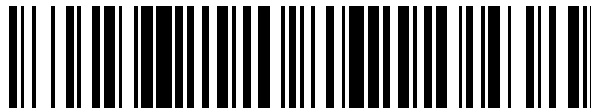


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 456 046**

51 Int. Cl.:

F01D 17/16 (2006.01)

F04D 29/56 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **18.04.2008 E 08737036 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **26.02.2014 EP 2150684**

54 Título: **Turbocompresor con control pasivo**

30 Prioridad:

18.04.2007 GB 0707501

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

21.04.2014

73 Titular/es:

**IMPERIAL INNOVATIONS LIMITED (100.0%)
52 Princes Gate Exhibition Road
London SW7 2PG , GB**

72 Inventor/es:

**MARTINEZ-BOTAS, RICARDO;
RAJOO, SRITHAR;
PESIRIDIS, APOSTOLOS y
FLORA, HARMINDER**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 456 046 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

Turbocompresor con control pasivo

La invención se refiere a un dispositivo de control de flujo para un turbocompresor.

5 El uso de turbocompresores es bien conocido en motores de combustión interna de gasolina y de diésel. Un turbocompresor presuriza una corriente de aire de admisión usando el calor y el flujo volumétrico de gas de escape que sale del motor. La corriente de aire es dirigida a una cámara de combustión del motor a través de un compresor de aire que es accionado por el flujo de gas de escape. En concreto, el gas de escape que sale del motor es encaminado a una carcasa de turbina de un turbocompresor en un modo que hace que una turbina accionada por gas de escape gire dentro de la carcasa. La turbina accionada por gas de escape está montada en un extremo de un árbol que es común a un compresor de aire radial montado en un extremo opuesto del árbol. Por tanto, la acción giratoria de la turbina también hace que el compresor de aire gire dentro de una carcasa de compresor del turbocompresor que está separada de la carcasa de escape. La acción giratoria del compresor de aire hace que el aire de admisión entre en la carcasa de compresor y sea presurizado una cantidad deseada antes de que se mezcle con combustible y se queme dentro de la cámara de combustión de motor.

15 La cantidad de presurización del aire de admisión se controla regulando la cantidad de gas de escape que pasa a través de la carcasa de turbina mediante una válvula de descarga y/o abriendo o cerrando de manera selectiva un canal o conducto de gas de escape a la turbina, que se desplaza a través de la carcasa de turbina. Los turbocompresores que se construyen con estos canales de gas de escape ajustables se conocen en la industria como turbinas de geometría variable (VGT). Una VGT normalmente incluye un elemento móvil que se coloca dentro de una carcasa de turbina entre la fuente de gas de escape y la turbina. El elemento móvil es accionado desde fuera de la carcasa de turbina por un mecanismo de accionamiento adecuado para aumentar o disminuir el caudal volumétrico del gas de escape hacia la turbina como se requiere en las condiciones de funcionamiento de los motores actuales, que pueden ser, por ejemplo, velocidad del motor, carga del motor, presión de sobrealimentación (compresor) o presión diferencial a través del motor. El aumento o disminución de caudal volumétrico de gas de escape a la turbina, aumenta o disminuye, respectivamente, la presión de sobrealimentación de aire de admisión generada por el compresor montado en el extremo opuesto del árbol de turbina.

20 Tales VGT convencionales se han vuelto muy populares para combinar la geometría de entrada de turbina con las características de la corriente de gas de escape en todos los parámetros de funcionamiento de motor aparte del punto de diseño óptimo seleccionado para turbocompresores de geometría fija. Esto ha derivado (especialmente en combinación con sistemas de recirculación de gas de escape combinados) en una reducción de las emisiones de partículas, en una mayor sobrealimentación (especialmente a velocidades más bajas) y en unas condiciones de carga baja, derivando esto por tanto en un par motor disponible aumentado y en una aceleración mejorada en la parte inferior del entorno operativo del motor. Además, el tiempo de respuesta del turbocompresor ha mejorado de forma espectacular.

35 El problema es que aunque las VGT pueden alterar la geometría del turbocompresor en función de las condiciones de funcionamiento del motor, no aprovechan al máximo la energía disponible. Si se recuperara más energía durante cada periodo de proceso de escape, esto podría aumentar la cantidad de energía absorbida por la turbina y por tanto el turbocompresor podría extraer más potencia en las mismas condiciones de funcionamiento del motor.

40 Un avance que ha demostrado una recuperación de energía mejorada es para controlar activamente el flujo de gas de escape mediante el control de la posición del elemento móvil en un turbocompresor dependiendo de una medida de la presión de admisión de gas de escape, como se describe en el documento WO2006/061588.

45 Sin embargo, este control activo requiere las complicaciones añadidas de componentes de detección, circuitería de control y un dispositivo de accionamiento de consumo de energía para alterar la posición del elemento móvil. Sólo una mejora limitada en la recuperación de energía es posible antes de que el consumo de energía del dispositivo de accionamiento sea mayor que cualquier recuperación de energía.

50 El documento US3173241 da a conocer un turbocompresor que comprende un conducto de tobera sin álabes que se extiende radialmente utilizado como una sección de mezcla en la que el flujo se puede distribuir a sí mismo de manera que se convierta en un flujo homogéneo uniforme en el momento en el que entra en los álabes de turbina giratoria. El documento WO-A-2004022924 da a conocer un turbocompresor que comprende un resorte elástico que empuja el pistón hacia una posición en la que los álabes proporcionan una reducción máxima al gas de escape recibido en el conducto de entrada.

La invención se expone en las reivindicaciones.

55 Debido a que el dispositivo de control de flujo está dispuesto de manera que la posición del reductor de flujo varía en respuesta a la fuerza que actúa sobre una superficie del reductor de flujo causada por impulsiones de presión de admisión, el control de flujo de gas de escape se proporciona de forma pasiva, en base a la oscilación natural del reductor de flujo en respuesta a las impulsiones de presión del gas de escape de entrada que impacta sobre la superficie del reductor de flujo debido a un componente de empuje opuesto. Esto reduce la necesidad de sensores y

de medios de control electrónicos en el sistema y proporciona un mejor uso de la energía disponible por parte del turbocompresor.

