

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 415 886**

51 Int. Cl.:

**F01D 1/30** (2006.01)

**F01D 5/14** (2006.01)

**F03B 13/14** (2006.01)

**F15D 1/12** (2006.01)

**F01D 1/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.07.2007 E 07789055 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **23.01.2013 EP 2047067**

54 Título: **Turbina de acción para uso en flujos bidireccionales**

30 Prioridad:

**26.07.2006 GB 0614916**

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

**29.07.2013**

73 Titular/es:

**DRESSER-RAND COMPANY LTD. (100.0%)  
Werrington Parkway  
Peterborough Cambridgeshire PE4 5HG, GB**

72 Inventor/es:

**FREEMAN, CHRISTOPHER;  
HERRING, STEVEN JAMES y  
BANKS, KEVIN**

74 Agente/Representante:

**CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel**

**ES 2 415 886 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

Turbina de acción para uso en flujos bidireccionales

5 La presente invención se relaciona con una disposición de una turbomáquina que puede operar con flujos bidireccionales, y en particular con una disposición de turbina de acción para uso con un flujo bi- direccional. Más específicamente, y preferiblemente, esta se relaciona con tal disposición de turbina para uso en una planta de energía con columna de agua oscilante para generar electricidad de la energía de la ola. La disposición de turbina puede tener así otras aplicaciones en el campo de generación de energía renovable, o aún más generalmente en otras aplicaciones de turbomáquina.

10 Se han conocido durante numerosas décadas generadores eléctricos que utilizan la energía de una columna de agua oscilante. En general, estos generadores incluyen una gran cámara que incluye una primera abertura sumergida por debajo del nivel del agua y una segunda abertura que sale a la atmósfera por vía de una turbina. En la medida en que las crestas y los valles de las olas llegan a la cámara, el nivel de la columna de agua dentro de la cámara se eleva periódicamente y cae, forzando de esta manera alternativamente al aire dentro de la cámara a escapar a través de la turbina hacia la atmósfera y arrastrar el aire de la atmósfera de regreso a través de la turbina a la cámara. Un problema particular con tales generadores es que requieren disposiciones de turbina que puedan operar y generar electricidad desde el flujo de aire bidireccional inverso bombeado desde la columna de agua oscilante a través de la disposición de turbina.

20 Un tipo de disposición de turbina que se puede utilizar en tal generador de columna de agua oscilante es una turbina de acción. El principio básico de operación de una turbina de acción es que el flujo del cual se va a extraer la energía pasa primero a través de una hilera de boquillas que se utilizan para acelerar el flujo en el rotor en un ángulo apropiado, el rotor luego extrae la energía cinética del flujo acelerado. Una característica importante de una turbina o máquina de acción es que no existe un cambio sustancial de la presión estática a través del rotor (en una turbina tipo reacción la presión estática disminuye en la medida en que el fluido pasa a través de la etapa del rotor). Cuando el flujo a través de la turbina de acción es unidireccional (que es la situación convencional), la etapa de la turbina consistirá de una hilera de boquillas, seguida por una hilera de rotores. Sin embargo, si se desea utilizar una turbina de acción en una aplicación en donde la dirección del flujo a través de la turbina se invierte periódicamente, por ejemplo en una unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante, entonces se requiere una hilera de boquillas en cada lado del rotor para crear las condiciones correctas de entrada al rotor en ambas direcciones del flujo. Ejemplos de tales disposiciones, en particular utilizadas en una unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante de describen en los documentos GB 1449740 y GB 1500400, así como en los documentos US 4 545 726 y FR 473 822 y en un documento de revisión titulado "A Review of impulse turbines for wave energy conversion"; by T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, K. Kaneko; in Renewable Energy, Vol. 23 n.o. 2, Junio 2001 páginas 261-292.

35 Un problema con estas disposiciones es que si la geometría de la boquilla es fija, entonces las hojas del lado corriente abajo del rotor no están correctamente alineadas para aceptar el flujo que sale del rotor. Típicamente, el flujo resultante que sale del rotor es axial, sin un flujo de remolino circunferencial o un componente para no generar caída de presión a través del rotor y una buena eficiencia del rotor. Las palas guía de boquilla adyacentes al rotor están así en un ángulo con la dirección axial para dirigir el flujo opuesto correctamente en un ángulo sobre el rotor. La magnitud del ángulo de desalineamiento del flujo para el respectivo flujo inverso puede ser grande, lo que conduce a una gran pérdida de presión a través de las boquillas corriente abajo, y una reducción similarmente grande en la eficiencia total de la turbina. El nivel de eficiencia de flujo continuo pico típicamente asociado con unas disposiciones de turbina de acción de geometría fija para uso en plantas de energía con columna de agua oscilante es de menos del 40%.

45 Este problema se puede solucionar si las palas guía de boquilla se diseñan de tal manera que la configuración angular de las palas, o la geometría presente de las palas mismas, cambia con la dirección del flujo. El efecto práctico de tales soluciones, sin embargo, conduce típicamente a la necesidad de disposiciones mecánicas complicadas para lograr las variaciones geométricas requeridas. Esto, a su vez, da origen a problemas de confiabilidad y mantenimiento significativos cuando la disposición es puesta a funcionar durante un número grande de ciclos y/o se utiliza en una ambiente marino. Las eficiencias pico de más del 60% han sido así obtenidas para tales tipos de la turbina de geometría variable, pero están se han asociado con unos temas de mantenimiento y confiabilidad significativos, y por lo tanto no se han adoptado para uso.

55 De acuerdo con esto los desarrollos de las unidades generadoras de electricidad con columna de agua oscilante no han favorecido el uso de las disposiciones de la turbina de acción. De hecho, y a pesar de algunas de las ventajas de las turbinas de acción ellas no han sido utilizadas o favorecidas generalmente para aplicaciones hidráulicas, y solo se utilizan en aplicaciones especiales, siendo favorecidas las disposiciones de turbina de reacción general. En particular los desarrollos de las unidades generadoras de electricidad con columna de agua oscilante se han concentrado en utilizar turbinas tipo Wells que son autorrectificantes y pueden operar y generar electricidad a partir del flujo de aire bidireccional inverso. En teoría, tales turbinas pueden operar con altas eficiencias superiores al 50%

bajo condiciones de flujo de estado constante que han mostrado eficiencias de flujo constante pico con geometría fija. Sin embargo tales turbinas solo operan eficientemente sobre un rango de flujo de masa relativamente pequeño y así solo pueden operar eficientemente sobre un rango relativamente pequeño de condiciones de ola. Además las turbinas Wells operan de manera general a una velocidad rotacional relativamente alta y a un torque bajo (comparado por ejemplo con una turbina de acción) y tienen unas cargas axiales relativamente altas las cuales son indeseables para uso en una unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante.

Por lo tanto es deseable suministrar un método alternativo, y suministrar una disposición de turbina de acción mejorada que pueda operar con flujo bidireccional inverso, como por ejemplo bombeado mediante una columna de agua oscilante, y que suministre una solución al problema anterior de la eficiencia total baja cuando el flujo a través de la turbina de acción se invierte periódicamente. También es deseable suministrar una unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante mejorada que incorpore y utilice una turbina mejorada. La invención también es de manera general más aplicable, y es de manera general más deseable que suministre una disposición de turbomáquina mejorada y/o alternativa que pueda operar con un flujo bi- direccional inverso.

De acuerdo con la presente invención se suministra por lo tanto una disposición de turbina de acción con flujo bi- direccional como se describe de manera variada en las reivindicaciones acompañantes. También se suministra un generador de energía con columna de agua oscilante que incluye tal disposición de turbina tipo de acción con flujo bi- direccional como se describe adicionalmente en las reivindicaciones acompañantes.

En una realización de un primer aspecto de la invención se suministra una disposición de turbina de acción con flujo bi- direccional para uso con un flujo inverso bidireccional a través de la disposición de turbina. La disposición de turbina tiene un eje que comprende un rotor, y primer y segundo conjuntos de palas guía dispuestas circunferencialmente alrededor del eje y localizadas sobre un lado axial opuesto del rotor para dirigir el flujo inverso bidireccional hacia y desde las hojas del rotor. El rotor se monta de forma giratoria para rotar alrededor del eje y tiene una pluralidad de hojas del rotor dispuestas circunferencialmente alrededor del rotor. Las palas guía se disponen en un radio mayor que las hojas del rotor de tal manera que ellas están radialmente descentradas de las hojas del rotor y la disposición de turbina comprende además primeros y segundos ductos anulares dispuestos respectivamente entre el primer y segundo conjuntos de palas guía y el rotor para dirigir el fluido desde las palas guía hacia las hojas del rotor.

En tal disposición la velocidad del flujo desde el rotor disminuye antes de que este alcance las palas guía corriente abajo, de tal manera que se reducen las pérdidas asociadas con el flujo de motor corriente abajo sobre las palas guía corriente abajo.

La altura del paso de flujo anular de los primeros y segundos ductos anulares puede ser constante a lo largo de la longitud de los ductos anulares. Alternativamente la altura del paso de flujo anular de los primeros y segundos ductos anulares puede variar y en particular se reduce en un extremo del ducto adyacente a las hojas del rotor. Tal variación en la altura del ducto variará ventajosamente el ángulo del flujo hacia y desde las palas guía que luego son dirigidas hacia las hojas del rotor reduciendo así los ángulos de giro requeridos del rotor y/o las palas guía. Esto entonces puede reducir las pérdidas asociadas con el flujo corriente abajo del rotor sobre las palas guía durante un flujo inverso sobre las palas guía.

En otro aspecto de la invención por lo menos una salida de control de flujo de superficie límite se define en una superficie de pala guía de las palas guía de por lo menos uno de los conjuntos de palas guía. La salida de control de flujo de superficie límite se conecta a una fuente de fluido para, en uso, dirigir el fluido de desde la fuente de fluido hacia la salida y sobre la superficie de pala guía.

Tal salida de control de flujo de superficie límite y que dirige el fluido desde la fuente de fluido hacia la salida y sobre la superficie de pala guía re-energiza el flujo sobre la pala guía reduciendo la separación del flujo y así las pérdidas de presión asociadas mejorando de esta manera la eficiencia de la disposición de turbina.

En aún otro aspecto de la invención las palas guía tienen un perfil en sección transversal que comprende una primera porción orientada de manera general en paralelo con el eje y un flujo axial a través de la turbina, una segunda porción orientada en un ángulo con el eje y un flujo axial a través de la turbina, y una porción de giro dispuesta entre las primeras y segundas porciones. Un paso de flujo se define entre las palas guía adyacentes, y el área de sección transversal del paso de flujo definido entre las secciones de giro de las palas guía adyacentes es sustancialmente constante. En particular para lograr esto las palas guía se definen mediante una pared y entre las secciones de giro de las palas guía adyacentes, la distancia entre las paredes de las palas guía adyacentes es sustancialmente constante.

