

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 403 690**

51 Int. Cl.:

**F04D 17/12** (2006.01)

**F04D 25/06** (2006.01)

**F04D 27/02** (2006.01)

**F04D 29/58** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **23.12.2009 E 09798896 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.02.2013 EP 2384399**

54 Título: **Mejoras en compresores centrífugos multietapa**

30 Prioridad:

**30.01.2009 GB 0901576**

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

**21.05.2013**

73 Titular/es:

**GARDNER DENVER DEUTSCHLAND GMBH  
(100.0%)  
Industriestrasse 26  
97616 Bad Neustadt, DE**

72 Inventor/es:

**PEUSSA, JOUKO TAPANI**

74 Agente/Representante:

**CASTELLO FERRER, María Isabel**

**ES 2 403 690 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

Mejoras en compresores centrífugos multietapa

- 5 La invención se refiere a mejoras en compresores centrífugos multietapa y, en particular, a un compresor centrífugo multietapa mejorado.

10 Los compresores dinámicos de velocidad variable, tales como los compresores centrífugos, se han utilizado para comprimir aire, u otros gases, desde la década de 1960. Los compresores centrífugos, que comprenden un ensamblaje cilíndrico de palas compresoras montadas sobre un eje para formar un impulsor, se han utilizado en una amplia variedad de campos por una serie de razones. En general son eficientes energéticamente, tienen unos costes de mantenimiento bajos puesto que tienen pocas piezas móviles, y normalmente proporcionan un mayor flujo de aire que un compresor de émbolo de tamaño similar. La desventaja principal de los compresores centrífugos es que generalmente no pueden conseguir las elevadas relaciones de compresión de los compresores de émbolo sin múltiples etapas, aunque los compresores centrífugos multietapa pueden conseguir presiones de descarga significativas.

20 El rendimiento de un compresor centrífugo se expresa en términos de velocidad del impulsor, altura de carga total y el caudal volumétrico necesario. En los compresores centrífugos la relación de presión, que es la relación de la presión de aire que sale del compresor a la presión de aire que entra en el compresor, es proporcional a la velocidad del impulsor. La eficacia de la fase está relacionada con la velocidad específica que se define como la velocidad de un compresor ideal geoméricamente similar al compresor real que, cuando se hace funcionar a esta velocidad aumentará una unidad de volumen, en una unidad de tiempo a través de una unidad de cabeza. La velocidad específica ( $N_s$ ) se puede calcular a partir de la siguiente fórmula:

$$25 \quad N_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{0,75}}$$

en la que:

- 30  $N$  = la velocidad de rotación del impulsor (rpm)  
 $Q$  = el caudal volumétrico (l/m)  
 $H$  = la altura de carga dinámica total (m)

35 La Figura 1 muestra una gráfica de la eficacia frente a la velocidad específica para una serie de compresores centrífugos que indica que existe una velocidad específica óptima, y que la eficacia cae a velocidades específicas elevadas y bajas.

40 Los compresores centrífugos de la técnica anterior utilizados en aplicaciones industriales con aire normalmente son compresores de dos o tres etapas. Con el fin de conseguir la relación de presión necesaria, la eficacia global se puede mejorar con el enfriamiento intermedio entre las etapas puesto que el trabajo específico ( $w$ ), es decir, el trabajo por unidad de flujo másico por etapa se puede calcular mediante la fórmula siguiente:

$$w = R_1 \cdot T_1 \cdot \left( \frac{n}{n-1} \right) \cdot (P_r^{(n-1)/n} - 1)$$

en la que:

- 45  $R_1$  = calor específico del gas a una presión constante (J/kg.K)  
 $T_1$  = temperatura de entrada (K)  
 $n$  = relación del calor específico del gas a la presión constante y del calor específico del gas a un volumen constante  
50  $P_r$  = relación de presiones

55 Ignorando pequeños cambios en el calor específico ( $R_1$ ), se puede demostrar que el trabajo específico global ( $w$ ) es menor para la compresión en dos etapas al volver a enfriar a una temperatura próxima a la temperatura de entrada ( $T_1$ ) en la entrada de la segunda fase, que para la compresión en una única etapa. De forma similar, el trabajo específico ( $w$ ) para la compresión en tres etapas con enfriamiento intermedio es menor que para la compresión en dos etapas.