A continuación se describen ejemplos de la presente invención con referencia a los dibujos que se acompañan, en los que:

- 5 La figura 1 es una vista despiezada de un elemento ejemplar de reducción de flujo con álabes pivotantes;
La figura 2a es una vista en perspectiva de un álabe pivotante ejemplar;
La figura 2b es una vista lateral del álabe pivotante de la figura 2a;
La figura 3 es una vista de frente de un conjunto de corona con álabes pivotantes en una posición totalmente abierta (40 grados desde la radial);
- 10 La figura 4a muestra la posición relativa de álabes adyacentes en la posición A de la figura 3;
La figura 4b muestra la posición relativa de álabes adyacentes en la posición B de la figura 3;
La figura 5 es una vista de frente de un conjunto de corona con álabes pivotantes en una posición casi cerrada (90 grados desde la radial);
La figura 6a muestra la posición relativa de álabes adyacentes en el punto C de la figura 5;
- 15 La figura 6b muestra la posición relativa de álabes adyacentes en el punto D de la figura 5;
La figura 7a muestra una corona de álabes pivotantes in situ con un rotor de flujo mixto;
La figura 7b muestra una vista en perspectiva lateral de álabes adyacentes en el punto E de la figura 7a;
La figura 7c muestra una vista en perspectiva superior de álabes adyacentes en el punto E de la figura 7a;
La figura 8 muestra una disposición de amortiguación ejemplar;
- 20 La figura 9a es un gráfico que muestra la variación de la presión estática de entrada a diferentes velocidades de turbina a través del tiempo;
La figura 9b es un gráfico que muestra la variación de ángulo de álabe a diferentes frecuencias de impulsión a través del tiempo;
- 25 La figura 9c es un gráfico que muestra la variación en el área de garganta de tobera a diferentes velocidades de turbina a través del tiempo;
La figura 9d es un gráfico que muestra la variación de la potencia de turbina a diferentes frecuencias de impulsión a través del tiempo;
- La figura 10a es un gráfico que muestra la variación de la presión de admisión de turbina durante un ciclo de impulsión para diferentes casos para una pulsación de flujo de 20 Hz;
- 30 La figura 10b es un gráfico que muestra la variación del ángulo de álabe durante un ciclo de impulsión para diferentes casos para una pulsación de flujo de 20 Hz;
La figura 10c es un gráfico que muestra la variación en el área de garganta de tobera durante un ciclo de impulsión para diferentes casos para una pulsación de flujo de 20 Hz;
- 35 La figura 10d es un gráfico que muestra la variación de la potencia de turbina durante un ciclo de impulsión para diferentes casos para una pulsación de flujo de 20 Hz;
La figura 10e es un gráfico que muestra la variación de la potencia de turbina durante un ciclo de impulsión para diferentes ajustes de álabes fijos para una pulsación de flujo de 20 Hz; y
La figura 10f es un cuadro que muestra los valores de la potencia media para los resultados mostrados en las figuras 10d y 10e.
- 40 Un primer dispositivo de control de flujo ejemplar, mostrado en las figuras 1 a 6b, comprende una corona de álabes pivotantes de tobera 1, que funciona como un reductor de flujo, fijada al estátor de turbina 2. Como se muestra en la figura 1, la corona de álabes 1 comprende una pluralidad de álabes 3 y se construye para encajarla en una turbina de flujo mixto 4 por medio de pasadores pivotantes de álabe 5 y de un disco de mecanismo pivotante 6. Cada pasador pivotante 5 comprende un brazo axial 7 (que se extiende paralelo a la dirección axial en la turbina 4) y un brazo radialmente interior 8, cuyo extremo distal 9 se fija contra el movimiento no rotacional. Los brazos axiales 7 se
- 45

montan en agujeros 10 del disco de mecanismo pivotante 6. Cada álabe 3 se fija a un brazo de álabe axial 11, que está montado en el extremo distal 9 del brazo radialmente interior correspondiente 8.

Como se muestra en las figuras 2a y 2b, cada álabe 3 se compone de una superficie aerodinámica interior 12 orientada hacia el rotor de flujo mixto 18 (véase la figura 7a) dentro de la turbina 4 y de una superficie aerodinámica exterior 13 opuesta. Cada álabe 3 se construye recto sin comba. Cada álabe 3 tiene una superficie en sección transversal que aumenta en el sentido de la envergadura desde la parte superior (radialmente más interna) a la parte inferior (radialmente más externa), de manera que la superficie inferior 14 es un 16,7% mayor que la superficie superior 15. El aumento de superficie de la sección transversal se logra mediante el aumento de la longitud de la cuerda del álabe 3, desde el borde delantero fijo 16, orientada hacia el flujo de aire de admisión. Por tanto, en el sentido de la envergadura, cada álabe 3 tiene una anchura de borde delantero 16, mientras que el borde trasero 17 avanza más hacia el rotor de flujo mixto, desde la parte superior 15 a la parte inferior 14. Esto crea un borde trasero en forma de cuña 17 para cada álabe 3.

Como puede verse en las figuras 7a a 7c, la corona de álabes 1 está situada dentro de la voluta de turbina, aguas arriba del rotor de flujo mixto 18, de manera que con el fin de llegar a los álabes 19 del rotor 18 de flujo mixto, el gas de escape debe ser canalizado a través de los espacios 20 entre álabes adyacentes 3.