Tal disposición reduce las pérdidas de flujo asociadas con un flujo inverso sobre la pala guía mejorando de esta manera la eficiencia de la disposición de turbina.

La sección de giro de las palas preferiblemente tiene una línea de curvatura que se define mediante un arco circular, y el arco circular se extiende sobre un ángulo de giro predeterminado de la pala.

- 5 Preferiblemente el extremo de la segunda porción tiene un borde radiado que tiene un radio de entre 2 y 10 %, y más preferiblemente de 4.5% de la cuerda axial de la pala. Esto reduce adicionalmente las pérdidas de flujo asociadas con un flujo inverso sobre la pala guía mejorando adicionalmente de esta manera la eficiencia de la disposición de turbina.

En un aspecto adicional de la invención las hojas del rotor tienen un ángulo de giro que es de 3 a 5 grados mayor que el requerido para una hoja de rotor para producir un flujo axial en el punto operativo de la turbina. Más aún la hoja de rotor tiene un ángulo de giro con el fin de producir en uso un flujo de salida no axial desde el rotor.

- 10 Tal ángulo de giro para las hojas del rotor es no convencional, pero reduce el ángulo de incidencia sobre la pala guía corriente abajo reduciendo así las pérdidas asociadas con un flujo inverso sobre la pala guía mejorando de esta manera la eficiencia de la disposición de turbina.

Preferiblemente el ángulo de giro de las hojas del rotor está entre 70 y 140 grados.

- 15 La hoja de rotor es preferiblemente simétrica alrededor de un plano perpendicular al eje y que pasa a través de un punto medio axial de la hoja.

- 20 Una implementación particular de la invención comprende un generador de energía con columna de agua oscilante que incluye tal disposición de turbina como se describió anteriormente. El generador de energía con columna de agua oscilante comprende una carcasa que define una cámara para un fluido que es periódicamente comprimido y expandido por la columna de agua oscilante. La carcasa tiene una salida para dirigir un flujo inverso bidireccional del fluido periódicamente comprendido y expandido por la columna de agua oscilante desde la carcasa. La disposición de turbina se conecta a la salida e impulsa el flujo inverso bidireccional del fluido desde la salida. Un generador se conecta a e impulsa el rotor de la disposición de turbina.

Tal generador de energía con columna de agua oscilante con tal disposición de turbina es más eficiente que la disposición convencional, utilizando otras disposiciones de turbina.

- 25 En términos generales la novedosa disposición de turbina de acción descrita aquí incorpora las siguientes características y aspectos que se pueden utilizar separadamente, o más preferiblemente en combinación en particular dentro de una unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante, o de manera más general en cualquier máquina turbo que se requiera para operar con un flujo bi- direccional inverso. Estos aspectos principales de la disposición son:

- 30 A) Ductos descentrados anulares que se utilizan para ajustar las palas guía a un radio mayor del eje de rotación que las hojas del rotor;

B) Un diseño de pala de boquilla/guía que es hecho a la medida para operación en flujos periódicamente inversos;

C) El uso de una disposición para introducir fluido a través de la superficie de la pala de boquilla/guía para re-energizar la superficie límite a través de la superficie límite que sopla;

- 35 D) El uso de un diseño de hoja de rotor con un ángulo de giro no convencionalmente alto de hasta 70 grados por ejemplo sobre las hojas del rotor para obtener una eficiencia pico a una condición de proporción de flujo de masa de diseño final de 1.0 típicamente.

(Nota: la proporción de flujo de masa se define como la proporción entre la velocidad axial promedio que ingresa a la turbina y la velocidad del rotor a media marcha, y dando el símbolo  $\phi$ .)

- 40 La presente invención se describirá ahora por medio de ejemplo solo con referencia a las siguientes figuras en las cuales:

La Figura 1 es una ilustración esquemática de una unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante;

- 45 La Figura 2 es una vista más detallada, con la mitad de la cubierta removida para revelar las filas de hojas, de un disposición de turbina de acción convencional para uso con la unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante y que tiene palas guía fijas para uso en los flujos periódicamente inversos;

La Figura 3 es una ilustración esquemática de una unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante que incluye una disposición de turbina de acción de acuerdo con unas realizaciones de la presente invención;

5 La Figura 4 es una vista más detallada, con la mitad de la cubierta removida para revelar las filas de hojas, de la disposición de turbina de acción con palas guía fijas y que incorpora ductos sin palas descentrados anulares para uso en la unidad generadora de electricidad con columna de agua oscilante mostrada en la Figura 3;

La Figura 5A a 5C son vistas en sección transversal, sobre las secciones A-A, B-B y C-C respectivamente a través de las palas y hojas de la disposición de turbina de acción mostrada en la Figura 4;

La Figura 6 es una ilustración más esquemática detallada del ducto sin pala descentrado anular de la disposición de turbina de acción mostrada en la Figura 4;

10 La Figura 7 es una ilustración más esquemática detallada del perfil de la pala guía y el espaciamiento de las palas guía de la disposición de turbina de acción mostrada en la Figura 4;

La Figura 8 es una serie de perfiles en sección transversal a través de una pala que ilustra el giro de la sección de la pala, descanso y barrido que se puede incorporar en los perfiles de la pala guía de la disposición de turbina de acción mostrada en la Figura 4;

15 La Figura 9 es una ilustración en perspectiva esquemática de un perfil de pala guía de la disposición de turbina de acción que muestra una ranura angulada en su superficie para facilitar el soplo de la superficie límite que se puede incorporar en los perfiles de la pala guía de la disposición de turbina de acción mostrada en la Figura 4;

La Figura 10 es una sección transversal esquemática de un perfil de hoja de rotor de la disposición de turbina de acción mostrada en la Figura 4;

20 La Figura 11 es una vista en sección transversal media esquemática a través de una disposición de turbina de acción similar a aquellas de las figuras 3 y 4, pero que incluye una disposición para suministrar fluido para el soplo de la superficie límite sobre las hojas de pala de boquilla/guía al tomarlas de las fuentes de flujo de impulso;

25 La Figura 12 es una vista en sección transversal media esquemática a través de una disposición de turbina de acción similar a aquella de la Figura 11, pero que incluye una disposición alternativa para suministrar fluido para soplar la superficie límite sobre las hojas de pala de boquilla/guía al utilizar tomas el anillo de flujo;

La Figura 13 es una vista en sección transversal media esquemática a través de una disposición de turbina de acción similar a aquella de la Figura 11, pero que incluye aún una disposición alternativa adicional para suministrar el soplo de la superficie límite sobre las hojas de pala de boquilla/guía con un compresor de sobrealimentación; y

30 La Figura 14 es una vista en sección transversal media esquemática a través de una disposición de turbina de acción similar a aquella de la Figura 11, pero que incluye todavía otra disposición alternativa para suministrar el soplo de la superficie límite sobre las hojas de pala de boquilla/guía con un suministro de fluido que controla el cambio desde una fuente externa.

35 Con referencia a la figura 1 un generador eléctrico con columna de agua oscilante 10 comprende una carcasa de recipiente invertida 12 que define una cámara grande, típicamente cilíndrica 14 que incluye una primera abertura 16 sumergida por debajo del nivel del agua W y una segunda abertura 18 que sopla a la atmósfera por vía de un ducto de aire 19, un montaje de turbina 20 montado dentro del ducto de aire 19, y una salida 21. En la medida en que las crestas 22 y valles 24 de las olas llegan a la cámara 14, el nivel W de la columna de agua dentro de la cámara 14 se eleva periódicamente y cae, forzando de esta manera alternativamente el aire dentro de la cámara 14 para ventilar por vía de la segunda abertura 18 a través del montaje de turbina 20 a la atmósfera y arrastrar el aire desde la atmósfera de regreso a través del montaje de turbina 20 hacia la cámara 14. Este flujo bi- direccional F a través del montaje de turbina 20 impulsa y rota un rotor del montaje de turbina que está conectado por vía de un eje a un generador eléctrico para generar energía eléctrica.

45 La figura 2 muestra un montaje de turbina de acción convencional 20 que se puede utilizar en tal generador eléctrico con columna de agua oscilante 10. El montaje de turbina 20 comprende una carcasa cilíndrica externa 26, y un cuerpo central cilíndrico 28 montado concéntricamente alrededor de un eje central 1 del montaje de turbina 20 y dentro de la carcasa 26 que define un ducto anular 30 entre estos. El ducto anular 30 se conecta en un extremo a la primera abertura 18 del generador eléctrico con columna de agua oscilante 10, y en el otro a la salida 21 del generador eléctrico con columna de agua oscilante 10 para dirigir el flujo bi- direccional F, F1, F2 a través del montaje de turbina 20. Un montaje de rotor de turbina de acción 32, que comprende un nodo central 34 y una pluralidad de hojas del rotor 36 espaciadas circunferencialmente y montadas alrededor de la circunferencia del nodo 34, que se monta de forma giratoria dentro de la carcasa cilíndrica externa 26. El nodo 34 se conecta y se monta

sobre un eje 38 que conecta el montaje de rotor 32 al generador eléctrico. La periferia externa del nodo 34 se alinea con el cuerpo central 28 para continuar el ducto anular 28 con las hojas del rotor 36 dispuestas dentro de y alineadas con el ducto anular 28. Un primer conjunto de palas guía de boquilla 40 que forman un montaje de estator se montan y disponen circunferencialmente dentro del ducto anular 28 sobre el lado axial del montaje de rotor 32 para acelerar y dirigir el flujo de aire en una primera dirección F1 desde la cámara 14 sobre las hojas 36 del montaje de rotor 32. De manera similar un segundo conjunto de palas guía de boquilla 42 que forma un montaje de estator se montan y disponen circunferencialmente dentro del ducto anular 28 sobre el otro lado axial opuesto del montaje de rotor 32 para acelerar y dirigir el flujo de aire en una segunda dirección F2 desde la salida 21 sobre las hojas 36 del montaje de rotor 32. Las palas 44 del primer y segundo conjuntos de palas guía de boquilla 40, 42 se orientan preferiblemente y están en un ángulo con el fin de dirigir el flujo de aire bidireccional respectivo F, F1, F2 sobre las hojas del rotor 36 con el fin de rotar el montaje de rotor 32 en la misma dirección sin importar la dirección del flujo de aire F, F1, F2. Las palas 44 pueden comprender convencionalmente placas de doblamiento simple para cambiar el flujo de aire, impactar un componente de torbellino circunferencial sobre el flujo de aire F, F1, F2 y suministrar una restricción de flujo para acelerar el flujo de aire F, F1, F2. Alternativamente las palas 44 pueden tener un perfil de aerohoja más refinado. Las palas guía de boquilla 40, 42, y hojas del rotor 36, y el ducto anular 28 se alinean axialmente y en el mismo radio del eje central 1 con el fin de suministrar una senda de flujo de manera general axial que es paralela al eje central 1 del montaje de turbina 20.