60 A medida que el aire o el gas se comprimen en cada etapa, el caudal volumétrico ( $Q$ ) se reducirá proporcionalmente a la relación de presiones ( $P_r$ ) de cada etapa. Si el incremento de carga se reparte uniformemente entre las etapas, entonces la velocidad específica ( $N_{s2}$ ) de la segunda etapa será menor que la velocidad específica ( $N_{s1}$ ) de la primera etapa. De forma similar, la velocidad específica de la tercera etapa ( $N_{s3}$ ) será menor que la velocidad

específica ( $N_{s2}$ ) de la segunda etapa. Normalmente la velocidad específica ( $N_{s2}$ ) de la segunda etapa estará en el intervalo de eficacias elevadas de la etapa, puesto que el intervalo de velocidades específicas con una buena eficacia es suficientemente amplio en esta gama de compresores. Es posible que la eficacia de la tercera etapa sea subóptima si la velocidad específica es suficientemente baja (véase Figura 1).

Los compresores centrífugos de tres etapas de la técnica anterior tienen los impulsores de la primera y segunda etapa sobre un eje, y el impulsor de la tercera etapa en un segundo eje. Hay dispuesto un engranaje para propulsar cada eje a, o cerca de la velocidad óptima. Un ejemplo de dicha disposición se describe en el documento US-B-6488467.

No obstante, más recientemente se han utilizado propulsores directos en compresores centrífugos, por ejemplo, como se describe en los documentos EP-A-1319132 y EP-A-1217219. En compresores de propulsión directa no se utilizan engranajes y, de esta forma, se puede optimizar la velocidad de cada etapa utilizando motores y propulsores individuales como se muestra, por ejemplo, en el documento US-A-20070189905. La desventaja de estos sistemas es que los motores y propulsores individuales son caros y requieren sistemas de control complejos para controlar los múltiples motores/propulsores.

El documento de la técnica anterior más próximo GB 992 651 A describe un sistema de compresión multietapa que comprende cuatro etapas de compresión centrífugas, cada una de las cuales incluye un impulsor, en el que los impulsores de un par de etapas están montados sobre un primer eje, y los impulsores de otro par de etapas están montados sobre un segundo eje, el primer y segundo eje que se hacen funcionar a la misma velocidad.

Por tanto, es un objeto de la presente invención proporcionar un compresor multietapa mejorado que tiene una eficacia mejorada.

Por tanto, la invención comprende un sistema de compresión multietapa que incluye al menos cuatro etapas de compresión centrífuga, cada una de las cuales comprende un impulsor, en el que los impulsores de un par de etapas están montados sobre un primer eje acoplado a un primer motor de propulsión directa de alta velocidad, y los impulsores de otro par de etapas están montados sobre un segundo eje acoplado a un segundo motor de propulsión directa de alta velocidad, estando controlada la velocidad del primer y segundo motor por al menos un propulsor de manera que todos los impulsores están propulsados a la misma velocidad.

Esta disposición tiene la ventaja de que el sistema de compresión se puede simplificar en términos del número de impulsores sin comprometer las eficacias de las etapas.

Ahora se describirá esta invención, solo a modo de ejemplo, con referencia a los dibujos adjuntos, en los que:

- La Figura 1 es una gráfica que muestra la eficacia de un compresor centrífugo frente a la velocidad específica;
- La Figura 2 es una representación esquemática de una realización de la invención; y
- La Figura 3 es una representación esquemática de otra realización de la invención.

Como se muestra en la Figura 2, un compresor centrífugo de tres etapas 10 que comprende dos primeras etapas 11, 12 montadas en paralelo entre sí, y una segunda etapa 13 y una tercera etapa 14 cada una conectada en serie. Así, el fluido a comprimir se reparte uniformemente a través de las entradas de fluido en las dos primeras etapas 11, 12 y se comprime simultáneamente. El fluido descargado a las salidas del fluido de las dos primeras etapas 11, 12 a continuación se recombina antes de pasar a la entrada del fluido de la segunda y a continuación de la tercera etapa. Las etapas 11/12, 13, 14 están propulsadas por un par de motores de alta velocidad de propulsión directa 15/16.

Los cuatro impulsores están montados sobre dos ejes 23, 24 que están propulsados por los dos motores de alta velocidad de propulsión directa 15, 16. El impulsor de la segunda etapa 13 está montado sobre el mismo eje 23 que el impulsor de una de las primeras etapas 12. El impulsor de la tercera etapa 14 está montado sobre el mismo eje 24 que el impulsor de la otra primera etapa 11. La velocidad de los motores 15, 16 está controlada por una única frecuencia variable u otro propulsor o controlador 25 y, por tanto, los cuatro impulsores están propulsados a la misma velocidad. Se puede utilizar más de un propulsor o controlador 25, en cuyo caso los cuatro impulsores seguirán estando propulsados a la misma velocidad.