De acuerdo con esta realización, la corona de álabes 1 se construye con 15 álabes 3 colocados igualmente en una zona de corona circular con un radio de 62 milímetros. Como se muestra en las figuras 3 a 6b, el conjunto de corona de álabes permite que la corona de álabes 1 pivote alrededor de una dirección axial entre una posición completamente abierta, donde el plano de la superficie aerodinámica exterior 13 de cada álabe 3 está a 40 grados de la radial, y una posición casi cerrada a 80 grados de la radial. Aunque la gama óptima de ángulos para la realización mostrada aquí es de entre 40 grados y 80 grados, para cualquier realización dada la gama óptima entre las posiciones abierta y cerrada dependerá de las condiciones de admisión tales como la cantidad de energía alimentada a la turbina desde el motor. En el caso general, el turbocompresor es más eficiente cuando los álabes están en un ángulo de entre 60 y 70 grados con respecto a la radial.

Cada álabe 3 está inclinado con el fin de coincidir con el borde delantero del rotor de flujo mixto 18. El ángulo de inclinación (considerado en relación a la superficie de la voluta de turbina) es igual al ángulo de cono del rotor de flujo mixto 18. En la realización mostrada en la figura 2b, el ángulo de cono del rotor de flujo mixto 18 es de 50°, por lo que el ángulo de inclinación es de 40°. Esto asegura que la dirección de la tobera de álabes esté orientada con precisión hacia el borde delantero del rotor de flujo mixto 18.

Con el fin de conseguir las ventajas establecidas en el presente documento, el reductor de flujo proporciona una reducción variable en relación a las impulsiones de presión en virtud de un componente de empuje contra la dirección del flujo. Con referencia a la figura 8, ese componente de empuje se aplica en una realización mediante un medio de empuje elástico previsto en combinación con la corona de álabes 1 y un medio de amortiguación acoplado al medio de empuje. En particular, un resorte 22 y un mecanismo de amortiguación 21 están conectados a la corona de álabes 1 actuando como una conexión articulada de álabes para empujar los álabes 3 en una dirección que tiene un componente contrario a la dirección de flujo. El nivel de reducción en el movimiento de la corona de tobera 1 depende de la elección del mecanismo y también de la cantidad de carga que actúa sobre el mismo, que es la resultante de la fuerza superficial sobre los álabes 3. El mecanismo de amortiguación puede ser un agitador electrodinámico 21 que, junto con el resorte 22, se utiliza para precargar la corona de tobera 1 y proporcionar reducción a su movimiento. El disco de mecanismo pivotante 6 se mueve en la dirección mostrada por la flecha a cuando oscila debido a la fuerza de las impulsiones de presión de admisión y se opone a la fuerza de empuje. El agitador electrodinámico 21 se mueve en la dirección mostrada por la flecha b para proporcionar una fuerza de amortiguación junto con el resorte 22. El agitador 21 se conecta al reductor de flujo 1 de manera que el movimiento oscilante de rotación del disco de mecanismo pivotante 6 se traduce en un movimiento alternativo lineal del agitador 21. Esto puede conseguirse, por ejemplo, mediante salientes exteriores (no mostrados) sobre el reductor de flujo 1 que se unen a brazos receptores de una horquilla pivotante (no mostrada). La oscilación de la horquilla del disco de mecanismo 6 hace que la horquilla pivote y que los salientes también puedan pivotar para permitir la transformación de la acción pivotante de la horquilla en el movimiento lineal alternativo mediante el elemento de reducción de flujo 1. Naturalmente, se puede emplear sólo el resorte 22 sin el amortiguador 21. Se pueden emplear componentes de empuje alternativos o adicionales según sea apropiado, combinándose o sin combinar con un medio de amortiguación según sea apropiado. Alternativamente, cada álabe 3 puede incluir un resorte de empuje correspondiente u otro componente.

El medio de empuje, en este caso el resorte 22, junto con un amortiguador, si se utiliza uno como en este caso (agitador 21), tiene una fuerza de empuje apropiada para proporcionar un nivel deseado de resistencia a la fuerza aplicada por las impulsiones de presión de admisión y por tanto un punto deseado en el que los álabes 3 se abren y la zona de la tobera 1 aumenta.

Las impulsiones de presión de admisión se deben a las impulsiones de gas de escape que tienen una frecuencia calculada mediante la ecuación:

$$N_{e \text{ motor}} = 60 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\text{impulsión}}{G \cdot C}$$

donde N_{motor} es la velocidad del motor en rpm, n es el número de carreras, $f_{\text{impulsión}}$, es la frecuencia del flujo de escape, G es el grupo colector, C es el número de cilindros en el grupo colector.

5 El resorte 22 se utiliza para permitir que el sistema se retraiga de nuevo a su posición original una vez que la fuerza debida a la presión de escape disminuye. Esto crea efectivamente la oscilación natural en la corona de tobera en un modo sincronizado con las impulsiones de escape. Si la fuerza debida a la presión de escape es considerablemente alta para que el resorte se frene solo, los álabes de tobera 3 tenderán a ser empujados en exceso hacia posiciones abiertas. Una manera de resolver esto es utilizar un resorte más rígido, que resista la fuerza en mayor medida. Alternativamente, o además, el uso de un amortiguador 21 junto con el resorte 22 proporciona además resistencia a la fuerza. En particular, esto puede ser ventajoso en circunstancias tales como en un motor con impulsiones de presión muy altas. Tales motores se pueden encontrar, por ejemplo, en barcos y en centrales eléctricas.

15 La capacidad de apertura y cierre de la tobera 1 depende de varios factores. El nivel de presión de admisión es un primer factor, produciendo una presión más alta, más apertura de álabes 3 y en consecuencia una superficie en sección transversal de entrada de voluta de turbina más grande (área de tobera). Un segundo factor es la rigidez del resorte (posiblemente junto con un mecanismo de amortiguación), en el que una mayor rigidez proporciona más reducción de movimiento de álabes 3 y en consecuencia un área de tobera más pequeña. Un tercer factor es la respuesta dinámica del sistema oscilante, reduciéndose la respuesta con el aumento de frecuencia de las impulsiones de presión de admisión. Además, la velocidad de movimiento de la corona de tobera 1 no será la misma a medida que aumente/disminuya la tasa de presión en una impulsión. Esto es debido a la masa del sistema oscilante. Además de esto, la fluctuación durante un período de impulsiones de presión puede no quedar reflejada en la oscilación de la corona de tobera 6. Por lo tanto, las impulsiones de presión similares al gas de escape van a inducir naturalmente una oscilación más sinusoidal en la corona de tobera 1. Finalmente, la posición del punto pivotante en los álabes 3 afecta al uso de la presión en las superficies de los álabes para abrir y cerrar la tobera 1.