Tal montaje de turbina de acción es convencional y es similar al descrito, por ejemplo, en el documento GB 1449740. Como se mencionó previamente tal disposición de turbina 20 sufre de eficiencia pobre. Esto es principalmente porque las palas guía de boquilla 40 que se requieren y están anguladas operar como palas guía de entrada para dirigir el flujo de aire en la primera dirección F1 sobre el rotor 32 no están correctamente alineadas para aceptar el flujo de aire F2 desde el rotor 32 cuando los flujos de aire en la segunda dirección opuesta F2, y las palas guía se convierten en las palas guía de salida. Como resultado se genera una gran pérdida de presión corriente abajo del rotor 32 que resulta en una eficiencia total pobre.

Las figuras 3 y 4 ilustran un generador eléctrico con columna de agua oscilante 110 y montaje de turbina mejorado 120 de una realización de la invención. El generador eléctrico con columna de agua oscilante 110 y el montaje de turbina 120 son de manera general similar a aquel mostrado en las figuras 1 y 2 y descrito anteriormente. Solo se describirán en detalle las diferencias principales y numerales de referencia similares pero incrementados por 100 se utilizarán para las características correspondientes similares. Las figuras 3 y 4 también muestran el generador eléctrico 150 no mostrado en las figuras 1 y 2.

Como se muestra en las figuras 3 y 4, el primer y segundo conjuntos de palas guía de boquilla 140, 142 se colocan en un radio mayor  $R_v$  que las hojas del rotor 136. Más específicamente el punto central o espacio medio/altura media de las hojas del rotor 36 tienen un radio  $R_r$ , y el punto central del espacio medio de las palas guía de boquilla 144 tienen un radio  $R_v$  desde el eje central 1. En esta realización el primer y segundo conjuntos de palas guía de boquilla 140, 142 se disponen ambos en la misma distancia radial  $R_v$  del eje central. Los ductos descentrados anulares curvados en serpentina 146 se conectan entre los conjuntos de palas guía de boquilla 140, 142 y las hojas del rotor 136 para dirigir el flujo de aire F, F1, F2 hacia y desde las palas guía 144 y las hojas del rotor 136. En esta realización la altura del paso de flujo  $H_d$  de los ductos descentrados anulares 146 (perpendiculares a las paredes del ducto) permanece de manera general constantes y es igual a altura radial  $H_r$ ,  $H_v$  de la hoja de rotor y pala guía de boquilla 144. Como resultado del cambio en el radio del área de sección transversal total del paso de flujo anular (perpendicular a la dirección axial y/o la dirección del flujo) se reduce desde los extremos 152, 154 de la pala guía de boquilla 140, 142 de los ductos descentrados anulares 146 hacia el extremo del rotor 156 de los ductos descentrados anulares 146. Esto significa que en uso después de pasar a través de las palas guía de boquilla 144 y en al medida en que el flujo F, F1, F2 se dirige radialmente hacia adentro hacia las hojas del rotor 136 este se acelera y se incrementa tanto su velocidad axial como circular. Después que el flujo F, F1, F2 ha pasado a través del rotor 132 este se dirige por el ducto descentrado anular 146 radialmente hacia afuera a través de un área de flujo anular creciente y pasa en la medida en que el radio se incrementa, y se difunde y ya no gira antes de alcanzar las palas guía corriente abajo. La velocidad del giro axial y circunferencial del flujo F, F1, F2 se reduce de acuerdo con esto. Esto significa que el fluido que se mueve relativamente se dirige a las palas guía de boquilla 142 que reducen la magnitud de las pérdidas de presión (que son proporcionales a la velocidad cuadrada) que de otra manera ocurriría, y así se incrementa la eficiencia. El aumento en la eficiencia obtenido se incrementa como la diferencia  $R_o$  en el radio  $R_v$ ,  $R_r$  en los cuales las hojas de pala guía de boquilla 144 y las hojas del rotor 136 se colocan se incrementa, hasta que los beneficios se compensan por en las pérdidas de flujo de fricción dentro de los ductos descentrados anulares 146.

Parte de un ducto descentrado anular 146 se muestra en más detalle en la figura 6. El ducto descentrado anular 146 se define por una pared curvada 158 del montaje de turbina 120 y una pared periférica externa 160 del cuerpo central interno 128 que define un ducto anular 146 y un paso de flujo entre estos. Una línea central de paso de flujo 162 de los ductos descentrados anulares 146 se define mediante una función coseno que es luego escalada al definir la longitud L y radio requerido descentrado  $R_o$  del ducto 146 en términos de la altura radial de la hoja de rotor  $H_r$ . con la línea central definida, la distancia perpendicular entre las paredes del ducto 158, 160 en esta realización preferiblemente permanecen constante a lo largo de la longitud del ducto 146, y es igual a la altura  $H_d$  del anillo de

flujo en el rotor 132 y las palas guía de boquilla 140, 142. La altura  $H_d$  del anillo de flujo es igual tanto para el primer conjunto de palas guía de boquilla 140, hojas del rotor 132, y el segundo conjunto de palas guía de boquilla 142.

5 El beneficio del desempeño que surge de incorporar y utilizar los ductos descentrados anulares 146 entre el rotor 132 y las palas guía de boquilla 140, 142, es proporcional a la cantidad de difusión que se puede lograr mientras se mantiene el flujo adherido (evitando la separación del flujo como en la medida en que el flujo se difunde) y minimizando el área de superficie humedecida. En la práctica, estas restricciones son probablemente el resultado de las proporciones de área de paso de flujo máximo que son tales que el área de paso de flujo del ducto 146 en el extremo de la pala guía 152, 154 es hasta de 4, más particularmente hasta de 3.5, y más preferiblemente hasta de 2.5 veces el área de paso de flujo del ducto 146 en el extremo del rotor 156. Esto iguala a un cambio similar en el radio  $R_v$ ,  $R_r$ , para la altura constante  $H_d$  del ducto 146, de tal manera que el radio del espacio medio de la pala es hasta de 4, más particularmente hasta de 3.5, y más preferiblemente hasta 2.5 veces el radio del espacio medio del rotor  $R_r$ . Esto también iguala y da una distancia descentrada típica  $R_o$ , y la diferencia de radios  $R_r$ ,  $R_v$  de los puntos de espacio medio de las hojas del rotor 136 y las palas guía de boquilla 144 de hasta 10 o 12, y más preferiblemente 6 veces las alturas de la hoja de rotor  $H_r$ , para las hojas del rotor 136 con una proporción de nodo a punta típico y altura.

20 La longitud axial  $L$  del ducto descentrado 146 requerida para obtener un cambio deseado en la proporción del área se determina a partir de los datos de diseño del difusor convencional. En general, las pérdidas del difusor se reducen en la medida en que la proporción de expansión disminuye, hasta que se compensa por un incremento en el área humedecida. Idealmente es deseable hacer el ducto tan corto como sea posible mientras que se evita la separación del flujo que puede ocurrir si la proporción de la expansión y el ducto 146 es demasiado empinado y demasiado curvado, lo que introduciría pérdidas de flujo. Por lo tanto, en la práctica la longitud  $L$  es probable que esté en el rango de 4 a 12, y preferiblemente 4 a 8 de las alturas de la hoja de rotor  $H_r$ , dependiendo de la cantidad de difusión vista. Más específicamente y preferiblemente la difusión, y el cambio en el área se alcanza con un ducto 146 cuya longitud  $L$  en la dirección axial era típicamente cinco las alturas de la hoja de rotor  $H_r$ .

25 Preferiblemente los ductos descentrados anulares 146, como se muestran no tienen pala y son ductos sencillos 146 simplemente enviando por el ducto el flujo  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  radialmente hacia adentro/hacia afuera. Sin embargo en ciertas aplicaciones en donde es deseable tener una disposición muy compacta en la cual el cambio de radio  $R_o$  se lleva a cabo en una longitud axial  $L$  muy corta puede ser necesario instalar dispositivos de control de flujo, tales como generadores de vórtice, por ejemplo, en el ducto 146 con el fin de evitar las separaciones de flujo o el desarrollo de flujos altamente no uniformes.

35 En esta realización los ductos descentrados 146 sobre cualquiera de los lados del rotor 132 son simétricos, y los conjuntos de palas guía de boquilla 140, 142 tienen el mismo radio  $R_v$ . Sin embargo en otras realizaciones el segundo conjunto de palas guía de boquilla 142, y el ducto descentrado 146 que las conduce pueden tener diferente radio y dimensiones en razón a que el flujo  $F_1$  de la cámara 114 es más denso que el flujo  $F_2$  de aire de la atmósfera hacia la cámara 114 de tal manera que la velocidad del flujo de aire  $F_1$  afuera del montaje de turbina y la salida 121 es de menor que el flujo de aire hacia la cámara 114. Como resultado el descentrado  $R_o$  y las dimensiones de los ductos descentrados 146 se pueden variar para tener esto en cuenta.

40 La cantidad de bloqueo que presentan las palas guía de boquilla 140, 142, y las pérdidas que están asociadas con esta, están relacionadas, de una manera no lineal, con la cantidad de giro. Esto significa que existe un beneficio significativo al reducir el ángulo de giro de la pala guía de boquilla 144. Esto se puede lograr al hacer la altura  $H_d$  de los ductos descentrados 146 menor que el extremo de la pala guía 152, 154, que el extremo del rotor 156. Más específicamente si la altura  $H_d$  del ducto 146 es constante entonces para cualquier cambio en el radio  $R_o$  el componente de velocidad axial y el componente de velocidad de giro circunferencial del flujo  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  cambia proporcionalmente y el ángulo del flujo  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  con respecto a la dirección axial en el extremo de la pala guía de boquilla 152, 154 y el extremo del rotor remanecen constantes. Sin embargo si la altura del ducto  $H_d$  cambia, los componentes axial y circunferencial del flujo  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  cambian diferencialmente y el ángulo del flujo  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  en la dirección axial puede variar para reducir el requisito real. En particular si la altura del ducto  $H_r$ ,  $H_v$ ,  $H_d$  es mayor en el extremo del rotor 156 que en el extremo de la pala guía de boquilla 152, 154 el ángulo de flujo puede variar ventajosamente con el fin de reducir el giro requerido por las palas guía de boquilla 144 y así las pérdidas. Sin embargo, este cambio en la altura del ducto  $H_d$  reduce el cambio en el área de paso de flujo y así el efecto de difusión y la variación de velocidad total, y puede conducir a la necesidad de incrementar la proporción de nodo/punta, las cuales tenderán a reducir el desempeño. Existe así un balance a nivelar, lo que significará que la altura  $H_d$  del ducto 146 en el extremo de la pala guía de boquilla 152, 154 es probable que sea menor que la mitad que aquella en el extremo del rotor 156. Para compensar el cambio en la altura del ducto  $H_d$  también se apreciará que el radio descentrado  $R_o$  y la diferencia en el radio  $R_v$ ,  $R_r$  de las palas 140, 142 al rotor 132 podrían variar para mantener el cambio requerido en el área de paso de flujo total y la difusión.