El fluido a comprimir es arrastrado hacia los impulsores de las dos primeras etapas en paralelo 11, 12. Las corrientes de fluido comprimido descargadas desde las dos primeras etapas 11, 12 se hacen pasar a través de un enfriador intermedio 21 y se combinan antes de ser arrastradas hacia el impulsor de la segunda etapa 13. El fluido descargado de la segunda etapa 13 se hace pasar a través de un segundo enfriador intermedio 22 antes de ser arrastrado hacia el impulsor de la tercera etapa 14. El fluido descargado de la tercera etapa 14 finalmente se hace pasar a través del post-enfriador 26 antes de descargarse para su utilización. Las corrientes de fluido comprimido en las dos primeras etapas se pueden combinar antes o después de pasar a través del primer enfriador intermedio 21.

Esta configuración con la separación de la primera etapa 11/12 tiene la ventaja de que los costes, complejidad y probabilidad de mal funcionamiento asociados a los propulsores y motores adicionales se reducen enormemente. La

eficacia de cada etapa 11/12, 13, 14 puede estar próxima al punto óptimo puesto que el intervalo de velocidades específicas a lo largo de las tres etapas 11/12, 13, 14 es relativamente pequeño.

5 Por ejemplo, si la relación de presiones total ( $P_r$ ) es de 8, y el incremento de presión de aire es igual a lo largo de cada etapa 11/12, 13, 14, la velocidad específica ( $N_{s1}$ ) de cada una de las primeras etapas 11, 12 será proporcional a  $\sqrt{(Q/2)}$ , en la que  $Q$  es el caudal volumétrico total a través del compresor en la entrada y cada una de las primeras etapas 11, 12 comprime al 50% del caudal. La velocidad específica ( $N_{s2}$ ) de la segunda etapa 13 será proporcional a  $\sqrt{(Q/2)}$  y la velocidad específica ( $N_{s3}$ ) de la tercera etapa 14 será proporcional a  $(Q/4)^{0.5}$ .

10 En una realización alternativa de la presente invención se añade una cuarta etapa que permite que el compresor 10 alcance presiones superiores a las alcanzadas en la realización descrita anteriormente. Como se muestra en la Figura 3 solo hay una única etapa 12 y un tercer enfriador intermedio 27 está situado entre la tercera etapa 14 y la cuarta etapa 28. El enfriador intermedio 27 adicional ayuda a optimizar la eficacia de la compresión termodinámica manteniendo unas bajas temperaturas en la entrada de la cuarta etapa 28.

15 En esta disposición, los impulsores de la primera y segunda etapas 12, 13 están montados sobre un primer eje 23 y los impulsores de la tercera y cuarta etapas 14, 28 están montados sobre un segundo eje 24. Al igual que antes, cada eje 23, 24 está propulsado mediante un motor 15, 16 de propulsión directa a alta velocidad y los motores 15, 16 están controlados por uno o más impulsores 25.

