido de trabajo, en el que el fluido de trabajo es desplazado como una función del movimiento del pistón; y caracterizado por que el sistema de turbina eólica comprende además: un sensor configurado para detectar una posición azimutal del primer álabe; un circuito de fluido externo conectado a un primer volumen del tubo de pistón definido en un primer lado del pistón y un segundo volumen del tubo de pistón definido en un lado opuesto del pistón en los extremos axiales del tubo de pistón; y una válvula de resistencia variable posicionada en el interior del circuito de fluido externo configurada para ajustar la resistencia al desplazamiento del fluido de trabajo como una función de la posición azimutal detectada del primer álabe.

Breve descripción de los dibujos

La Fig. 1 es una vista en alzado de un sistema de turbina eólica según la presente invención.

La Fig. 2 es una vista en sección transversal parcial de una parte del sistema de turbina eólica.

La Fig. 3 es una vista en sección transversal de una primera realización de un conjunto de control de balanceo.

Las Figs. 4-7 son vistas en sección transversal de la primera realización del conjunto de control de balanceo, tomadas a lo largo de las líneas 4-4, 5-5, 6-6 y 7-7, respectivamente, de la Fig. 3.

La Fig. 8 es un gráfico de la fuerza de restricción de balanceo en función del ángulo β de balanceo para la primera

realización del conjunto de control de balanceo.

La Fig. 9 es una vista en sección transversal de otra realización de un conjunto de control de balanceo.

La Fig. 10 es un gráfico de la fuerza de restricción de balanceo en función del ángulo β de balanceo para la realización del conjunto de control de balanceo de la Fig. 9.

5 La Fig. 11 es una vista en sección transversal parcial de un ejemplo de un conjunto de control de balanceo que no es una realización de la invención.

La Fig. 12 es una vista en sección transversal del conjunto de control de balanceo de la Fig. 11 en una posición acoplada que permite un movimiento de balanceo.

10 La Fig. 13 es una vista en sección transversal del conjunto de control de balanceo de las Figs. 11 y 12 en una posición desacoplada que bloquea el movimiento de balanceo.

Descripción detallada

En general, la presente invención proporciona un sistema fluídico de control de balanceo para una turbina eólica que proporciona una fuerza de restricción de balanceo dinámica que varía como una función del ángulo de balanceo. Esto permite la provisión de fuerzas de restricción de balanceo de magnitud relativamente baja en un primer intervalo de ángulos de balanceo, y la provisión de fuerzas de restricción de balanceo de mayor magnitud fuera de ese primer intervalo de ángulos de balanceo. Esta variación de la magnitud de la fuerza de restricción de balanceo como una función del ángulo de balanceo puede ser implementada de diferentes maneras, tales como con ranuras de profundidad variable en una pared del diámetro interior de un cilindro de pistón hidráulico, o con una varilla hueca que puede crear selectivamente un paso de fluido a través de un pistón hidráulico en un cilindro. Dichas fuerzas de restricción de balanceo pueden ser proporcionadas de manera pasiva, lo que permite realizaciones que disminuyen los problemas de desgaste, fatiga y mantenimiento. De manera opcional, puede proporcionarse un circuito de fluido externo con una válvula de resistencia variable para controlar activamente la fuerza de resistencia al balanceo como una función de una señal desde un sensor de posición azimutal, a fin de ayudar a reducir adicionalmente el riesgo de colisiones álabes-torre. Estas y otras características de diversas realizaciones de la presente invención se explican más detalladamente a continuación.

La Fig. 1 es una vista en alzado de un sistema 20 de turbina eólica de eje horizontal que incluye una torre 22 de soporte que se extiende verticalmente desde una base sobre el suelo 24, una góndola 26 y un rotor 28. La Fig. 2 es una vista en sección transversal parcial de una parte del sistema de turbina eólica. En la realización ilustrada mostrada en las Figs. 1 y 2, el rotor 28 es de un tipo de dos álabes con un cubo 30 y unos álabes 32 y 34 primero y segundo que se extienden desde el cubo 30. La góndola 26 (una parte de la cual se muestra en sección transversal en la Fig. 2) está soportada por la torre 22 de soporte, y puede moverse alrededor de un eje 36 de guiñada. El rotor 28 está fijado a un eje 38 principal mediante un pasador 40 de balanceo y, a su vez, el eje 38 principal está soportado por la góndola 26. En la realización ilustrada, el eje 38 principal es hueco, aunque pueden usarse otros tipos de eje en realizaciones alternativas. Un generador (no mostrado) puede estar conectado operativamente al eje 38 principal para generar energía eléctrica. La Fig. 1 muestra también unas condiciones atmosféricas ejemplares, incluyendo una capa 42 límite atmosférica y un gradiente 44 de cizalladura de viento.

Conforme el rotor 28 gira, el barrido del rotor 28 alrededor de un eje 48 de rotación define un plano 46 de rotación promediado en el tiempo (esencialmente un plano vertical). La orientación del rotor 28 en el plano 46 de rotación promediado en el tiempo se muestra en la Fig. 1 en líneas de trazos como el rotor 28'. El pasador 40 de balanceo permite que el rotor 28 se mueva con relación al plano 46 de rotación promediado en el tiempo. En cualquier momento determinado, se define un ángulo β de balanceo entre los álabes 32 y 34 del rotor 28 y el plano 46 de rotación promediado en el tiempo. El ángulo β de balanceo puede variar dentro de un intervalo máximo de balanceo (es decir, la fluctuación de ángulo de balanceo permitida que puede ser soportada por la estructura rotor-eje principal), por ejemplo más o menos 8° con respecto al plano 46 de rotación promediado en el tiempo, pero típicamente varía dentro de un intervalo denotado como un intervalo de funcionamiento estándar, por ejemplo, más o menos 3° con respecto al plano 46 de rotación promediado en el tiempo. Los cambios en el ángulo β de balanceo pueden ocurrir en respuesta a una turbulencia, una cizalladura 44 del viento (que produce una velocidad de viento desigual sobre un área de barrido del rotor), y las fuerzas giroscópicas producidas cuando el rotor 28 y la góndola 26 realizan un movimiento de guiñada alrededor del eje 36 de guiñada acercándose a o alejándose de una dirección actual del viento. Durante el funcionamiento normal, la variación del ángulo β de balanceo es deseable, reduciendo la transmisión de cargas de flexión al eje 38 principal (cuando el movimiento de balanceo es no restringido).