Mientras se mueven las palas guía 140, 142 por fuera a un radio mayor  $R_v$  que el de las hojas del rotor 136 se reduce la magnitud de la pérdida de presión, una región grande de flujo separado turbulento se produce alrededor de las palas guía respectiva 144 corriente abajo del rotor 132. Esto introduce pérdida de presión y reduce la

eficiencia. La extensión de esta región de flujo separado (es decir turbulento) y las pérdidas que este induce se pueden reducir al adoptar una geometría de pala guía novedosa que se adapta para la operación en los flujos inversos.

5 Los requisitos de diseño para las palas guía 144 son por lo tanto para que ellas suministren un flujo eficiente cambiando con pérdidas bajas cuando se operan como palas guía de entrada en la dirección del flujo hacia adelante para dirigir un flujo de aire sobre las hojas del rotor 132, y tener características que mitiguen el impacto de la separación del flujo que ocurre cuando ellos operan en dirección inversa como palas guía de salida. En particular el perfil de pala guía 144 debe suministrar un giro eficiente en la dirección del flujo hacia adelante, y tener características que mejoren el desempeño cuando operan en la dirección del flujo inversa.

10 Si una placa doblada simple angulada para dirigir el flujo al rotor cuando opera corriente arriba del rotor, se puede utilizar para las palas guía 144 entonces el área del paso de flujo entre las dos palas guía adyacentes disminuye hacia el rotor. Cuando el flujo se invierte, sin embargo, la pala guía está corriente abajo del rotor, y el paso entre las palas guía de placa doblada actúa como un muy pobre difusor, implementando las pérdidas. Por lo tanto para mejorar el desempeño cuando opera en la dirección de flujo inverso las palas guía 144 se diseñan para tener un perfil en el cual el área de sección transversal de la porción del paso entre las palas 144 en las cuales el flujo cambiante ocurre giro se mantiene casi constante. Esta característica significa que cuando las palas 144 se operan en la dirección del flujo inversa no hay casi difusión que tenga lugar en la región en donde el flujo está siendo cambiado – lo que exacerbaría el desarrollo del flujo separado – teniendo lugar la difusión en la porción del paso donde no hay flujo cambiante.

20 Además la longitud de la sección de giro 166 de la pala es mantiene tan corta como sea posible para minimizar el bloqueo axial al flujo de salida del rotor. Las palas guía 144 también tienen un borde trasero radiado relativamente romo que reduce el impacto del ángulo de incidencia del flujo alto y cambia la incidencia del flujo. En contraste para una pala guía unidireccional convencional es generalmente deseable para el borde trasero (más cercano al rotor) tener un perfil tan filoso como sea posible, y para el borde trasero de la pala guía que sea tan delgada como sea posible.

30 Un perfil de pala guía adecuado cumple estos objetivos, así como dirige el flujo de aire sobre las hojas del rotor se muestra en las figuras 5a, 5c y 7. La figura 7 muestra el perfil de pala de una pala 144 del primer conjunto de palas guía de boquilla 140 en relación con las direcciones de flujo F, F1, F2. El perfil de pala de las palas 144 del segundo conjunto de palas guía de boquilla 142 es el mismo pero con la pala 144 orientada en la dirección axial opuesta como se muestra al comparar las figuras 5a y 5c.

35 El perfil de pala guía de boquilla 144 en sección transversal comprende una sección de nariz 164, una sección de giro 166, y una sección de cola 168. La sección de nariz 164 se dispone axialmente más alejada del rotor 132 y hacia la abertura 118 en la cámara 114 o salida 121 dependiendo de qué pala guía de boquilla ajuste la pala que se utiliza. La sección de cola 168 se dispone axialmente hacia el rotor 132, con la sección de giro 166 entre las secciones de nariz 164 y cola 168. El perfil de las hojas de pala guía de boquilla 144 se forman al doblar un número de características geométricas de cada una e estas secciones juntas.

40 El perfil requerido, y la sección de giro 166, se construyen al definir la cantidad de giro requerido como un arco circular 170 que se extiende sobre el ángulo de giro requerido  $\theta$  para dirigir el flujo de aire correctamente a las hojas del rotor 136 cuando el flujo (F1 en la figura 7) es tal manera que la pala guía 144 está corriente arriba de las hojas del rotor 136. Este arco circular 170 forma una línea de curvatura central 170 de la pala 144, minimiza la longitud de la sección de giro 166. Las superficies superior e inferior 172, 174 espaciadas de la línea de curvatura 170, y la proporción de grosor  $t_v$  a cuerda, luego se define sobre esta sección de giro para mantener el área  $F_p$  del paso entre las palas guía de boquilla consecutivas 144 sobre esta sección de giro 166 virtualmente constante. Las superficies superior e inferior 172, 174 se mantienen continuamente lisas al definir sus perfiles utilizando funciones matemáticas adecuadas, las funciones coseno, cúbica y/o tangente.

50 La sección de cola 168 comprende una extensión recta corta del extremo de la sección de giro 166 con la superficie superior e inferior que es de manera general paralela. La sección de cola 168 es preferiblemente solamente hasta el 10% de la longitud de la cuerda axial de la pala total, pero puede ser hasta el 30% o incluso el 50% de la longitud de la cuerda axial de la pala total. El extremo de la sección de cola 168 luego se completa por un borde trasero radiado relativamente romo 176 que reduce el impacto del ángulo de incidencia de flujo alto y cambia la incidencia del flujo cuando la pala 144 se somete al flujo inverso (F2 en la figura 7). Este borde trasero 176 como se muestra preferiblemente puede comprender un borde trasero semi-circular (19) con un radio  $r_t$  de entre 2 y 10 %, y más preferiblemente de 4.5%, de la cuerda axial.

55 La sección de nariz 164 del perfil de pala se dispone con la línea de curvatura paralela al eje central 101 y en la dirección axial de tal manera que no existe alineamiento del flujo sobre la sección de nariz 164. La sección de nariz 164 tiene un perfil elíptico u otro adecuado relativamente fino (es decir relativamente largo) que define un paso de flujo creciente entre las palas adyacentes 144 con el fin de suministrar una difusión requerida gradual para el flujo



inverso cuando la pala 144 se somete al flujo inverso (F2 en la figura 7) y corriente abajo del rotor 132. El grosor máximo  $T_{\max}$  de la pala 144 y la proporción de finura de la sección de nariz elíptica 164 adelante del punto máximo de grosor se determina mediante el grosor del borde trasero 176, la sección de giro 166 y el ángulo de giro  $\theta$  y el requisito de mantener un área de paso de flujo constante  $F_p$  sobre la sección de giro 166.

- 5 El perfil de pala resultante 144, como se muestra en la figura 7, es relativamente plano, y tiene un grosor máximo relativamente grande. Esta geometría también tiene la ventaja de que existe un volumen interno significativo que se puede utilizar para servir como una cámara de difusión para el aire utilizado para soplar la superficie límite (descrita adelante), o para guardar los mecanismos accionadores asociados con tener una hoja de geometría variable.

10 En la disposición preferida, como se muestra, el área del paso de flujo es sustancialmente constante sobre ambas secciones de giro 166 y de cola 168, con el área solo variando, e incrementándose sobre la sección de nariz. De acuerdo con esto la difusión del flujo  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  solo ocurre sobre la sección de nariz 164 de la pala 144.

15 En general, en la medida en que se incrementa el flujo a través de una turbina de acción la eficiencia se incrementa hasta que se alcanza un pico, después el cual existe una disminución suave con un incremento adicional en la proporción de flujo. Esto significa que para lograr una alta eficiencia sobre el ciclo inverso la turbina debe correr a una condición de tasa de flujo de masa alta – para minimizar el tiempo gastado operando condiciones de baja eficiencia con tasa de flujo de masa baja. Para cumplir los requisitos anteriores el diseño objetivo se convierte así en tener un punto de diseño de proporción de flujo de masa relativamente alto es decir la velocidad axial promedio/ velocidad rotacional en el espacio medio de  $\phi = 1.0$  por ejemplo, con base en las geometrías de la hoja. Esto puede contrastar con la disposición de turbinas de acción convencional y los diseños del rotor, y los ángulo de giro  $\alpha$  que tienen una proporción de flujo de masa con punto de diseño de  $\phi = 0.4$  por ejemplo.

20 En instalaciones convencionales una turbina de acción opera con la más grande eficiencia cuando el flujo de salida desde el rotor es axial, y de esta manera las turbinas se diseñan usualmente para aproximar esta condición en su punto de diseño. Cuando tenemos palas guía 140, 142 corriente debajo de la salida del rotor, como en el caso de un flujo inverso, y el flujo de salida del rotor 132 que está cercano a la axial la incidencia sobre la pala guía 144 es muy alta, lo cual conduce a una separación de flujo muy grande. La extensión de esta separación se puede reducir al disminuir la incidencia del flujo de salida del rotor 132 sobre las palas guía 140, 142 corriente abajo. De acuerdo con esto es beneficioso incrementar el ángulo de giro de la hoja de rotor 132 mediante unos pocos grados, 3-5 grados por ejemplo, más allá de lo estrictamente requerido en el punto de diseño (hasta un máximo de 70 grados de giro total) de tal manera que el flujo en ángulo se suministra desde el rotor 132. Esto reduce el ángulo de incidencia del flujo desde el rotor 132 sobre las palas 144 corriente abajo del rotor 132. De acuerdo con esto la hoja de rotor 136 preferiblemente tiene un mayor ángulo de giro que lo que se utilizaría convencionalmente. Aunque esto resulta en una ligera reducción en el desempeño del rotor 132 es más que compensado mediante la reducción en las pérdidas debido a un alineamiento de flujo ligeramente mejor con las palas guía 140, 142.