## REIVINDICACIONES

- 5 1. Un sistema de compresión multietapa (10) que comprende al menos cuatro etapas de compresión centrífuga (11, 12, 13, 14), cada una de las cuales incluye un impulsor, en el que los impulsores de un par de etapas (12, 13) están montados sobre un primer eje (23) acoplado a un primer motor (15) de propulsión directa de alta velocidad, y los impulsores de otro par de etapas (11, 14) están montados sobre un segundo eje (24) acoplado a un segundo motor (16) de propulsión directa de alta velocidad, estando controlada la velocidad del primer y segundo motores (15, 16) por al menos un propulsor (25) de manera que todos los impulsores están propulsados a la misma velocidad, **caracterizado por que** un impulsor de cada par de las etapas de compresión forma uno de los pares de las primeras etapas de compresión (11, 12), en el que el sistema comprende adicionalmente medios para repartir  
10 uniformemente el fluido a comprimir entre el par de primeras etapas de compresión (11, 12).
- 15 2. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con la reivindicación 1 en el que el par de primeras etapas de compresión (11, 12) están montadas en paralelo entre sí, y una segunda y tercera etapas de compresión (13, 14) están montadas en serie con el par de primeras etapas (11, 12).
- 20 3. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con la reivindicación 2 en el que el impulsor de una de las primeras etapas (12) y el impulsor de la segunda etapa (13) están montados sobre el primer eje (23) y el impulsor de la segunda de las primeras etapas (11) y el impulsor de la tercera etapa (14) están montados sobre el segundo eje (24).
- 25 4. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con la reivindicación 1 en el que una primera, segunda, tercera y cuarta etapas de compresión están montadas en serie (12, 13, 14, 28).
- 30 5. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con la reivindicación 4, en el que el impulsor de la primera etapa (12) y el impulsor de la segunda etapa (13) están montados sobre un primer eje y el impulsor de la tercera etapa (14) y el impulsor de la cuarta etapa (28) están montados sobre el segundo eje (23).
- 35 6. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes en el que un primer enfriador intermedio (21) está conectado a una salida de fluido de la primera etapa o etapas de compresión (11, 12) y a la entrada de fluido de la segunda etapa de compresión (13).
- 40 7. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con la reivindicación 6, que es dependiente de la reivindicación 2, en el que el primer enfriador intermedio (21) está conectado a una salida de fluido de cada una de las primeras etapa o etapas de compresión (11, 12) de manera que las corrientes de fluido recibidas procedentes de cada una de las dos primeras etapas de compresión (11, 12) se combinan para proporcionar una única corriente de fluido más fría a la segunda etapa de compresión (13).
- 45 8. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes en el que un segundo enfriador intermedio (22) está conectado a una salida de fluido de la segunda etapa de compresión (13) y a una entrada de fluido de la tercera etapa de compresión (14).
- 50 9. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con la reivindicación 4 en el que un tercer enfriador intermedio (27) está conectado a una salida de fluido de la tercera etapa de compresión (14) y a la entrada de fluido de la cuarta etapa de compresión (28).
10. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes en el que un post-enfriador (27) está conectado a una salida de fluido de la última de las etapas de compresión.
11. Un sistema de compresión multietapa (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes en el que los motores (15, 16) están controlados mediante al menos un propulsor de frecuencia variable (25).