25 Antes del uso del turbocompresor en un motor, se puede llevar a cabo una precalibración para decidir sobre la fuerza debida a las impulsiones de presión, sobre los consiguientes cambios en el área de entrada y sobre el nivel de reducción requerido para mantener el área de la tobera en una zona óptima, y por tanto sobre la fuerza de empuje apropiada para equilibrar de manera efectiva la fuerza de las impulsiones de presión de admisión para lograr una oscilación óptima de los álabes 3.

30 En los ajustes utilizados en el ejemplo mostrado en las figuras 8 a 10 (las figuras 9 y 10 se describen más adelante), para 20 Hz, la impulsión de presión oscila desde ligeramente por encima de la presión atmosférica hasta casi 2,4 bares. Esto crea casi una gama completa de movimientos de ángulo de álabes con baja rigidez, aunque se ve limitada con alta rigidez. La masa de los componentes oscilantes (álabes de tobera y la corona de accionamiento) también realiza una función en este asunto. En una aplicación de motor, esto también se puede tener en cuenta durante la calibración.

35 La rigidez del resorte se puede variar precargándolo en varias etapas. Alternativamente, se pueden utilizar diferentes resortes para una rigidez diferente. La calibración del nivel de rigidez apropiado puede llevarse a cabo con la turbina sometida a impulsiones de presión y controlando la fluctuación en la apertura/cierre de los álabes de tobera. Esto se puede repetir para una gama de rigidez y el punto que proporciona la máxima apertura y cierre con el valor medio en el ángulo óptimo de álabes puede ser idealmente elegido como el modo de funcionamiento. Para los ejemplos mostrados en las figuras 9 y 10, el ángulo óptimo de álabes está dentro de la gama de entre 60° y 65° (con respecto a la dirección radial), la máxima apertura y cierre está en un ángulo de álabes de entre 40° y 80° (con respecto a la dirección radial). Estos valores varían en función del tipo de turbina en cuestión y de su limitación de apertura de tobera.

45 En el ejemplo de la figura 8, como se ha explicado anteriormente, un agitador 21 y un resorte externo 22 se utilizan para proporcionar la oscilación natural que se necesita. La rigidez del resorte en el agitador 21 es de 12,3 N/mm. La rigidez del resorte externo 22 se calcula en base a la ecuación,

$$\text{Fuerza} = 0,72\Delta x + 43,38 \leftarrow \text{Precarga}$$

↑

50 Longitud de la extensión/compresión de resorte

La rigidez del resorte en su longitud original es de 43,38N/mm. Para aumentar la rigidez, se precarga mediante el estiramiento y la extensión de su longitud. Por tanto, su rigidez aumentará 0,72N/mm por cada mm. Estos son sólo valores de ejemplo, específicos para estas circunstancias particulares.

5 En funcionamiento, durante un ciclo de válvula de escape, justo después de que la válvula de escape se haya abierto y la presión del gas de escape sea baja, la fuerza sobre los brazos de álabe 11 es menor que la fuerza necesaria para superar la fuerza opuesta del componente de empuje que empuja los álabes 3 hacia una posición cerrada. Por tanto, la fuerza es demasiado baja para hacer que los álabes 3 se abran. Esto significa que el disco de mecanismo pivotante 6 está situado de manera que el ángulo con la radial de cada álabe 3 es grande y que los espacios 20 por los que puede circular el gas de escape están restringidos, de manera que se sobrealimenta la presión del gas. Por el contrario, cuando la válvula de escape está completamente abierta y la presión del gas de escape está en su valor máximo, la fuerza sobre los brazos de álabe 11 es suficiente para superar la fuerza de empuje y mover los álabes 3 a una posición abierta en la que el ángulo es más bajo, de modo que los espacios 20 entre álabes adyacentes 3 proporcionan una mayor superficie en sección transversal a través de la cual puede circular el gas. Esto evita que la presión de admisión ya elevada sea sobrealimentada aún más y que sea posible que sobrepase los límites de funcionamiento del motor.

20 Un movimiento de un álabe 3 debido a la fuerza aplicada por una impulsión de presión de admisión deriva en un cambio en el ángulo de orientación del álabe 3 provocando la rotación de un brazo de álabe axial 11 alrededor de su eje central (en paralelo a la dirección axial en la turbina). Esto hace que el pasador de pivote unido 5 gire alrededor del extremo distal fijo 9. Esto a su vez provoca la rotación del disco de mecanismo pivotante 6 que provoca la rotación de cualquiera de los brazos de álabe restantes 11 no afectados directamente por la impulsión de presión.

25 Por tanto, los cambios en el área de salida del estátor se logran mediante el cambio en los ajustes de ángulo de álabe (con respecto a la dirección radial) y estos cambios en el ángulo de álabe son el resultado de la oscilación natural de las posiciones del álabe de tobera 3 en respuesta a las impulsiones de la presión de admisión procedentes de los gases de escape de admisión.