35 Con el fin de maximizar la eficiencia, para que la turbina extraiga tanto trabajo como sea posible del flujo de aire que pasa a través de esta, es deseable tener un flujo de salida de remolino bajo desde el montaje de turbina 120. Esto significa que es deseable tener un perfil de rotor relativamente altamente cargado, que conduce a una pala guía relativamente grande 144 y los ángulos de giro de la hoja de rotor 136, típicamente mayores de 55 grados. Dado esto, el hecho de que los ángulos de giro de la pala guía 144 se pueden reducir (como se describió anteriormente) mediante el uso de ductos descentrados 146 de altura variable  $H_d$ , los ángulos de giro  $\theta$  de la pala guía 144 típicamente estarán en el rango de 35-70 grados, y un ángulo de giro  $\alpha$  de la hoja de rotor similar 136 en el rango de 35-70 grados, dando un ángulo de giro de la hoja de rotor total 136 de entre 70-140 grados (es decir  $2\alpha$ ) en razón a que el rotor es simétrico alrededor de su plano medio axial.

45 En otras palabras, el rotor 132, y en particular el ángulo de giro  $\alpha$  de la hoja de rotor 136 se diseña para producir un flujo de salida no axial y tener (en el punto operativo de diseño) un componente de torbellino circunferencial para reducir el desalineamiento en el flujo de salida con el perfil de pala que enfrenta el rotor adyacente 132. Esto puede contrastar con los diseños del rotor de turbina de acción típico que se diseñan para tener un flujo axial de polea en el punto operativo de diseño. De acuerdo con esto el rotor 132, y el perfil de hoja de rotor y en particular el ángulo de giro se configuran con el fin de estar más altamente cargados, y tener una mayor tasa de flujo de masa que lo que sería en el caso de una turbina de acción pura típica. El rotor 132 por lo tanto de acuerdo con la invención no es un perfil de acción puro sino que tiene una ligera caída de presión a través del rotor 132 con el fin de producir un flujo de salida no axial. Aunque esto reduce la eficiencia del rotor 132, esto se compensa mediante una reducción en las pérdidas asociadas con el desalineamiento del flujo de salida con la pala guía 144, en razón a que el flujo de salida no axial no está desalineado con el perfil de pala, y da una mejora total en la eficiencia total. De hecho el diseño del rotor (y el ángulo de giro) se optimiza preferiblemente y se ajusta de tal manera que, la tasa de flujo de diseño, el grado de remolino y el componente de velocidad circunferenciales tal manera que las pérdidas asociadas con la salida del rotor debido al flujo de salida que tiene tal componente de remolino son iguales a la reducción en las pérdidas asociadas con el flujo sobre la pala guía 144 debido al flujo de salida que tiene un componente de remolino y que está en un ángulo mejor que siendo axial.

El perfil de hoja de rotor de una realización de la invención se muestra en la figura 10, y se define por una línea de curvatura de arco circular 180 y un grosor. La hoja de rotor 136 es preferiblemente simétrica sobre su altura radial completa alrededor de su línea media. El arco circular 180 define el ángulo de giro  $\alpha$  de la hoja de rotor 136. Se notará que el ángulo de giro total de la hoja de rotor 136 es de hecho  $2\alpha$  en razón a que el perfil de la hoja es simétrico. La superficies de presión y succión 182, 184 luego se definen mediante curvas parabólicas a través de puntos de los bordes delantero 186 y trasero 188, y los puntos del grosor máximo en la cuerda media. La definición del perfil se completa al aplicar radios específicos (que dependerán de de las consideraciones de elaboración) a los bordes delantero y trasero 186, 188.

Además del uso de un perfil novedoso, el desempeño de la pala guía de boquilla 144 y/o las hojas del rotor 136 se puede mejorar al hacerlas tridimensionales con el fin de mejorar su case con las condiciones de flujo local que cambian con el radio. Esto significa mientras los perfiles de las hojas de pala de boquilla/guía se mantienen iguales a lo largo de su espacio las secciones que comprenden la pala /hoja en diferentes radios se giran, y los desplazamientos circunferencial y axial (inclinación y barrido) se introducen al rotar la secciones y apilar sus centroides sobre la función matemática tridimensional, en lugar de apilar sus centroides a lo largo de la línea radial recta. Este uso de tal optimización del diseño aerodinámico de la hoja tridimensional de la pala guía y de los perfiles de hoja de rotor es particularmente benéfico en situaciones donde las características de los flujos delantero e inverso son diferentes, debido por ejemplo a la diferencia en densidad entre el flujo de aire de la cámara 114 y desde la atmósfera hacia la cámara 114. El giro, inclinación y barrido que se pueden aplicar a la sección se ilustra mostrado en la figura 8. Además los perfiles de las palas 144 y las hojas del rotor 136 también puede variar sobre su altura radial y espacio.

Se sabe que se puede reducir la separación de flujo, o aún evitar, mediante la introducción del fluido a través de la superficie en cuestión para re-energizar la superficie límite a través del soplado de la superficie límite, y producir un incremento neto en el desempeño. La masa de fluido requerida para hacer esto es diferente relativamente pequeña comparada con la masa de flujo de la masa total a través de la turbina.

De acuerdo con esto, un flujo re-energizante de fluido se puede dirigir sobre las palas guía de boquilla 144 cuando la pala guía de boquilla 144 está corriente abajo del rotor 132 para re-energizar la superficie límite sobre la pala guía de boquilla 144 y controlar y reducir la separación de flujo que ocurre durante el flujo inverso sobre la pala guía de boquilla 144 cuando la pala guía de boquilla 144 está corriente abajo del rotor 132. Como se muestra en la figura 9, esto se puede lograr al suministrar una ranura delgada 190 cerca al borde trasero 176 de la pala 144, desde el cual un chorro de fluido se puede expeler cuando la pala 144 se somete a un flujo inverso, y el flujo es tal que la pala 144 está corriente abajo del rotor 132. La ranura 190 está dispuesta en un ángulo, típicamente de alrededor de 45 grados, con a tangente de la pendiente de la superficie local. Para lograr el mayor efecto la ranura 190 típicamente descansa sobre el borde trasero 176 (que en el flujo inverso se vuelve el borde delantero) y el punto de separación de flujo cuando la pala 144 se acciona como la pala guía corriente abajo 144. Para acomodar la ranura 190 y transmitir por el ducto adecuado dentro de la pala 144 para suministrar fluido a la ranura 190, el borde trasero 176 es relativamente grueso. Para ser efectiva la velocidad el flujo de fluido desde la ranura debe ser mayor que la velocidad de corriente libre local sobre la pala, y típicamente en el rango de 1.1 a 1.3 veces la velocidad de corriente libre.

El flujo de fluido requerido para producir el control de la superficie límite se puede suministrar mediante cualesquiera medios adecuados. Por ejemplo, y como se muestra en la figura 14, el fluido se puede suministrar desde una fuente separada de aire presurizado 200 por vía de una válvula adecuada 202 una cámara distribuidora de aire y un múltiples 204 alrededor del conjunto de palas guía de boquilla desde el cual se enviará por tubo por vía de una pluralidad de ductos de suministro 206 en la pala individual 144 y las ranuras 190 de cada pala. La fuente de fluido presurizado está preferiblemente a una presión suficiente para suministrar un flujo de fluido desde la ranura 190 de la velocidad requerida, típicamente de 1.1 a 1.3 veces la velocidad de corriente libre, y así se determina mediante el área de la ranura, y debe ser mayor que la presión estática en la pala 144. La válvula de conmutación 202 se controla de tal manera que solo suministra un fluido de soplado a las ranuras 190 cuando existe el flujo inverso (F2 en el caso del primer conjunto de palas guía 140) a través del montaje de turbina 120 y sobre las palas respectivas 144. Se apreciará que en la figura 14 solamente se muestra la disposición de suministro de fluido soplante para el primer conjunto de palas guía de boquilla 140, y que una disposición de suministro de fluido correspondiente se proporciona para el segundo conjunto de palas guía de boquilla 142.

Alternativamente si la caída de presión a través de la turbina es suficientemente grande, se puede utilizar para suministrar un fluido soplante al suministrar fluido desde delante de palas guía corriente arriba 142 a aquellas corriente abajo al tomar flujos adicionales desde las fuentes de flujo, o al incorporar una toma (tal como un tipo Pitot simple por ejemplo) en el anillo de flujo para extraer el flujo soplante requerido. De manera ventajosa en tal disposición una diferencia de presión que daría origen a un flujo soplante apropiado solo existiría cuando exista el flujo apropiado F1, F2 a través de la turbina 120. Además, cuando el flujo principal F, F1, F2 se invierte un flujo soplante inverso en la ranura 190 y de salida de la toma no ocurre, en razón a que la ranura 190 está sobre el borde de la pala 144 adyacente al rotor 132, y así el borde trasero, y la presión en el borde trasero, y la ranura 190 es el similar como la presión corriente abajo en el lado opuesto de la pala opuesta, cuando la caída de presión principal

de una turbina de acción ocurre sobre la pala guía de entrada/corriente arriba. De acuerdo con esto tal disposición sopla pasiva automáticamente solo suministra fluido sopla a la pala guía apropiada para la dirección habitual del flujo principal F1, F2 sin la necesidad de ninguna disposición de conmutación 202. Esto crearía ventajosamente un sistema de soplado pasivo sin partes en movimiento. Tal disposición de soplado pasivo se muestra en las figuras 11 y 12.

En la disposición sopla de la figura 11 el flujo de fluido adicional del primer conjunto de palas 140 se toma desde la atmósfera por vía de una entrada secundaria 208 y el ducto 210 para transferir fluido a la cámara de distribución 204 alrededor del primer conjunto de palas guía de boquilla 140, desde el cual este se envía por tubo 206 a las palas individuales 144 y a las ranuras 190. La disposición sopla para el segundo conjunto de palas 142 no se muestra en la figura 11, sino que es similar aunque en ese caso, el flujo de fluido adicional se toma desde la cámara 114 del generador eléctrico con columna de agua oscilante 110.