Con el fin de controlar el movimiento de balanceo del rotor 28, se proporcionan uno o más conjuntos de control de balanceo. En la realización ilustrada en las Figs. 1 y 2, un primer conjunto 50 de control de balanceo y un segundo conjunto 52 de control de balanceo están conectados entre el rotor 28 y el eje 38 principal. Cada conjunto 50 y 52

de control de balanceo une estructuralmente al menos un álabe 32 o 34 o cubo 30 a un punto fijo con relación al eje 38 principal. Tal como se muestra en la Figs. 2 con respecto al segundo conjunto 52 de control de balanceo, cada conjunto 50 y 52 de control de balanceo está conectado al eje 38 con un pasador 54 de restricción de balanceo situado a una distancia L_2 desde el eje 48 de rotación del eje 38. En la realización ilustrada, los conjuntos 50 y 52 de control de balanceo están conectados a una cavidad interna del eje 38.

La Fig. 3 es una vista en sección transversal de una primera realización del primer conjunto 50 de control de balanceo. El segundo 52 conjunto de control de balanceo puede tener una configuración similar, y todas las descripciones del primer conjunto 50 de control de balanceo pueden aplicarse al segundo conjunto 52 de control de balanceo. El primer conjunto 50 de control de balanceo incluye un pistón 56 que tiene un eje 58 de pistón y una cabeza 60 de pistón móvil en el interior de un tubo 62 cerrado (por ejemplo, un cilindro) a lo largo de un eje 64 de pistón. Un fluido de trabajo, preferiblemente un fluido esencialmente incompresible, tal como un fluido hidráulico convencional, está situado dentro del tubo 62. Pueden usarse sellos, no mostrados en la figura, para prevenir fugas no deseadas de fluido de trabajo. Un pasador (no mostrado) puede conectar el eje 58 de pistón a un punto seleccionado en el rotor 28, tal como un punto en el cubo 30 que evita cargas puntuales sobre el álabe 32 contiguo. El tubo 62 está fijado estructuralmente al eje 38 principal, de manera que todo el conjunto 50 de control de balanceo gira con el rotor 28. La fijación del tubo 62 al eje principal es a través del pasador 54 de restricción de balanceo conectado a una estructura 66 de montaje que se extiende desde el tubo 62, de manera que las fuerzas se transmiten entre el tubo 62 y el eje 38 principal mientras todavía se permiten movimientos de rotación (es decir, movimientos de pivote) del tubo 62 con respecto al eje 38 y la góndola 26. Estos movimientos de rotación son de naturaleza cinética y surgen debido a la ubicación separada en el espacio (es decir, la distancia L_2) entre el pasador 40 de balanceo y el pasador 54 de restricción de balanceo (véase la Fig. 2).

Un cambio en el ángulo β de balanceo del rotor 28 causará que el pistón 56 se mueva a lo largo del eje 64 de pistón. Las paredes del diámetro interior del tubo 62 contienen una serie de ranuras 68 que permiten el paso del fluido de trabajo (axialmente con respecto al eje 64 de pistón) que permiten el paso del fluido de trabajo entre un primer volumen 70 frente a la cabeza 60 de pistón y un segundo volumen 72 detrás de la cabeza de pistón, es decir, desde un lado de la cabeza 60 de pistón al otro. El número de ranuras puede variar según se desee para aplicaciones particulares. En una realización, las ranuras 68 están alineadas esencialmente paralelas con el eje 64 de pistón. Típicamente, las ranuras 68 son sustancialmente equidistantes unas de otras. Las ranuras 68 cambian la profundidad (es decir, la profundidad radial con respecto al eje 64 de pistón) como una función de la ubicación axial. En particular, las ranuras 68 pueden ser más profundas cerca de un punto medio axial del tubo 62, y menos profundas en los extremos axiales del tubo 62. La totalidad de las ranuras 68 pueden extenderse sustancialmente a lo largo de toda la longitud axial interior del tubo 62. En una realización, diferentes ranuras 68 pueden tener diferentes longitudes axiales.

Las Figs. 4-7 son vistas en sección transversal del conjunto 50 de control de balanceo, tomadas a lo largo de las líneas 4-4, 5-5, 6-6 y 7-7, respectivamente, de la Fig. 3. La variación en la profundidad de las ranuras 68 es visible en la secuencia de secciones transversales mostradas en las Figs. 4-7 (no todas las ranuras 68 están numeradas en las Figs. 4-7). La sección transversal de la Fig. 4 está tomada aproximadamente en el punto medio axial del tubo 62, donde las ranuras 68 son relativamente profundas (radialmente). Las secciones transversales de las Figs. 5-7 muestran la profundidad radial de las ranuras 68 que se hace progresivamente menor hacia un extremo del tubo 62, así como la longitud axial de las ranuras 68 que varía para disminuir el área de sección transversal total hacia el extremo del tubo 62.

La Fig. 8 es un gráfico ejemplar de la fuerza de restricción de balanceo experimentada por el pistón 56 en función del ángulo β de balanceo del rotor 28. La fuerza de restricción de balanceo (o fuerza de restricción) es la fuerza (impulso) proporcionada por el sistema 50 de control de balanceo a lo largo del eje 64 de pistón que tiende a oponerse al movimiento de balanceo del rotor 30. Cuando el rotor funciona dentro del intervalo 74 de funcionamiento estándar, es ideal permitirse que el rotor 28 experimente un "balanceo-libre", es decir, un balanceo sustancialmente no restringido por las fuerzas de restricción de balanceo del conjunto 50 de control de balanceo. Por consiguiente, tal como se muestra en la Fig. 8, la fuerza de restricción varía como una función del ángulo β de balanceo. En la realización ilustrada, la fuerza de restricción de balanceo es relativamente baja (cercana a cero) y constante dentro de un intervalo 74 de funcionamiento estándar, es decir, un intervalo normal del movimiento de balanceo que surge en el funcionamiento normal del sistema 20 de turbina eólica. Fuera del intervalo 74 de funcionamiento estándar, la fuerza de restricción de balanceo aumenta rápidamente, y se aproxima a los valores máximos relativos en los ángulos β de balanceo más grandes dentro del intervalo máximo de balanceo.

Por ejemplo, cuando la cabeza 60 de pistón está situada cerca del punto medio axial del tubo 62, un desplazamiento axial del pistón 56, causado por un cambio en el ángulo β de balanceo, causará que el fluido de trabajo pase a través de las ranuras 68 desde el primer volumen 70 en un lado de la cabeza 60 de pistón al segundo volumen 72 en el otro lado de la cabeza 60 de pistón, o viceversa. Debido a que las ranuras 68 son relativamente profundas en esta ubicación axial central, la resistencia encontrada por el fluido de trabajo que pasa a

través de las ranuras 68 es pequeña, creando de esta manera solo una fuerza de restricción mínima sobre el pistón 56 y permitiendo el funcionamiento de balanceo esencialmente libre dentro del intervalo 74 de funcionamiento estándar.