30 Se ha encontrado que el empuje proporcionado en relación a los álabes 3 mejora aún más la eficiencia del dispositivo debido a la oscilación de los álabes. La oscilación es posible, en este ejemplo, debido a la suspensión de los álabes 3 contra un resorte 22 en combinación con un amortiguador 21. Durante el aumento de presión en un periodo de impulsión (pico de la impulsión), la fuerza sobre las superficies de los álabes 3 empuja los álabes 3 contra los resortes y el resultado es la apertura de tobera (el ángulo del álabe disminuye). Después del pico, durante la disminución de la presión (valle de la impulsión), los resortes repliegan los álabes 3 a una posición más cerrada. Una fuerza de empuje de una magnitud adecuada opuesta a la fuerza debida a una impulsión de presión asegura el retorno de los álabes 3 a una posición cerrada deseada en la parte de valle de una onda de presión.

35 La figura 9 muestra mediciones de laboratorio ejemplares de la presión de admisión de turbina, el ángulo de álabe, el área de la garganta de tobera y la potencia de turbina, respectivamente, a través del tiempo para tres frecuencias de impulsión de presión diferentes a 20 Hz. La velocidad media de turbina se mantiene a 30.000 rpm (50% de velocidad).

En la figura 9a se puede ver que la amplitud de presión es superior a la frecuencia más baja, lo que resulta en más apertura de álabe 3, un ángulo más bajo (figura 9b) y un área superior (figura 9c).

40 El período relativamente largo de un ciclo de impulsión a 20 Hz (evidente a partir de cualquiera de las figuras 9a a 9d) da como resultado que la respuesta dinámica del conjunto de corona de tobera 1 coincida con la impulsión de presión y cree una gama de variación de área relativamente amplia. La potencia de la turbina correspondiente se muestra en la figura 9d.

45 Las figuras 10 muestran mediciones de laboratorio de la presión de admisión de turbina, el ángulo de álabe, el área de la garganta de tobera y la potencia de turbina en un ciclo de impulsión para diferentes casos de amortiguación (figuras 10a a 10d, respectivamente) y la potencia de turbina en un ciclo de impulsión para diferentes ángulos de álabe (figura 10e), todas para el caso de frecuencia de impulsión a 20 Hz/50% de velocidad mostrado en la figura 9. La figura 10f es un cuadro con números de las potencias que aparecen en las figuras 10d y 10e. El caso 1 es una rigidez de resorte baja (53 N/mm) y no hay un segundo resorte, el caso 2 es una rigidez de resorte media (74 N/mm) y no hay un segundo resorte y el caso 3 es una rigidez de resorte alta (118 N/mm) y hay un segundo resorte. Estas rigideces de resorte son específicas para esta realización y se utilizan sólo como ejemplo. Diferentes rigideces de resorte pueden ser consideradas como rigideces bajas, medias y altas para diferentes realizaciones. El pico de una impulsión está indicado como A y el valle está indicado como B.

55 Se puede observar a partir las figuras 10d, y 11d, f que el aumento de la rigidez de resorte (caso 1 a caso 3) deriva en una disminución en el pico (secciones A) de potencia y en un aumento en el valle (secciones B) de potencia, al igual que un aumento de apertura de tobera (70° a 40°), como se muestra en las figuras 10e, f y 11e, f.

Para 20 Hz, la potencia media de ciclo en el caso 1 es 6,2% superior a un ajuste de álabe de 65° y la potencia media máxima (A) en el caso 1 es 5,1% superior a un ajuste de álabe de 40°. La potencia media valle (B) en el caso 1 es 4,8% inferior a un ajuste de álabe de 70° y la potencia media valle (B) en el caso 3 es 3,8% inferior a un ajuste de álabe de 70°. El caso 1 es el mejor en general para la condición de 20 Hz.

- 5 Se observa una disminución en la respuesta dinámica del sistema en una frecuencia más alta que puede resultar en una menor mejora en la potencia media de ciclo si se compara con frecuencias bajas. Por tanto, a frecuencias más altas, se puede utilizar oscilación forzada con un mecanismo externo para aumentar la gama de cambios de posición de tobera, y lograr una mejora en la potencia de salida tan buena como para frecuencias más bajas.

- 10 En general, se puede observar que el uso de la oscilación natural de la corona de tobera 1 está sujeto a un equilibrio entre la zona de pico y de valle de una impulsión. Cualquier esfuerzo para aumentar la potencia en el valle (mediante la reducción de apertura de tobera) tiene un correspondiente mediante la reducción de potencia en el pico, lo que es más difícil en frecuencias más altas. Por tanto, cuando se determina la disposición óptima y la provisión de amortiguación y también cualquier provisión de oscilación forzada adicional, como se ha mencionado anteriormente, es necesario tener esto en cuenta.

- 15 Naturalmente, el sistema puede ser utilizado para cualquier frecuencia de impulsión de presión. El uso de la impulsión de presión para hacer oscilar de forma natural la posición de tobera, sin ninguna oscilación forzada externamente, puede ser beneficioso, por ejemplo a una frecuencia baja, tal como en la condición de 20 Hz. Esto se debe principalmente al periodo de impulsión más largo que permite que el sistema de tobera se ajuste y haga frente a la presión de admisión.

- 20 Ejemplos de sistemas de baja frecuencia que pueden lograr el mayor beneficio de tener una corona de álabes pivotantes de tobera de forma natural son los motores de baja velocidad. Los motores típicos de baja velocidad son las grandes unidades diésel utilizadas en barcos y en centrales eléctricas. Estos motores de alta potencia funcionan casi a velocidad baja constante (mínima transitoria) y producen impulsiones de presión de escape alta. La alta presión junto con las impulsiones de baja frecuencia da lugar a una buena respuesta dinámica del sistema de tobera (todavía expuesto a la masa total), y por tanto dichos motores pueden garantizar una gran mejora en la potencia total de un turbocompresor cuando se utiliza el turbocompresor descrito.

- 25 Como alternativa a la disposición de resorte descrita anteriormente, podría utilizarse cualquier otra disposición de empuje adecuada.

- 30 Si se requiere un amortiguador, cualquier método conocido adecuado de amortiguación puede ser utilizado según se necesite. Ejemplos son amortiguación neumática o hidráulica. El objetivo debe estar en la capacidad de cambio máximo de área con una entrada de energía externa mínima.