En la disposición sopla de la figura 12, que es la disposición preferida, para suministrar el fluido al primer conjunto de palas 140 cuando se opera en un flujo inverso F2, una toma tipo Pitot 212 se dispone en el paso de flujo 228 adelante del segundo conjunto de palas guía de boquilla 142. Este se conecta a un ducto 210 para transferir fluido alrededor del segundo conjunto de palas guía de boquilla 140, corriente abajo del segundo conjunto de palas guía de boquilla 142, y al otro lado del rotor 132 y a la cámara de distribución 204 desde la cual esta se envía por tubo 206 hacia las palas individuales 144 y las ranuras 190 del primer conjunto de palas 140. La disposición sopla para el segundo conjunto de palas 142, no se muestra en la figura 12, sino que es similar aunque en el caso del flujo del fluido adicional se toma desde una toma tipo Pitot 212 dispuesta en el paso de flujo 228 adelante del primer conjunto de palas guía de boquilla 140. Este se conecta a un ducto para transferir el fluido alrededor del primer conjunto de palas guía de boquilla 140 y corriente abajo del primer conjunto de palas guía de boquilla 142 al otro lado del rotor 132 a la cámara de distribución 204 desde la cual este es enviado por tubo 206 en las palas individuales 144 y las ranuras 190 del segundo conjunto de palas guía de boquilla 142.

Si la diferencia de presión en un aplicación particular es demasiado pequeña para bombear la tasa de flujo de masa requerida de aire sopla, se podría incorporar un compresor pequeño 214 en el sistema, como se muestra en la figura 13 para reforzar la presión del aire dividido. Tal bomba 214 podría similarmente ser incorporada en la disposición de la figura 11. El uso de tal bomba 214 es menos deseable en razón a que este agrega complejidad y también requiere un sistema de conmutación para operar apropiadamente la bomba 214.

Se debe apreciar que las ranuras 190 se pueden reemplazar en otras realizaciones mediante una serie de huecos pequeños o múltiples ranuras para suministrar chorros múltiples espaciados de fluidos sopla sobre las palas. Esto puede reducir los requisitos de fluido sopla y/o incrementar la efectividad que se podría lograr mediante una tasa de flujo sopla dada.

La invención como se describió consiste de una disposición de turbina de acción, que suministra una solución al problema anterior de baja eficiencia total cuando el flujo a través de una turbina de acción se invierte periódicamente, y una turbina 120 de acuerdo con una realización particular de la invención puede suministrar una eficiencia mejorada del 75% o más. Como resultado tal disposición de turbina de acción de la invención puede ser utilizada de manera práctica y ventajosa por ejemplo en un sistema de generación de energía con columna de agua oscilante. La disposición de turbina de acción también tiene ventajas adicionales sobre otras, por ejemplo las disposiciones de turbina tipo Wells utilizadas convencionalmente en tal aplicación, que incluye tener una velocidad rotacional operacional relativamente baja, características de torque más alto, comparadas con por ejemplo una turbina Wells de trabajo similar, y ninguna carga operacional axial (o baja). Las disposiciones de turbina de acción de las realizaciones preferidas también tiene una geometría fija y solo una parte de movimiento principal -el rotor.

Aunque como se describió la disposición de turbina de acción 120 es particularmente adecuada para uso con un unidad generadora de columna de agua oscilante 110, esta se puede utilizar en otras aplicaciones en la cuales un flujo a través de una disposición de turbina de acción 120 se invierte periódicamente.

También se apreciará que la geometría precisa de la disposición de turbina 120, y en particular el perfil exacto y dimensiones de las palas 144 y la hoja 136 se determinarán mediante los detalles de la aplicación específica, y así se han descrito aquí con referencia a los valores típicos de los parámetros importantes. Adicionalmente, aunque la descripción solo se refiere al uso de una simple hilera y un conjunto de palas guía de boquilla 140, 142 a cualquier lado de un rotor 132 con una hilera de hojas simple, estas podrían ser bien reemplazadas por múltiples hileras de hojas y hileras de palas guía.

**REIVINDICACIONES**

1. Una disposición de turbina de acción con flujo bi- direccional (120) para uso con un flujo inverso bidireccional (F, F1, F2) a través de la disposición de turbina (120), la disposición de turbina (120) tiene un eje central (101) y comprende:
- 5 un rotor (132) montado de manera rotatoria para girar alrededor del eje (101) y que tiene una pluralidad de hojas del rotor (136) dispuestas circunferencialmente alrededor del rotor (132);
- un primer conjunto de palas guía (140) dispuestas circunferencialmente alrededor del eje (101) y localizadas sobre un lado axial del rotor (132) para dirigir el flujo inverso bidireccional (F, F1, F2) hacia y desde las hojas del rotor (136);
- 10 un segundo conjunto de palas guía (142) dispuestas circunferencialmente alrededor del eje (101) y localizadas sobre un lado axial opuesto del rotor (132) para dirigir el flujo inverso bidireccional (F, F1, F2) hacia y desde las hojas del rotor (136); y
- primeros y segundos ductos anulares (146) que definen pasos de flujo anular dispuestos respectivamente entre el primer y segundo conjuntos de palas guía (140, 142) y el rotor (132) para dirigir fluido desde las palas guía (140, 15 142) hasta las hojas del rotor (136);
- caracterizado porque el primer y segundo conjuntos de palas guía (140, 142) se disponen en un radio mayor ( $R_v$ ) desde el eje central (101) que las hojas del rotor (136) de tal manera que están radialmente descentradas ( $R_o$ ) de las hojas del rotor (136).
2. La disposición de turbina (120) de la reivindicación 1 en donde la distancia de descentrado radial ( $R_o$ ) de las palas guía (140, 142) de las hojas del rotor (136) es 6 veces la altura radial ( $H_r$ ) de las hojas del rotor (136).
- 20 3. La disposición de turbina (120) de cualquier reivindicación precedente en donde los primeros y segundos ductos anulares (146) tienen una longitud axial de entre 4 a 12 veces la altura radial de la hoja de rotor ( $H_r$ ).
4. La disposición de turbina (120) de cualquier reivindicación precedente en donde la altura del paso de flujo anular de los primeros y segundos ductos anulares (146) es constante a lo largo de la longitud de los ductos anulares (146).
- 25 5. La disposición de turbina (120) de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3 en donde la altura del paso de flujo anular de los primeros y segundos ductos anulares (146) es menor en un extremo de los ductos (146) adyacentes a las palas guía (140, 142) que en un extremo del ducto (146) adyacente a las hojas del rotor (136).
6. La disposición de turbina (120) de la reivindicación 5 en donde la altura del paso de flujo anular de los primeros y segundos ductos anulares (146) en un extremo de los ductos (146) adyacentes a las palas guía (140,142) es mayor 30 que la mitad de la altura del paso de flujo anular de los primeros y segundos ductos anulares (146) en un extremo del ducto (146) adyacente a las hojas del rotor (136).
7. La disposición de turbina (120) de cualquier reivindicación precedente en donde un área de paso de flujo de los primeros y segundos ductos anulares (146) en un extremo de los ductos (146) adyacentes a las palas guía (140, 142) es mayor que un área de paso de flujo de los primeros y segundos ductos anulares (146) en un extremo de los 35 ductos (146) adyacentes a el rotor (132).
8. La disposición de turbina (120) de la reivindicación 7 en donde el área de paso de flujo de los primeros y segundos ductos anulares (146) en un extremo de los ductos (146) adyacentes a las palas guía (142, 140) es hasta 4 veces mayor, y preferiblemente hasta 2.5 veces mayor que el área de paso de flujo de los primeros y segundos ductos anulares (146) un extremo de los ductos adyacente al rotor (132).
- 40 9. La disposición de turbina (120) de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8 en donde por lo menos una salida de control de flujo de superficie límite (190) se define en una superficie de pala guía de las palas guía (144) de por lo menos uno de los conjuntos de palas guía (140, 142), la salida de control de flujo de superficie límite (190) se conecta a una fuente de fluido (200) para, en uso, dirigir el fluido desde la fuente de fluido (200) hacia la salida (190) y sobre la superficie de pala guía (144).
- 45 10. La disposición de turbina (120) de la reivindicación 9 en donde por lo menos una salida de control de flujo de superficie límite (190) comprende por lo menos una ranura en la superficie de la pala guía (144) de las palas guía (140, 142).

11. La disposición de turbina (120) de la reivindicación 9 o 10 en donde la fuente de fluido comprende por lo menos una toma (212) y un ducto para dividir una porción del fluido que fluye a través del ducto de turbina a por lo menos una salida de control de flujo de superficie límite.
- 5 12. La disposición de turbina de la reivindicación 11 que comprende una primera toma y ducto (210) para dividir una porción del flujo que fluye a través del ducto de turbina (146) a por lo menos una salida de control de flujo de superficie límite (190) del primer conjunto de palas guía (140), y una segunda toma y ducto para dividir una porción del flujo que fluye a través del ducto de turbina (146) a por lo menos una salida de control de flujo de superficie límite (190) del segundo conjunto de palas guía (142); y en donde la primera toma (212) se localiza sobre un lado axial opuesto del rotor (132) al primer conjunto de palas guía (140), y la segunda toma se localiza sobre un lado axial opuesto del rotor al segundo conjunto de palas guía (142); y
- 10 en donde la primera toma (142) se localiza sobre un lado axial opuesto del segundo conjunto de palas guía (142) al rotor (132), y la segunda toma se localiza sobre un lado axial opuesto del primer conjunto de palas guía (140) al rotor (132).
- 15 13. La disposición de turbina de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 12 en donde un paso de flujo ( $F_p$ ) se define entre palas guía adyacentes (144), y las palas guía (144) tienen un perfil de sección transversal que comprende una primera porción (164) orientada de manera general en paralelo con el eje (101) y un flujo axial ( $F_1$ ,  $F_2$ ) a través de la turbina (120), una segunda porción (168) orientada en un ángulo ( $\theta$ ) con el eje (101) y un flujo axial ( $F_1$ ,  $F_2$ ) a través de la turbina (120), y una porción de giro (166) dispuesta entre las primeras y segundas porciones (164, 168); y en donde el área de sección transversal del paso de flujo ( $F_p$ ) definida entre las secciones de giro (166) de las palas guía adyacentes (144) es sustancialmente constante.
- 20 14. La disposición de turbina (120) de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 13 en donde las hojas del rotor (136) tienen un ángulo de giro ( $\alpha$ ) que es de 3 a 5 grados mayor que el requerido para la hoja de rotor (136) para producir un flujo axial en el punto operativo del
15. Un generador de energía con columna de agua oscilante (110) que comprende:
- 25 una carcasa (112) que define una cámara (114) para un fluido que es periódicamente comprimido y expandido por la columna de agua oscilante, la carcasa (112) tiene una salida (118) para dirigir un flujo inverso bidireccional ( $F_1$ ,  $F_2$ ) del fluido periódicamente comprimido y expandido mediante la columna de agua oscilante desde la carcasa (112); una disposición de turbina (120) de cualquier reivindicación precedente conectada a la salida (118) e impulsada por el flujo inverso bidireccional ( $F_1$ ,  $F_2$ ) del fluido desde la salida (118); y
- 30 un generador (150) conectado a e impulsado por el rotor (132) de la disposición de turbina (120).