5 Conforme el ángulo β de balanceo del rotor 28 excede el intervalo 74 de funcionamiento estándar, las fuerzas de restricción aumentan de manera suave y monótona con el ángulo β de balanceo. El conjunto 50 de control de balanceo permite de esta manera un movimiento de balanceo libre, esencialmente sin restricciones, cuando el ángulo β de balanceo se encuentra dentro del intervalo 74 de funcionamiento estándar, y proporciona una fuerza de restricción que aumenta suavemente con ángulos β de balanceo crecientes fuera del intervalo 74 de funcionamiento estándar. Cuando la cabeza 60 de pistón está situada cerca de las extremidades axiales del tubo 62, la
10 relativamente poca profundidad de las ranuras 68 crea una resistencia relativamente grande al paso del fluido de trabajo a través de las mismas, creando de esta manera una diferencia de presión a través de la cabeza 60 de pistón, y, por lo tanto, una fuerza de restricción relativamente grande.

15 La relación particular entre la fuerza de restricción de balanceo y el ángulo β de balanceo puede variar según se desee para una aplicación particular. Por ejemplo, la configuración de las ranuras 68 influye sobre la relación entre la fuerza de restricción de balanceo y el ángulo β de balanceo. Sin embargo, en general, puede establecerse una relación adecuada como sigue. Integrando el área bajo una curva trazada en un gráfico de la fuerza de restricción de balanceo en función del ángulo β de balanceo (por ejemplo, la curva mostrada en el gráfico de la Fig. 8) se obtendrá un valor total de fuerza que puede ser multiplicado por el tiempo durante el cual se aplica la fuerza de restricción para obtener un valor del impulso proporcionado por el conjunto 50 de restricción de balanceo. El valor
20 del impulso proporcionado por el conjunto 50 de restricción de balanceo debería ser suficiente para detener el movimiento de balanceo del rotor 28, que dependerá de la masa y la velocidad de balanceo del rotor 28. Pueden usarse las velocidades de balanceo esperadas del rotor 28 (conocidas o determinadas experimentalmente) junto con una masa conocida o medida del rotor 28 para anticipar las relaciones adecuadas entre la fuerza de restricción de balanceo y el ángulo β de balanceo para aplicaciones particulares.

25 Es bien conocido en la técnica que la pérdida de presión de fluido (por ejemplo, el fluido de trabajo) a través de un orificio depende del tamaño del orificio, tal como se ha descrito anteriormente con relación a la profundidad de las ranuras 68, y de la velocidad del fluido. Se deduce, entonces, que la fuerza de restricción proporcionada por el conjunto 50 de control de balanceo aumenta con la velocidad angular de balanceo, una vez que el ángulo de balanceo excede el intervalo 74 de funcionamiento estándar. Esta dependencia de la velocidad es deseable, ya que
30 las altas velocidades angulares de balanceo a ángulos β de balanceo grandes aumentarían sino la probabilidad de una colisión entre uno de los álabes 32 y 34 y la torre 22 de soporte (es decir, una colisión álabes-torre).

Todo movimiento de balanceo, incluyendo el comprendido en el intervalo 74 de funcionamiento estándar, produce un flujo del fluido de trabajo dentro del conjunto 50 de control de balanceo. Este flujo se ve afectado inevitablemente por la viscosidad del fluido, por lo tanto, es acompañado inevitablemente por un cierto grado de disipación de
35 energía en calor. Por consiguiente, durante el funcionamiento del sistema 20 de turbina eólica, el fluido de trabajo alcanzará una temperatura constante superior a la temperatura ambiente. La temperatura del fluido de trabajo viene determinada por la relación de disipación de energía a transferencia de calor convectiva y conductiva desde la superficie del tubo 62 y el eje 58 de pistón. Cabe señalar que el conjunto 50 de control de balanceo está en movimiento de rotación al unísono con el rotor 28, por lo tanto el conjunto 50 de control de balanceo recibe un flujo
40 esencialmente constante de aire atmosférico relativamente frío que transporta el calor lejos del cilindro a través de la convección. Con el fin de mejorar esta disipación de calor, pueden emplearse unas aletas de refrigeración (no mostradas) en el exterior del tubo 62 o un circuito de refrigeración de fluido de trabajo externo (no mostrado) para ayudar a reducir adicionalmente la temperatura del fluido de trabajo.

45 Un controlador de condición térmica puede ayudar a regular la temperatura del fluido de trabajo. Por ejemplo, para las operaciones de la turbina eólica en regiones de clima extremadamente frío, puede incluirse, opcionalmente, un pre-calentador 76 de fluido de trabajo (por ejemplo, un calentador eléctrico) con el conjunto 50 de control de balanceo (véase la Fig. 3) para su uso mientras el sistema 20 de turbina eólica está detenido para llevar el fluido de trabajo a la temperatura de funcionamiento (el pre-calentador 76 se muestra sólo esquemáticamente, en aras de la simplicidad). Una vez que el sistema 20 de turbina comienza a funcionar, la disipación de energía en el fluido de
50 trabajo puede mantener esencialmente la temperatura de funcionamiento sin la necesidad de calor añadido desde el pre-calentador 76. De manera alternativa, o adicional, podría usarse un aparato de refrigeración de fluido (por ejemplo, una unidad de refrigeración convencional), tal como el pre-calentador 76, para ayudar a controlar la temperatura del fluido de trabajo eliminando activamente la energía térmica del fluido de trabajo, según se desee.

55 El comportamiento más ideal del sistema 20 de turbina eólica es el de regular la fuerza de restricción de balanceo en base al ángulo β de balanceo del rotor 28, tal como se ha descrito anteriormente, y también a la posición azimutal del rotor 28. La posición azimutal es la orientación angular del rotor alrededor del eje 48 de rotación. En particular, el rotor 28 de dos álabes en ángulos (θ) azimutales cercanos a cero y 180° (correspondientes a una orientación horizontal de los álabes 32 y 34 del rotor 28) no tiene ninguna posibilidad de colisiones álabes-torre, y la

magnitud de la fuerza de restricción debería ser reducida con respecto a la fuerza de restricción producida cuando los álabes 32 y 34 del rotor 28 están en una posición vertical (es decir, en ángulos θ azimutales de 90° y 270°). El conjunto 50 de control de balanceo debería generar fuerzas de restricción relativamente grandes sólo al aproximarse a los ángulos β de balanceo máximos del intervalo de balanceo máximo. Para acomodar un cambio en la magnitud de la fuerza de restricción como una función de la posición azimutal del rotor, la presente invención incluye unos medios para detectar la posición azimutal del rotor 28 y unos medios para ajustar la resistencia de la fuerza de restricción en respuesta al ángulo θ azimutal detectado del rotor 28.