- 35 Además, la disposición de tobera de álabes pivotantes 1 descrita en este documento es sólo un ejemplo de la aplicación de la presente invención. Puede ser utilizada cualquier otra aplicación que permita el movimiento reductor de flujo o que se produzca una variación en respuesta a la fuerza que actúa sobre el reductor de flujo causada por impulsiones de presión de admisión para proporcionar control pasivo del reductor de flujo en respuesta a la oscilación natural causada por las impulsiones de presión de admisión.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Dispositivo de control de flujo para un turbocompresor, comprendiendo el dispositivo de control de flujo un reductor de flujo de reducción variable (1) para reducir una cantidad variable de flujo en una entrada de turbocompresor, caracterizado por que el dispositivo de control de flujo está dispuesto de manera que la posición del reductor de flujo varía la reducción de flujo en respuesta a la fuerza que actúa sobre una superficie de reductor de flujo causada por impulsiones de presión de gas de escape en una dirección de flujo, comprendiendo el dispositivo de control de flujo un componente de empuje dispuesto para empujar el reductor de flujo en una dirección opuesta a la dirección de flujo, de manera que, en uso, el reductor de flujo oscila de manera sustancialmente sincronizada con las impulsiones de presión de gas de escape.
- 10 2. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 1, en el que el componente de empuje (21, 22) proporciona una fuerza variable.
3. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 1 o la reivindicación 2, en el que el componente de empuje (21, 22) comprende un resorte (22).
- 15 4. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 3, en el que el resorte (22) tiene una rigidez variable.
5. Dispositivo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que el componente de empuje (21, 22) conecta el reductor de flujo (1) a un componente fijo de manera que el reductor de flujo es empujado con respecto al componente fijo en respuesta a la fuerza.
- 20 6. Dispositivo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el reductor de flujo (1) es empujado en una dirección sustancialmente opuesta a una dirección en la que actúa al menos un componente de impulsión de presión.
7. Dispositivo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la fuerza de empuje, empuja el reductor de flujo (1) de manera que la fuerza de empuje y las fuerzas causadas por una pluralidad de impulsiones de presión de admisión hacen que la reducción del reductor de flujo varíe de manera oscilante.
- 25 8. Dispositivo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el reductor de flujo (1) tiene una posición cerrada que proporciona una superficie de sección transversal de entrada de voluta de turbina minimizada y una posición abierta que proporciona una superficie de sección transversal de entrada de voluta de turbina maximizada y en el que el reductor de flujo es empujado hacia la posición cerrada para que el reductor de flujo se pueda desplazar a la posición abierta en respuesta a una fuerza predeterminada que actúa sobre el reductor de flujo causada por la impulsión de presión de admisión.
- 30 9. Dispositivo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el reductor de flujo (1) comprende una pluralidad de álabes (3) pivotables entre una pluralidad de posiciones de reductor de flujo alrededor de una dirección axial.
- 35 10. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 9, en el que el dispositivo comprende además una pluralidad de componentes de empuje conectados, respectivamente, a cada álabe (3).
11. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 9, que comprende además un varillaje de álabe conectado a una pluralidad de álabes (3) estando el componente de empuje conectado al varillaje.
12. Dispositivo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende además un amortiguador (22) dispuesto para amortiguar la fuerza que actúa sobre el reductor de flujo (1).
- 40 13. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 12, en el que el amortiguador (21) comprende un agitador electrodinámico.
14. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 12, en el que el amortiguador (21) comprende un resorte.
15. Turbocompresor que comprende un dispositivo de control de flujo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores.
- 45 16. Vehículo o motor que comprende un turbocompresor de acuerdo con la reivindicación 15.
17. Método de control de flujo en una entrada de turbocompresor, comprendiendo el método una reducción de flujo de un reductor de flujo de reducción variable (1) en respuesta a una fuerza que actúa sobre el reductor de flujo causada por una impulsión de presión de gas de escape, comprendiendo el método las etapas de:

ES 2 456 046 T3

aplicar una primera fuerza a una superficie del reductor de flujo en una dirección de flujo mediante la impulsión de presión;

5 desplazar la posición del reductor de flujo de una primera posición a una segunda posición en respuesta a una primera fuerza;

cesar la aplicación de la primera fuerza en la superficie del reductor de flujo;

10 desplazar la posición del reductor de flujo de la segunda posición a la primera posición en respuesta al cese de la aplicación de la primera fuerza bajo un empuje aplicado por un componente de empuje en una dirección opuesta a la dirección de flujo, de manera que el reductor de flujo oscila entre las posiciones primera y segunda de manera sustancialmente sincronizada con las impulsiones de presión de gas de escape.