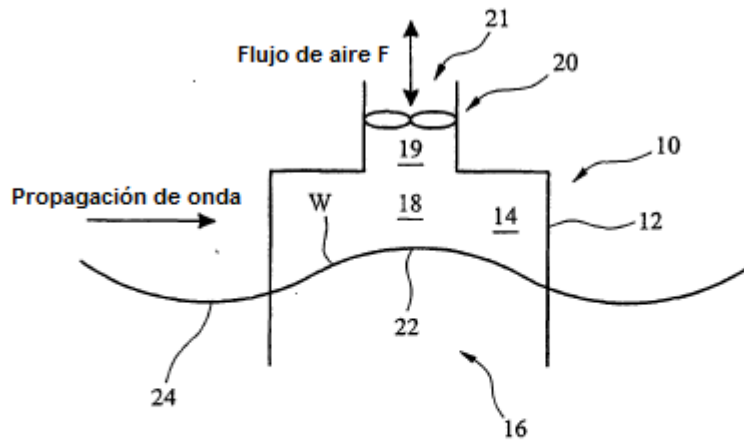


FIG. 1

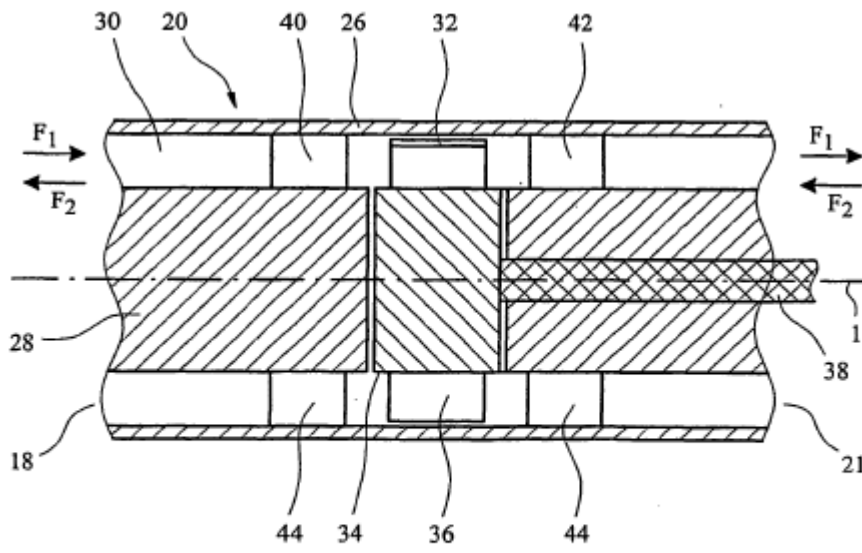


FIG. 2

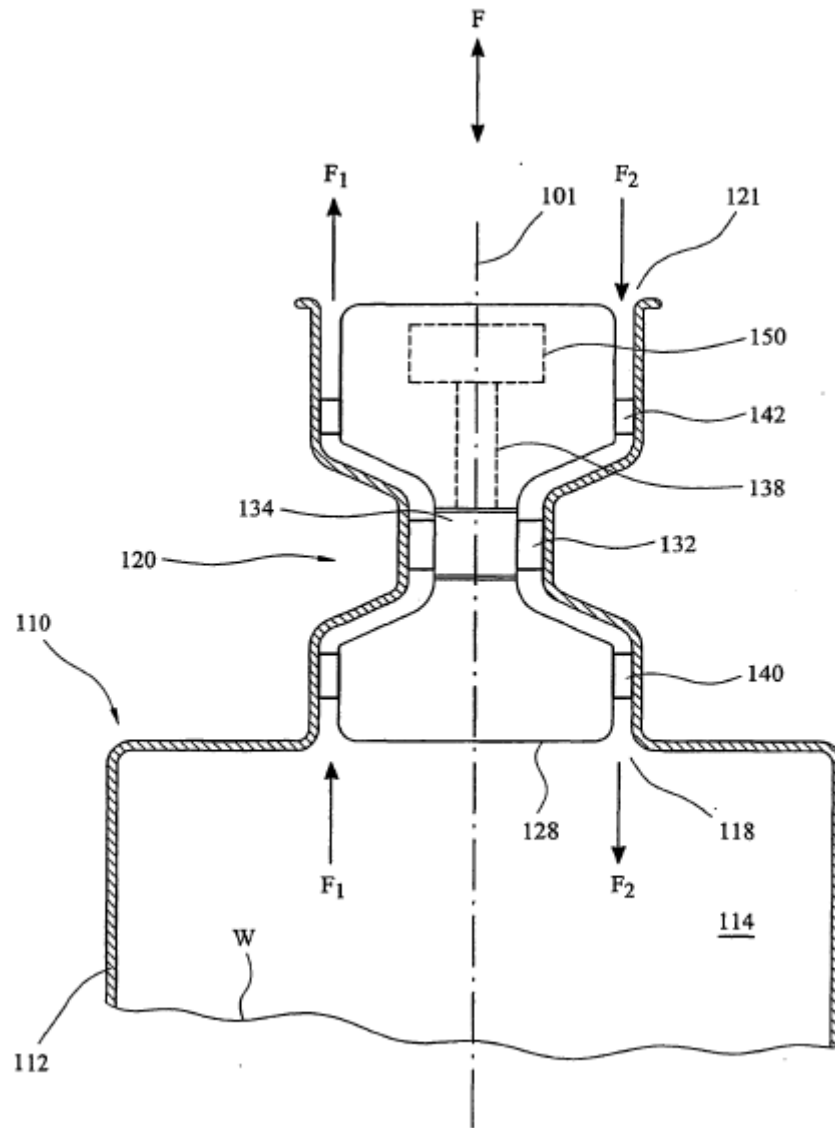


FIG. 3

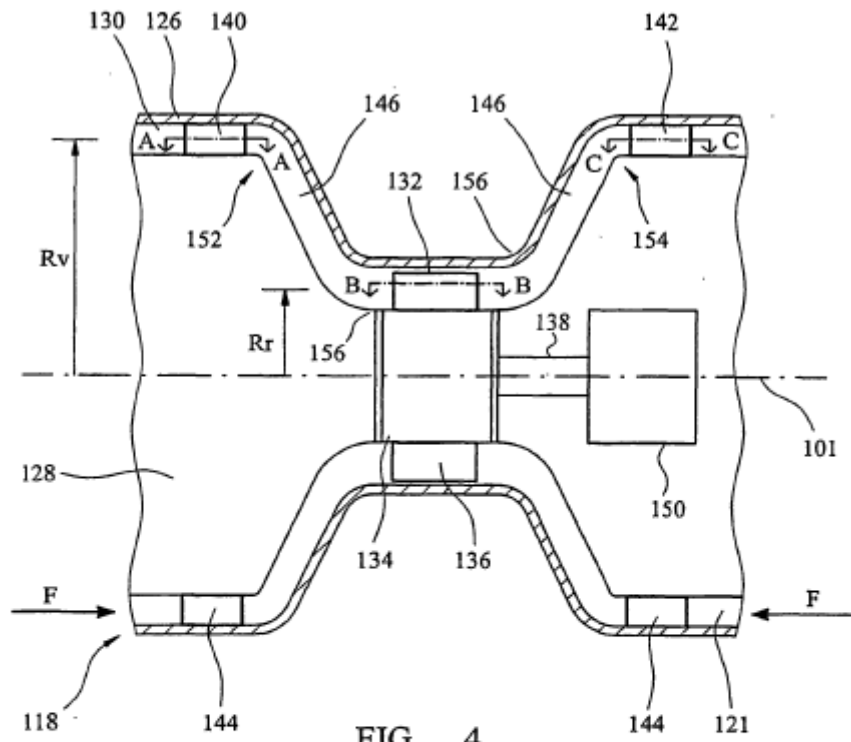


FIG. 4

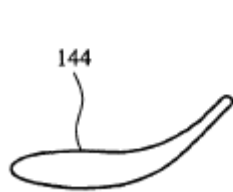


FIG. 5A

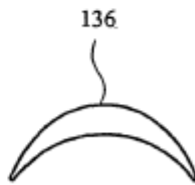


FIG. 5B

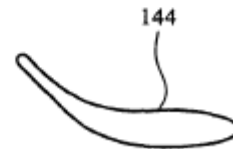


FIG. 5C



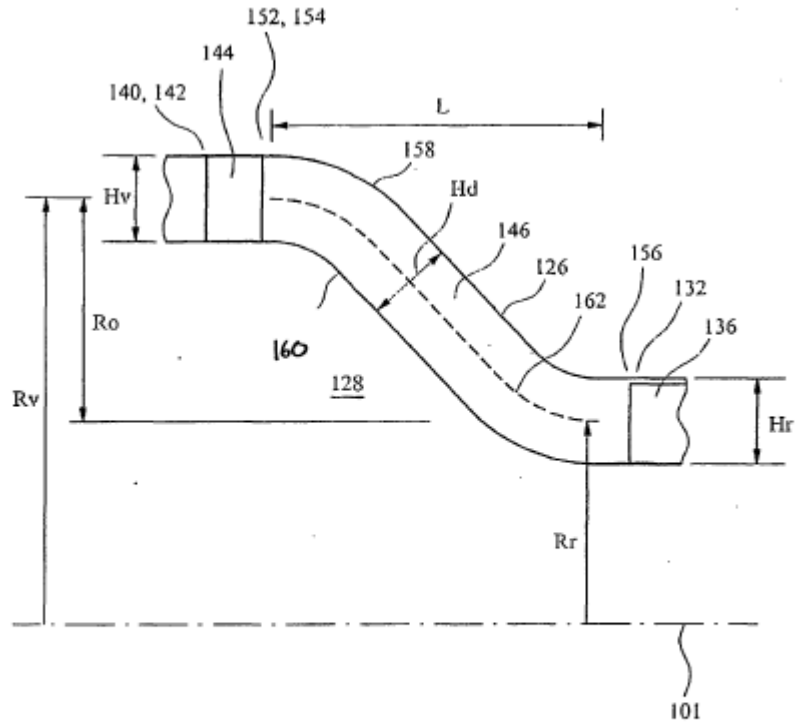


FIG. 6