La Fig. 9 es una vista en sección transversal de un conjunto 50A de control de balanceo alternativo. El conjunto 50A de control de balanceo puede ser generalmente similar al conjunto 50 de control de balanceo descrito anteriormente, pero incluye además un circuito 90 de fluido externo que se conecta al primer volumen 70 y el segundo volumen en los extremos axiales del tubo 62, una válvula 92 de resistencia variable posicionada en el interior del circuito 90 de fluido externo, y un sensor 94 de ángulo (θ) azimutal (mostrado solo esquemáticamente, en aras de la simplicidad). El sensor 94 puede ser un sensor óptico u otro tipo de sensor convencional adecuado para detectar el ángulo θ azimutal del rotor 28. El sensor 94 genera operativamente una señal de salida, y la válvula 92 es controlada como una función de esa señal de salida del sensor.

La resistencia al fluido de la válvula 92 puede ser variada como una función del ángulo θ azimutal del rotor 28, tal como se indica a continuación. Cuando el ángulo θ azimutal es cercano a 90° y 270° , correspondiente a una posición vertical de los álabes 32 y 34 del rotor 28, se cierra la válvula 92, haciendo de esta manera que el conjunto 50A de control de balanceo responda tal como se ha descrito anteriormente con relación al conjunto 50 de control de balanceo. En particular, con la válvula 92 cerrada, la resistencia al movimiento de la cabeza 60 de pistón es debida exclusivamente al paso del fluido de trabajo a través de las ranuras 68 (no mostradas en la Fig. 9, en aras de la claridad) en el tubo 62. Cuando el ángulo θ azimutal del rotor 28 es cercano a cero o 180° , se abre la válvula 92, permitiendo el paso del fluido de trabajo desde el primer volumen 70 frente a la cabeza 60 de pistón al segundo volumen 72 detrás de la cabeza 60 de pistón, o viceversa, y eliminando de esta manera la mayor parte de la resistencia del fluido al movimiento del pistón 56. En una realización alternativa del conjunto 50A de control de balanceo, las ranuras 68 pueden ser omitidas y la resistencia al balanceo puede ser proporcionada exclusivamente por el circuito 90 de fluido externo. En dicha realización alternativa, puede usarse un sensor de ángulo (β) de balanceo (no mostrado) en conjunción con el sensor 94 azimutal.

La Fig. 10 es un gráfico de la fuerza de restricción de balanceo en función del ángulo β de balanceo para la realización del conjunto 50A de control de balanceo. Tal como se muestra en la Fig. 10, una curva sólida ilustra una curva de resistencia al balanceo de magnitud relativamente baja que puede corresponder a la fuerza de restricción suministrada por el sistema 50A de restricción de balanceo a ángulos θ azimutales de los álabes 32 y 34 del rotor 28 cercanos a cero o 180° . Una curva a trazos ilustra una curva de resistencia al balanceo de magnitud relativamente alta que puede corresponder a la fuerza de restricción proporcionada por el sistema 50A de restricción de balanceo a ángulos θ azimutales de los álabes 32 y 34 del rotor 28, cercanos a 90° y 270° , correspondientes a la posición sustancialmente vertical de los álabes 32 y 34 del rotor 28, donde el riesgo de colisiones álabes-torre es elevado. Tal como se muestra en la Fig. 10, la fuerza de restricción de balanceo para ambas curvas continua y discontinua es relativamente baja (cercana a cero) y constante dentro del intervalo 74 de funcionamiento estándar.

Otro problema con el funcionamiento de una turbina eólica es la necesidad de bloquear (es decir, prevenir o reducir sustancialmente) un movimiento de balanceo del rotor 28 en momentos seleccionados. Por ejemplo, durante el arranque y los estados aparcados, se desea bloquear el movimiento de balanceo del rotor 28.

La Fig. 11 es una vista en sección transversal parcial de una realización alternativa de un conjunto 50B de control de balanceo que incluye un pistón 56B que tiene un eje 58B de pistón y una cabeza 60B de pistón, un tubo 62B y una varilla 100 (sólo se muestra el tubo 62B en sección transversal en la Fig. 11). Las Figs. 12 y 13 son vistas en sección transversal completas del conjunto 50B de control de balanceo en dos posiciones de acoplamiento diferentes. Cabe señalar que el tubo 62B del conjunto 50B de control de balanceo no incluye ranuras a lo largo de una pared del diámetro interior, como con las otras realizaciones descritas anteriormente.

La varilla 100 está dispuesta coaxialmente con un eje 64B de pistón, e incluye una abertura 102 a una cavidad 104 interna. La varilla 100 puede girar alrededor del eje 64B de pistón, pero está fija con respecto al tubo 62B para prevenir el movimiento de traslación en la dirección axial. La anchura de la abertura 102 varía a lo largo del eje 64B de pistón. En la realización ilustrada, la varilla 100 tiene forma sustancialmente cilíndrica, y la abertura 102 tiene forma de rombo.

El eje 58B de pistón tiene una cavidad 106 interna que se extiende en una dirección generalmente axial, y la cabeza 60B de pistón tiene una abertura 108 central que está contigua a la cavidad 106 interna. Además, hay una abertura 110 lateral formada en el eje 58B de pistón que está en comunicación de fluido con la cavidad 106 interna. La abertura 110 lateral puede tener una forma rectangular. Conforme el pistón 56B se mueve dentro del tubo 62B, una

parte de la varilla 100 puede pasar a través de la abertura 108 central en la cabeza 60B de pistón y al interior de la cavidad 106 interna en el eje 58B de pistón. El pistón 56B está fijado rotacionalmente, y sólo puede moverse linealmente a lo largo del eje 64B de pistón con respecto al tubo 62B.