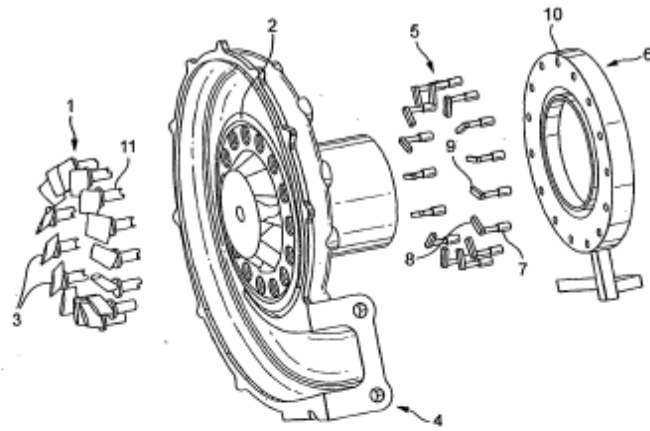


FIG. 1

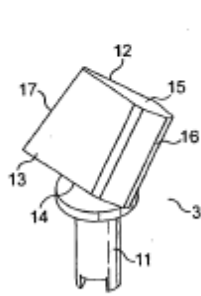


FIG. 2A

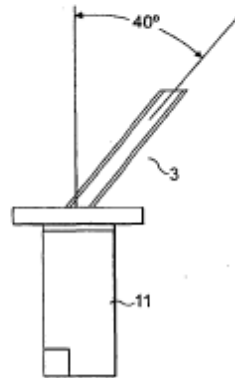
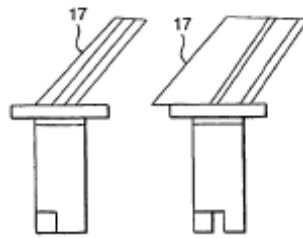
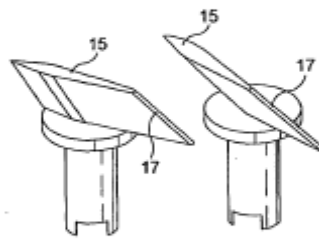
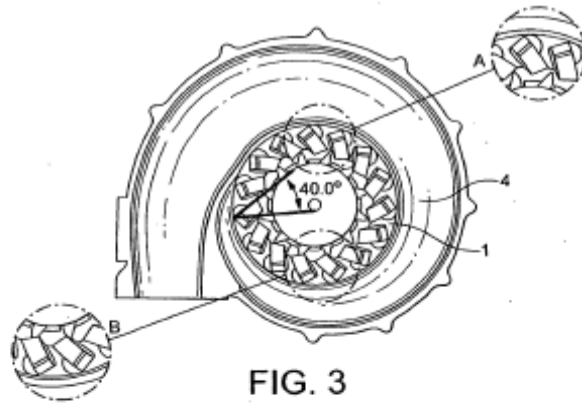