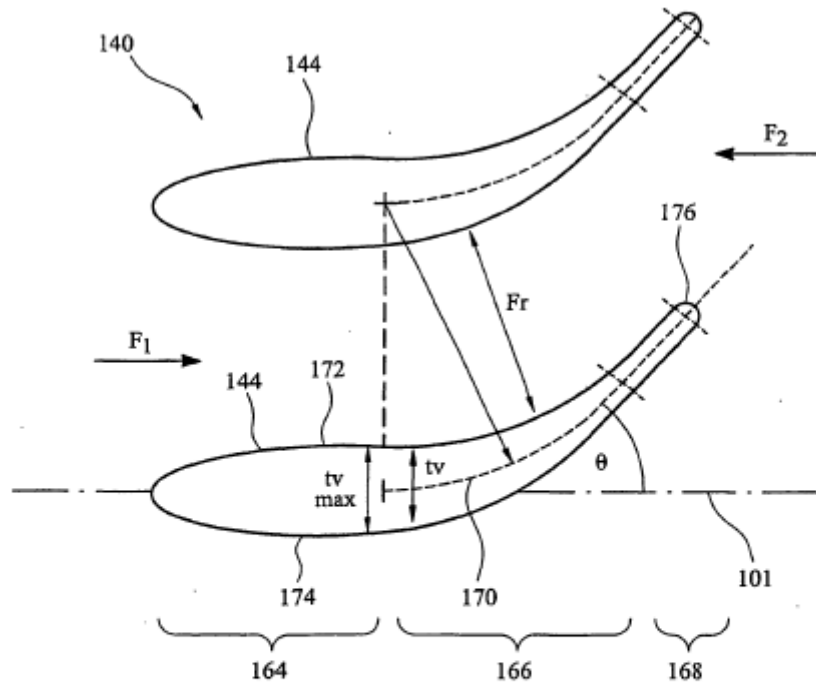


FIG. 7

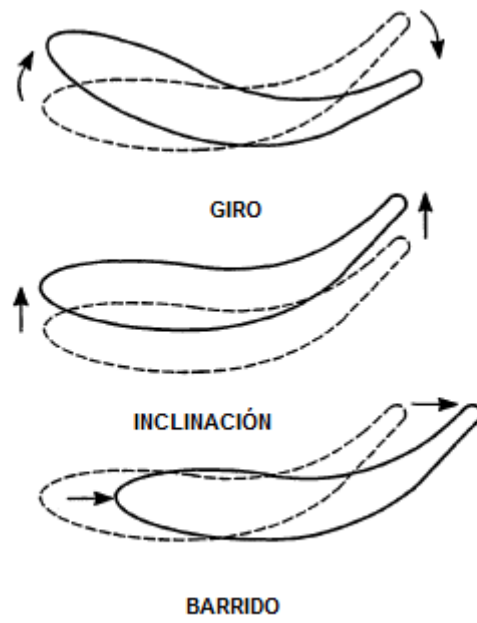


FIG. 8

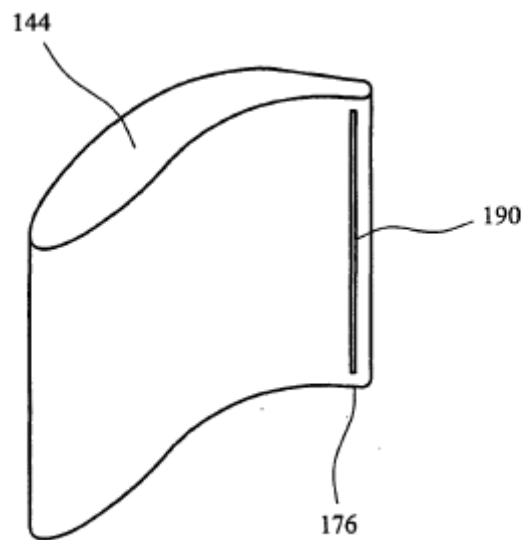


FIG. 9

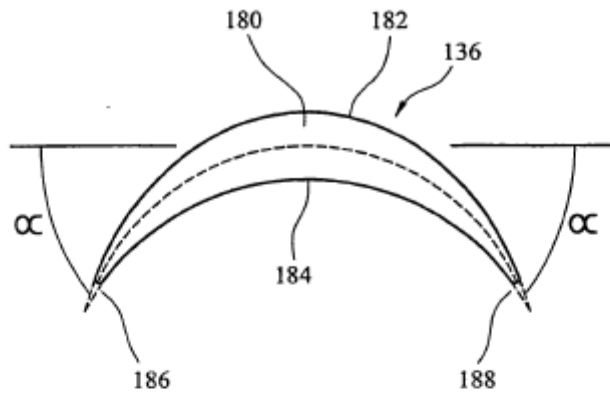


FIG. 10

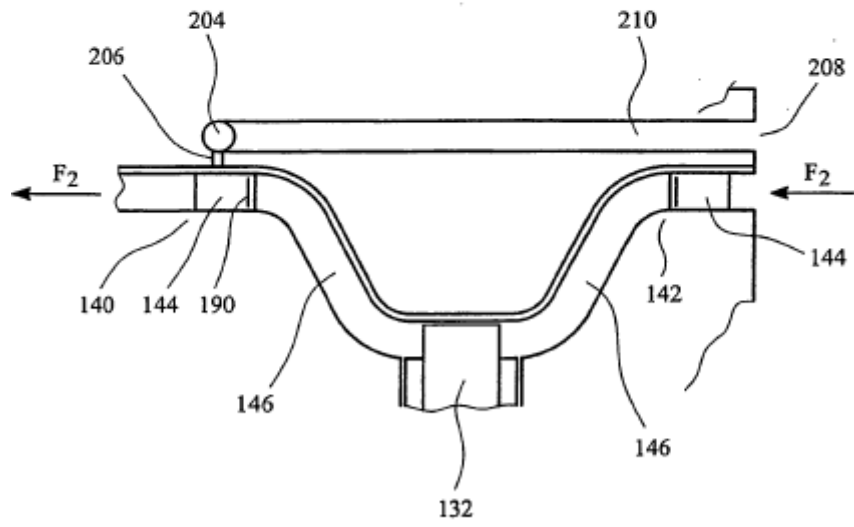


FIG. 11

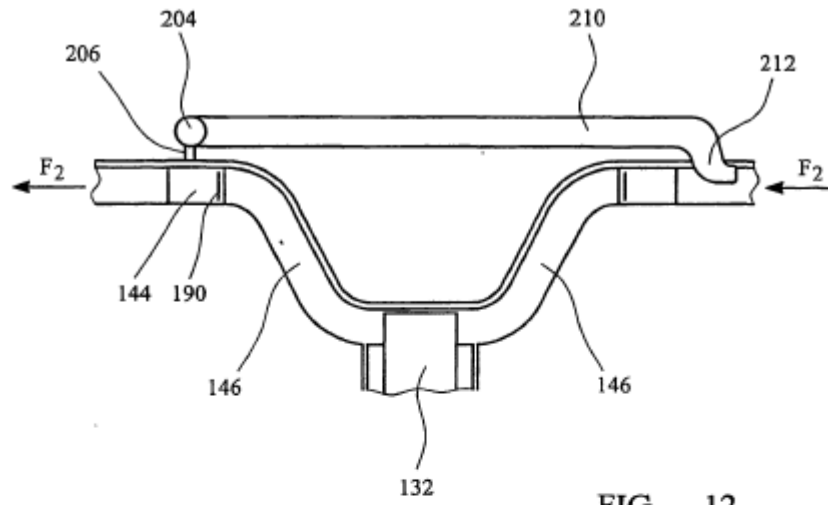


FIG. 12

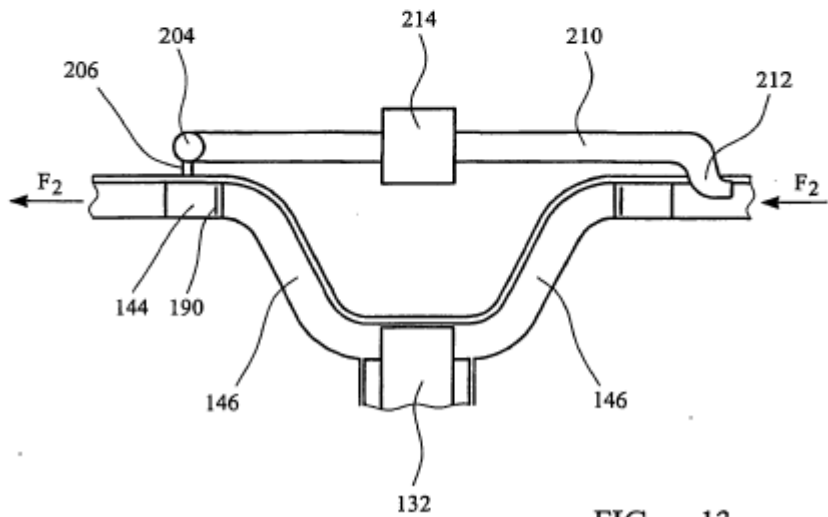


FIG. 13

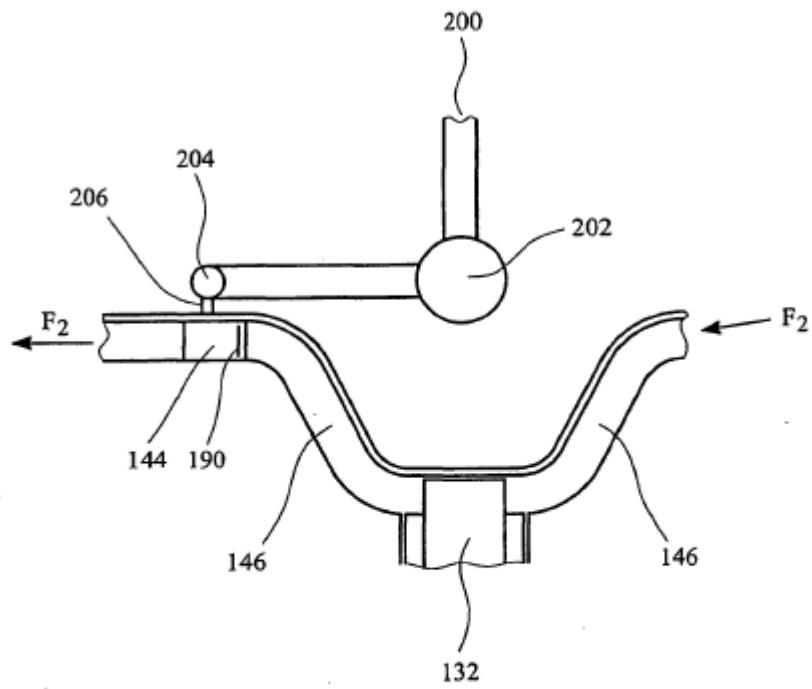


FIG. 14