5 La varilla 100 puede ser girada alrededor del eje 64B de pistón entre una posición acoplada, que permite el movimiento de balanceo controlado, y una posición desacoplada, que bloquea el movimiento de balanceo. La Fig. 12 es una vista en sección transversal del conjunto 50B de control de balanceo con la varilla 100 girada a una posición acoplada que permite el movimiento de balanceo controlado. En la posición acoplada, la abertura 102 en la varilla 100 y la abertura 110 lateral en el eje 58B de pistón están alineadas, y el conjunto 50B permite que el fluido de trabajo fluya entre el primer volumen 70 frente a la cabeza 60B de pistón y el segundo volumen 72 detrás de la cabeza 60B de pistón. En particular, el fluido de trabajo desde el primer volumen 70 puede pasar a través de una parte de la abertura 102 y al interior de la cavidad 104 interna en la varilla 100. El fluido de trabajo puede pasar axialmente a través de la cavidad 104 interna, a través de la abertura 108 en la cabeza 60B de pistón, a continuación de vuelta a través de la abertura 102 en la varilla y a través de la abertura 110 lateral en el eje 58B de pistón al segundo volumen 72 (un flujo de fluido ejemplar se designa mediante la flecha en la Fig. 12). La Fig. 13 es una vista en sección transversal del conjunto 50B de control de balanceo con la varilla 100 girada a una posición desacoplada que bloquea el movimiento de balanceo. En la posición desacoplada, la varilla 100 se hace girar alrededor del eje 64B de pistón de manera que la abertura 102 en la varilla 100 y la abertura 110 lateral en el eje 58B de pistón no estén alineadas. En particular, esto previene esencialmente el paso del fluido de trabajo entre el primer volumen y el segundo volumen 72, lo que previene que el pistón 56B se mueva y, de esta manera, previene el movimiento de balanceo.

La anchura (o dimensión circunferencial) de la abertura 102 en la varilla 100 varía a lo largo del eje 64B de pistón, con una anchura máxima aproximadamente en su punto medio y menos anchura hacia ambos extremos, de manera que la resistencia de fluido al movimiento de fluido de trabajo puede variar dependiendo de la posición del pistón 56B. En otras palabras, la fuerza de restricción de balanceo puede variar como una función del ángulo β de balanceo. El conjunto 50B de control de balanceo proporciona de esta manera unos medios alternativos para variar la fuerza de restricción de balanceo como una función del ángulo β de balanceo mientras proporciona también una manera de bloquear afirmativamente todo movimiento de balanceo en momentos seleccionados.

Además, la varilla 100 puede ser girada de manera que se proporcione cierta superposición entre la abertura 102 en la varilla 100 y la abertura 110 lateral en el eje 58B de pistón, pero menos que una alineación completa. Esto permite también que la resistencia al fluido sea controlada mediante la rotación de la varilla 100, además del control debido al movimiento axial del pistón 56B con relación a la varilla 100.

Aunque la presente invención ha sido descrita con referencia a realizaciones preferidas, los trabajadores con conocimientos en la materia reconocerán que pueden realizarse cambios en la forma y los detalles sin apartarse del alcance de la invención, que está definido por las reivindicaciones. Por ejemplo, las características descritas con respecto a una realización, tales como sensores azimutales, válvulas de resistencia variable y controladores de condición térmica del fluido de trabajo, pueden ser adaptadas fácilmente a otras realizaciones de la presente invención.

REIVINDICACIONES

1. Un sistema (20) de turbina eólica que comprende:

un eje (38);

5 un rotor (28) para accionar el eje, en el que el rotor comprende un primer álabe (32) acoplado al eje mediante un cubo (30), en el que el primer álabe tiene un grado de libertad para pivotar con relación al eje, y en el que un primer ángulo (β) de balanceo está definido entre una posición instantánea del primer álabe y un plano (46) de rotación promediado en el tiempo del primer álabe; y

10 un primer conjunto (50) fluídico de control de balanceo acoplado entre el rotor y el eje configurado para proporcionar una primera fuerza de restricción de balanceo dinámica como una función del primer ángulo de balanceo y una resistencia fluídica, en el que la primera fuerza de restricción dinámica es relativamente baja cuando el primer ángulo de balanceo está dentro de un primer intervalo de balanceo de funcionamiento, y en el que la primera fuerza de restricción dinámica varía de manera que la primera fuerza de restricción dinámica es mayor cuando el primer ángulo de balanceo está fuera del primer intervalo de balanceo de funcionamiento, en el que el primer conjunto fluídico de control de balanceo comprende:

15 un tubo (62) de pistón que define una superficie interior, en el que el tubo (62) de pistón está conectado al eje por una conexión (54, 66) de pasador;

un pistón (56) móvil en el interior del tubo de pistón a lo largo de un eje de pistón, en el que el pistón (56) está conectado al rotor (28) por una conexión de pasador; y

un fluido de trabajo, en el que el fluido de trabajo es desplazado como una función del movimiento del pistón;

20 y caracterizado por que el sistema de turbina eólica comprende además:

un sensor (94) configurado para detectar una posición azimutal del primer álabe;

un circuito (90) de fluido externo conectado a un primer volumen del tubo de pistón definido en un primer lado del pistón y un segundo volumen del tubo de pistón definido en un lado opuesto del pistón en los extremos axiales del tubo (62) de pistón; y

25 una válvula (92) de resistencia variable posicionada en el interior del circuito (90) de fluido externo configurada para ajustar la resistencia al desplazamiento del fluido de trabajo como una función de la posición azimutal detectada del primer álabe

30 2. Sistema según la reivindicación 1, en el que el primer conjunto fluídico de control de balanceo comprende además ranuras (68) definidas en la superficie interior del tubo de pistón en una dirección generalmente axial con respecto al eje de pistón para permitir que el fluido de trabajo pase entre el primer volumen y el segundo volumen.

3. Sistema según la reivindicación 2, en el que cada ranura tiene una profundidad radial, y diferentes ranuras tienen diferentes longitudes axiales.

35 4. Sistema según la reivindicación 2 o 3, en el que la profundidad radial de cada ranura varía progresivamente a lo largo del eje del pistón, en el que cada ranura tiene una profundidad radial máxima relativa en un punto medio axial del tubo de pistón, y profundidades radiales más pequeñas en ubicaciones axiales separadas del punto medio axial del tubo de pistón.

5. Sistema según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el primer conjunto (50) fluídico de control de balanceo está acoplado al eje (38).

6. Sistema según cualquiera de las reivindicaciones anteriores y que comprende además:

40 un controlador (76) de condición térmica del fluido de trabajo configurado para regular la energía térmica del fluido de trabajo.

7. Sistema según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la válvula de resistencia variable aumenta la resistencia al desplazamiento del fluido de trabajo cuando la posición azimutal del primer álabe es tal que el primer álabe está en estrecha proximidad a una torre (22) de soporte que soporta el eje.