FIG. 2B



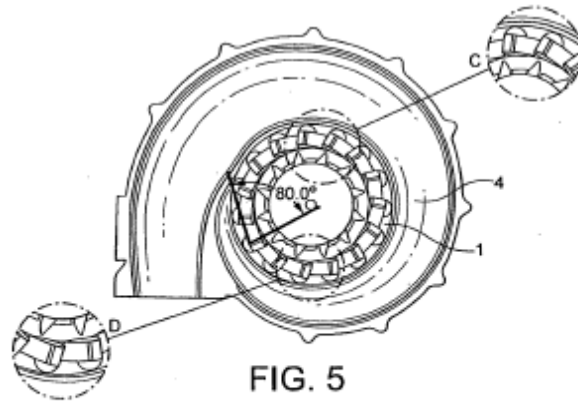


FIG. 5

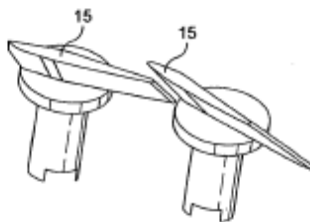


FIG. 6A

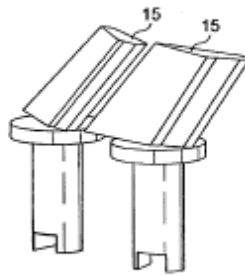


FIG. 6B

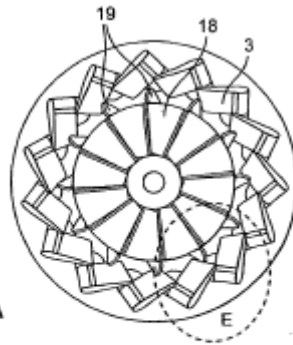


FIG. 7A

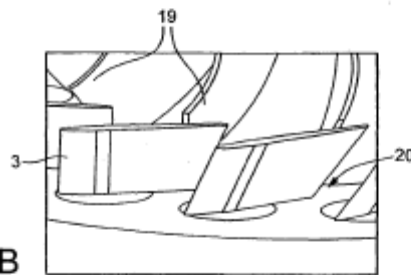


FIG. 7B

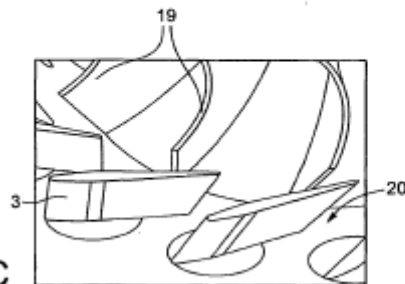


FIG. 7C

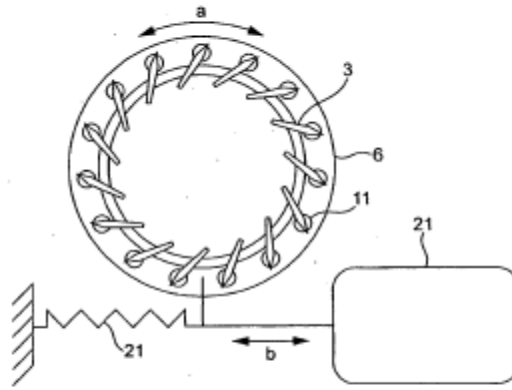


FIG. 8

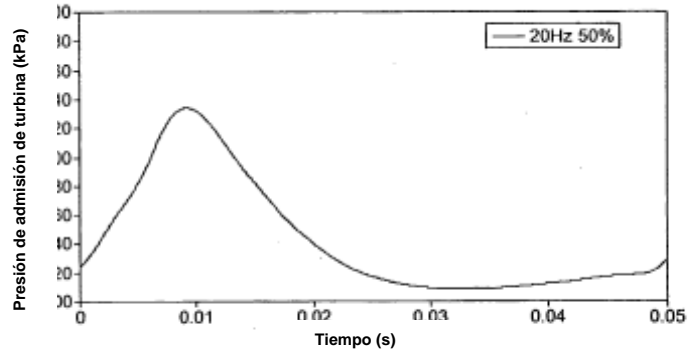


FIG. 9A

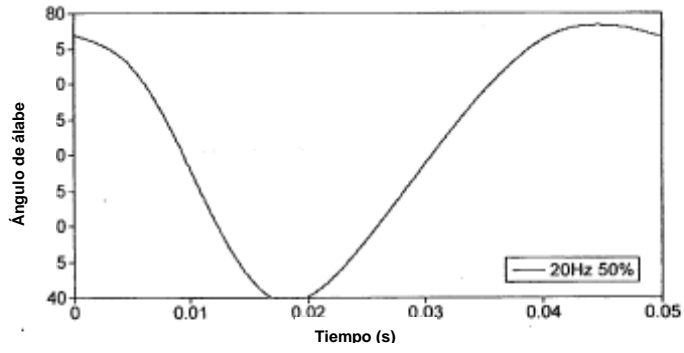


FIG. 9B

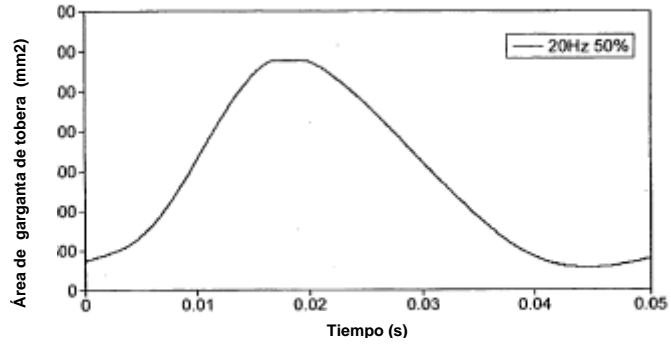


FIG. 9C

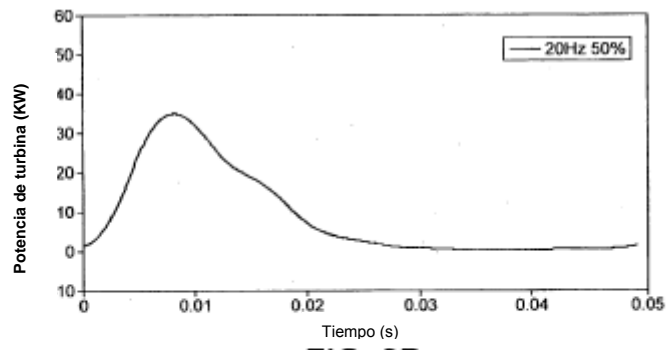
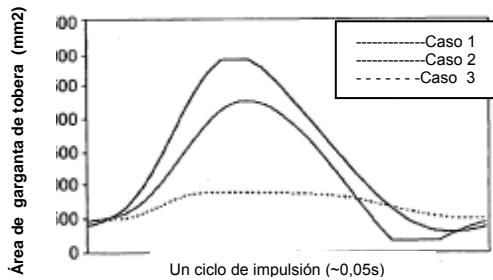
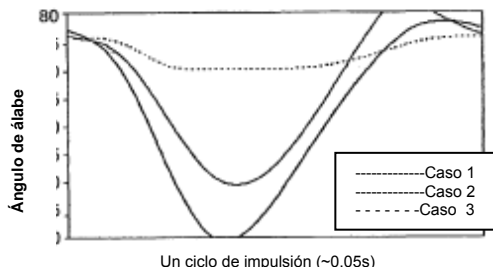
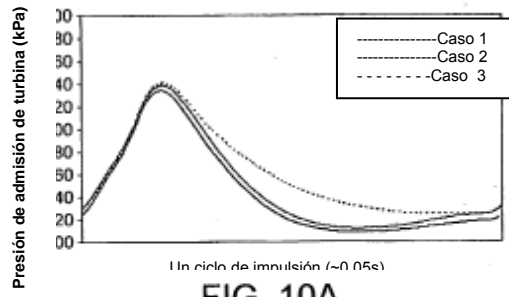


FIG. 9D



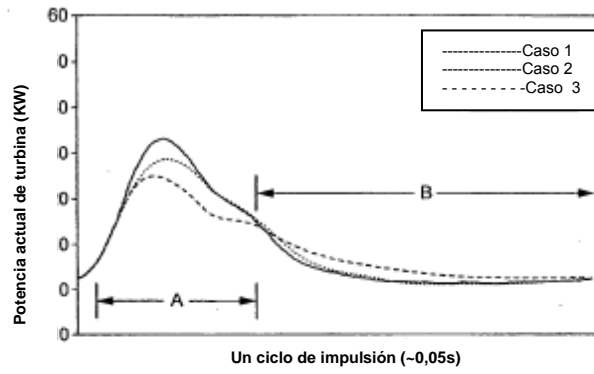


FIG. 10D

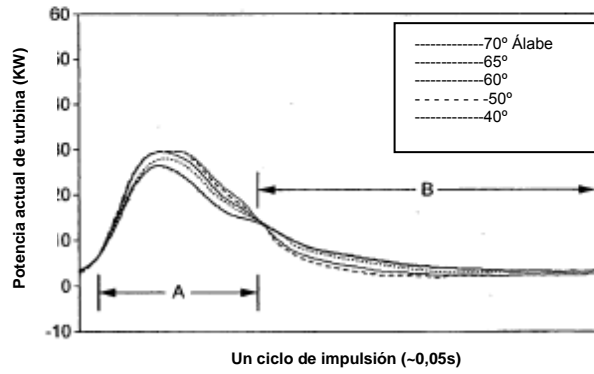


FIG. 10E

Pulsación 20Hz y ~ 30000rpm			
Ajustes	Potencia Media de Ciclo (kW)	Potencia Media (kW) A	Potencia Media (kW) B
Caso 1	8,91	23,55	1,89
Caso 2	8,62	21,83	2,24
Caso 3	8,43	18,36	3,64
70 grados	8,34	18,47	3,62
65 grados	8,39	19,91	2,98
60 grados	8,27	21,34	2,05
50 grados	8,19	21,98	1,54
40 grados	8,22	22,41	1,45

FIG. 10F