45 8. Sistema según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el primer intervalo de balanceo de funcionamiento es más o menos de aproximadamente tres grados con respecto al plano (46) de rotación promediado en el tiempo del primer álabe.

9. Sistema según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el rotor (28) comprende además un segundo álabe (34) acoplado al eje mediante el cubo (30), en el que el segundo álabe tiene un grado de libertad para pivotar con relación al eje, y en el que un segundo ángulo de balanceo está definido entre una posición instantánea del segundo álabe y un plano (46) de rotación promediado en el tiempo del segundo álabe, en el que el sistema comprende además:

5

un segundo conjunto (52) fluídico de control de balanceo acoplado entre el rotor y el eje para proporcionar una segunda fuerza de restricción de balanceo dinámica como una función del segundo ángulo de balanceo, en el que la segunda fuerza de restricción dinámica es relativamente baja cuando el segundo ángulo de balanceo está dentro del primer intervalo de balanceo de funcionamiento, en el que la segunda fuerza de restricción dinámica es mayor cuando el segundo ángulo de balanceo está fuera del primer intervalo de balanceo de funcionamiento, y en el que las fuerzas de restricción dinámica primera y segunda son independientes una de la otra.

10

15

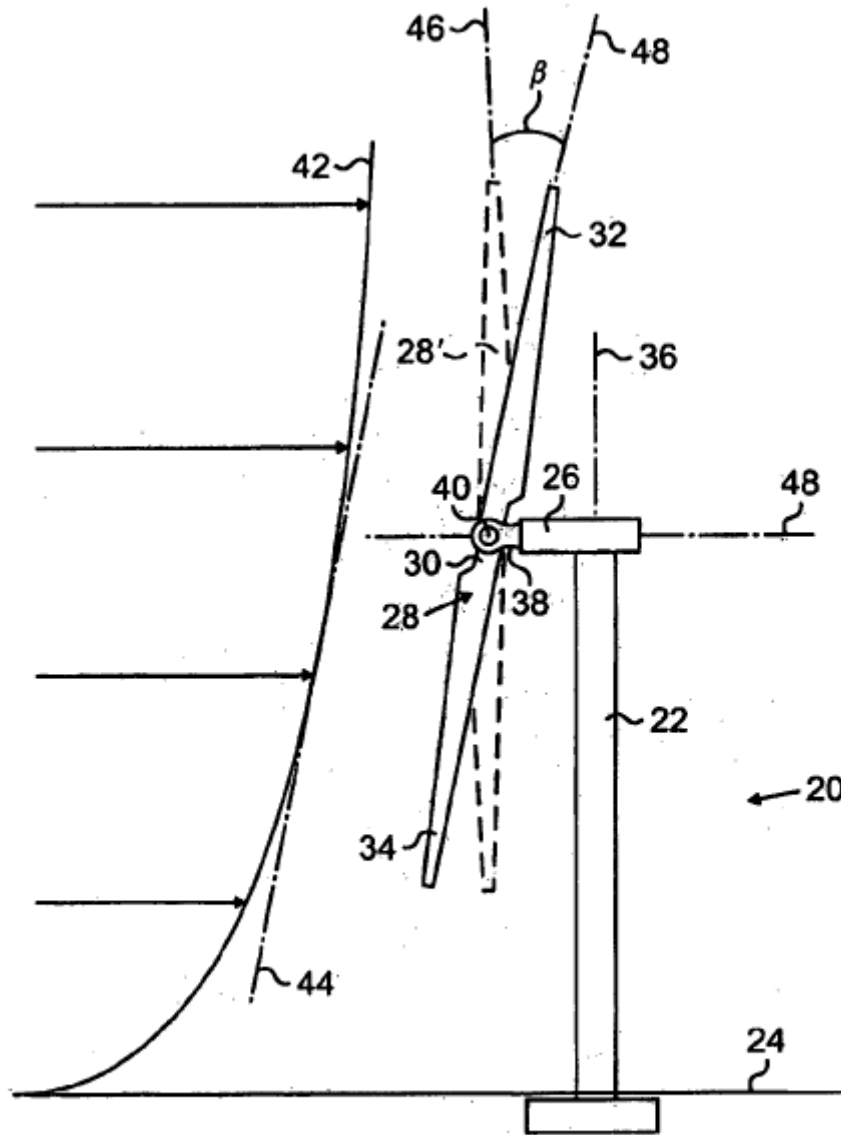


FIG. 1

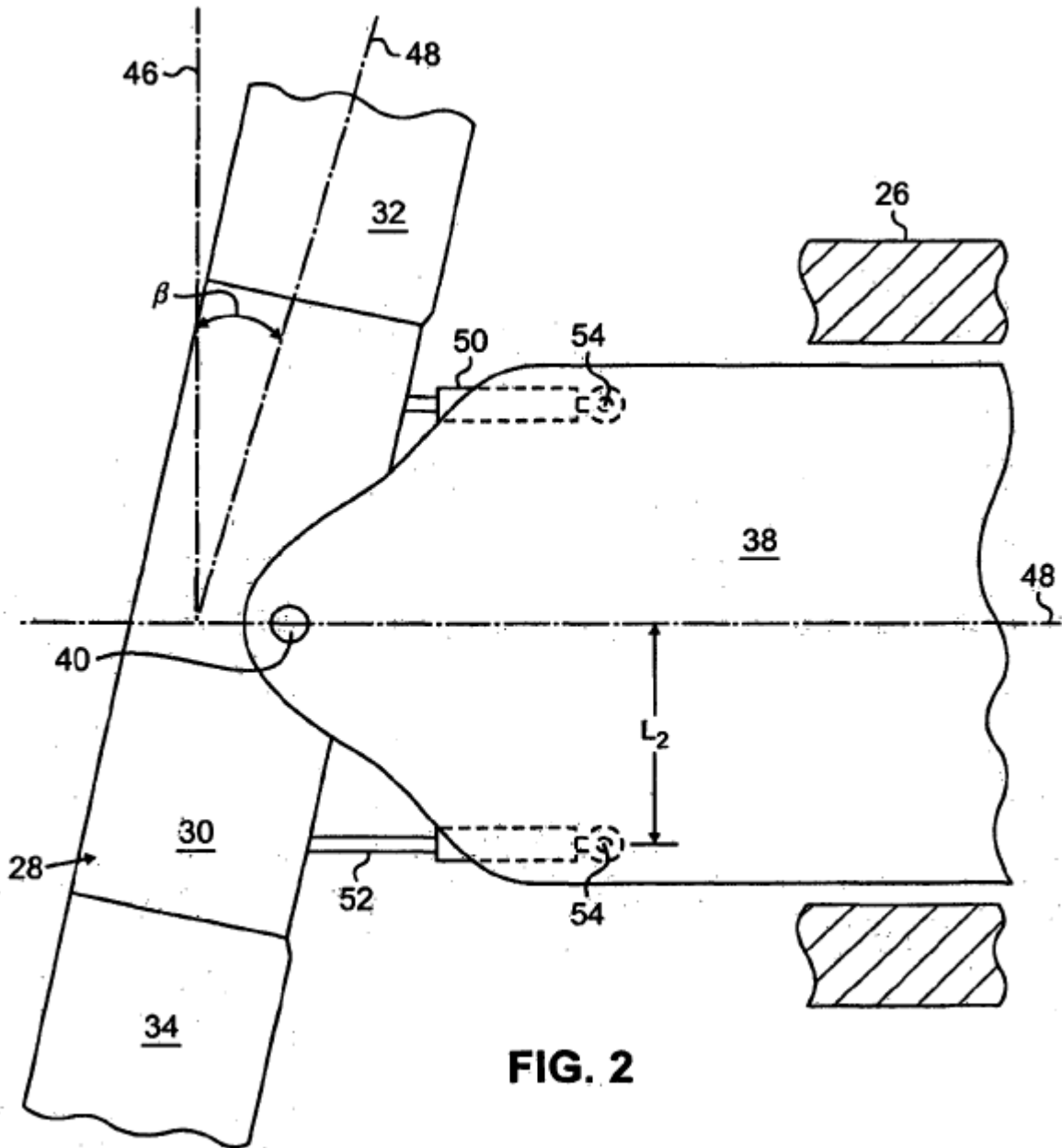


FIG. 2

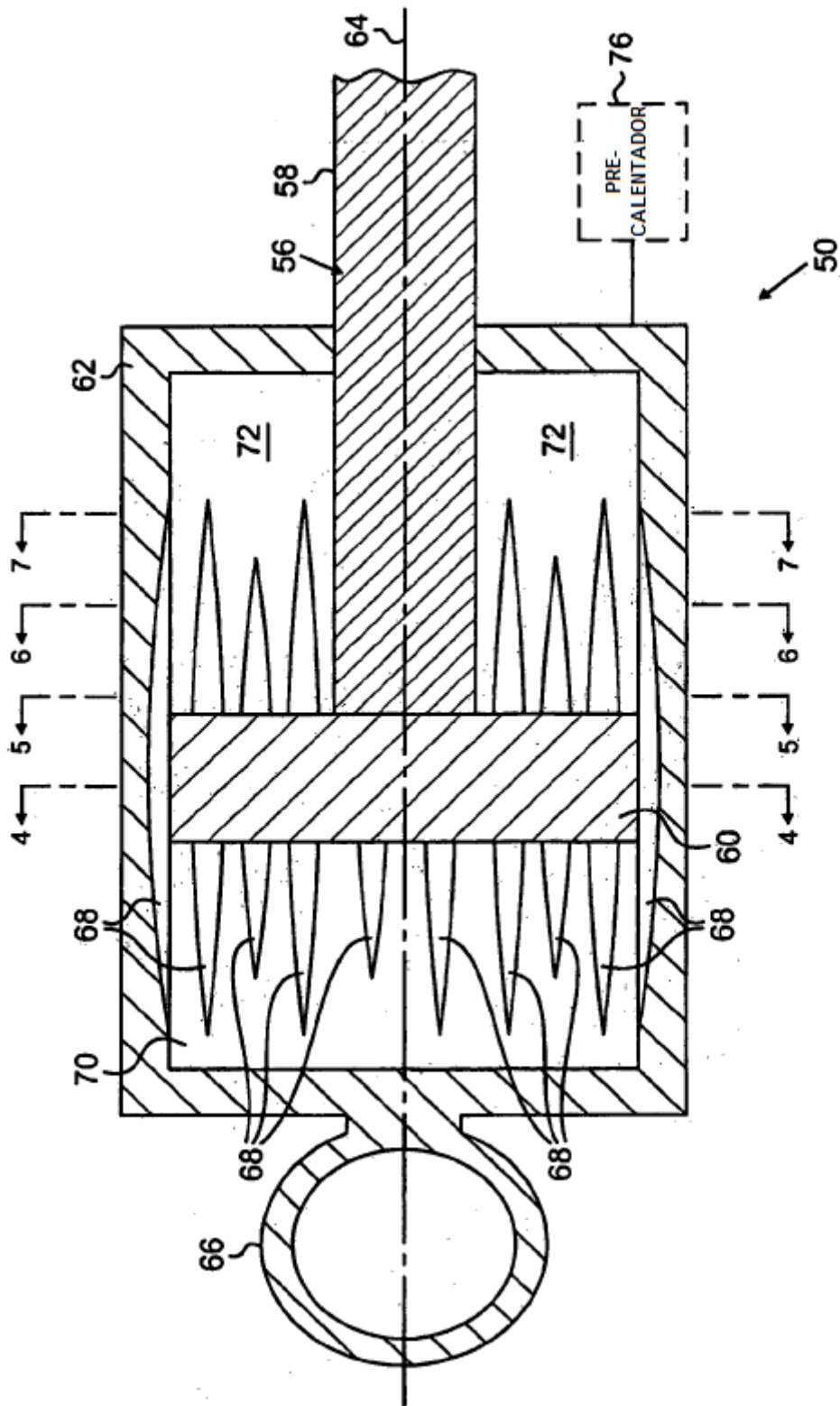
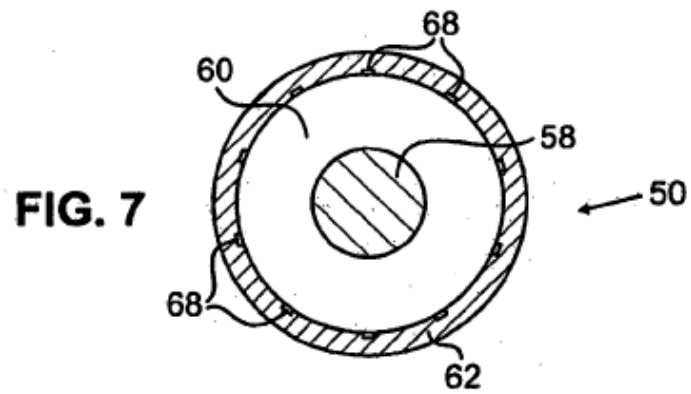
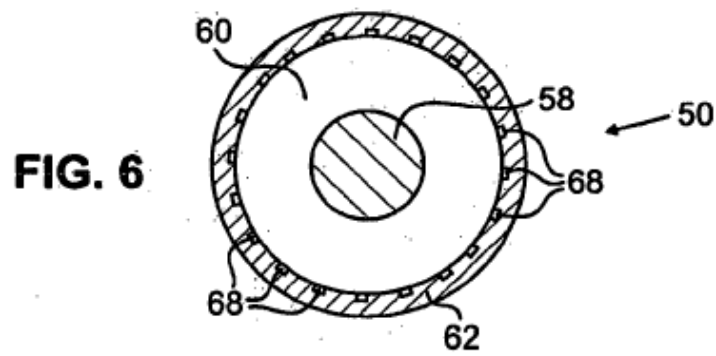
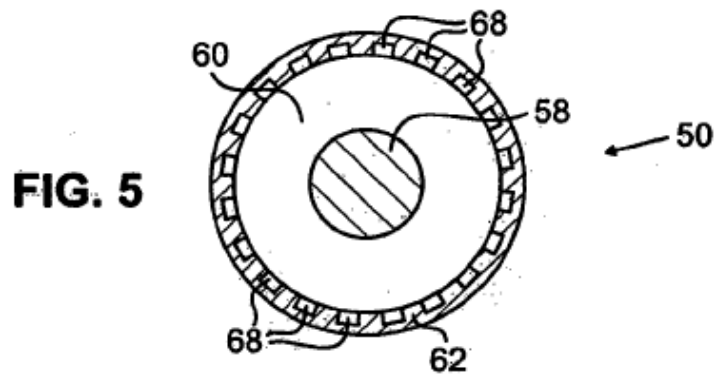
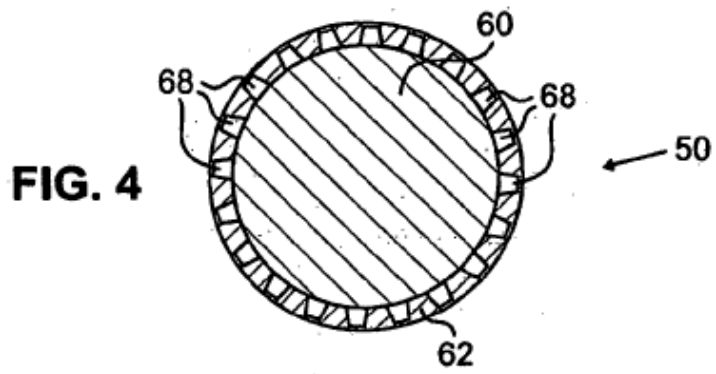


FIG. 3



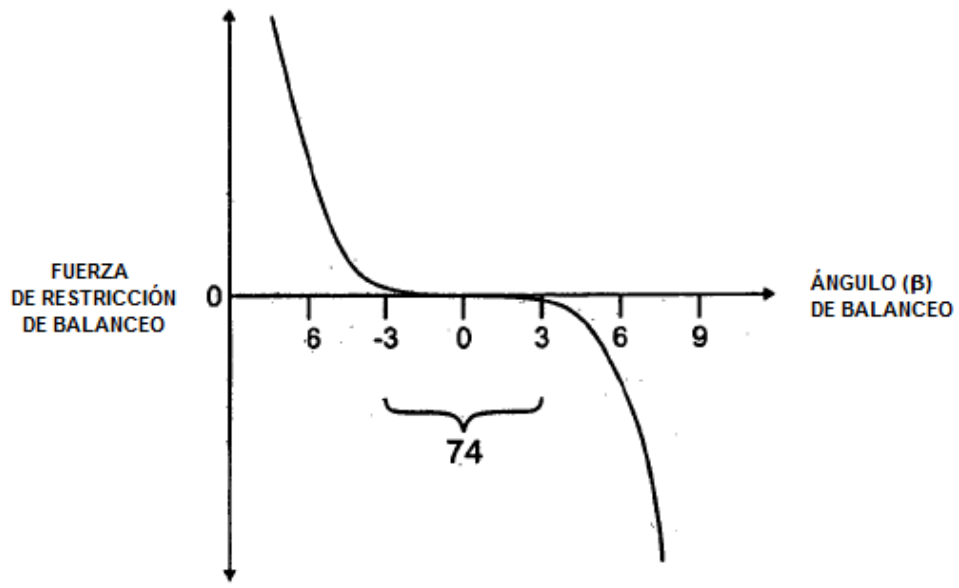


FIG. 8

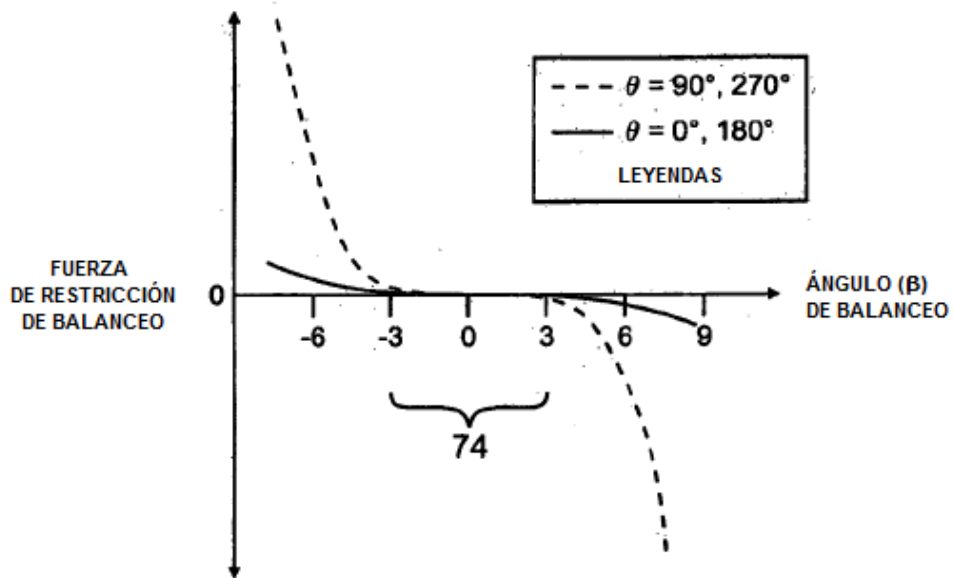


FIG. 10