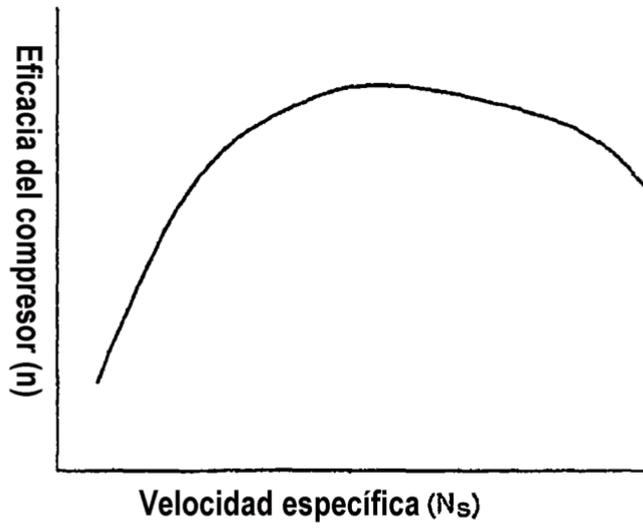


FIG. 1

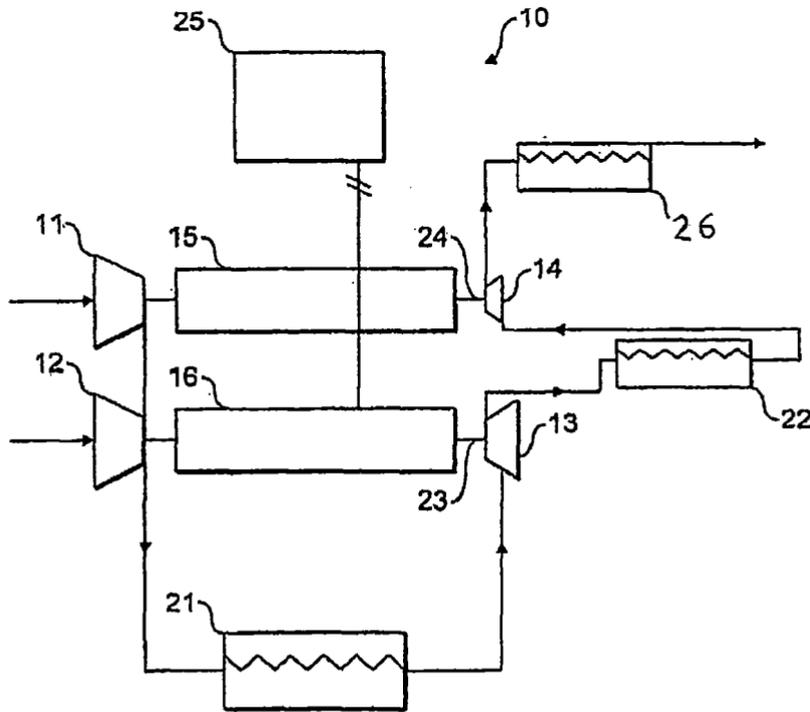


FIG. 2

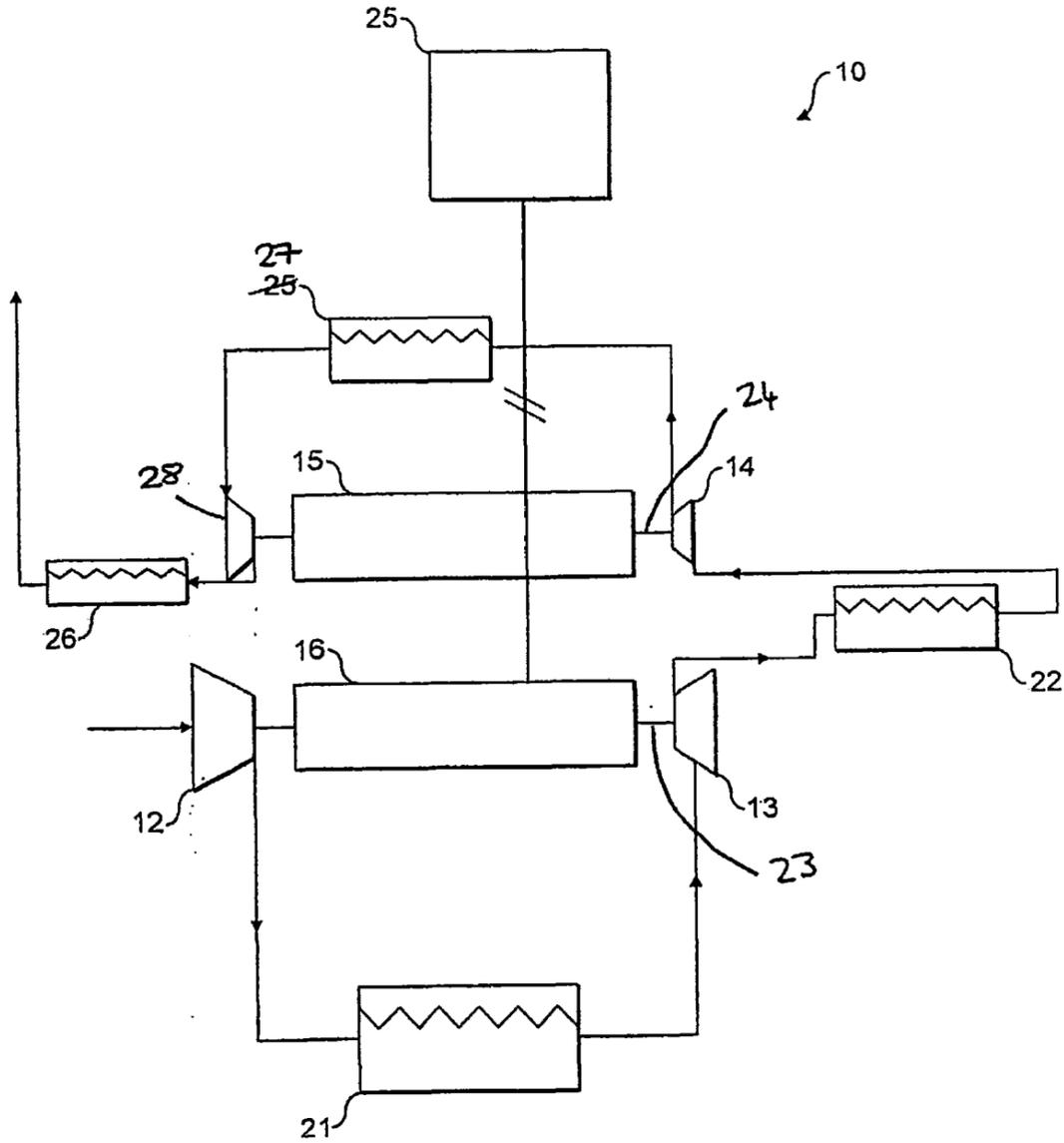


FIG. 3

**REFERENCIAS CITADAS EN LA DESCRIPCIÓN**

*Esta lista de referencias citadas por el solicitante únicamente es para comodidad del lector. Dicha lista no forma parte del documento de patente europea. Aunque se ha tenido gran cuidado en la recopilación de las referencias, no se pueden excluir errores u omisiones y la EPO rechaza toda responsabilidad a este respecto.*

**Documentos de patentes citados en la descripción**

- **US 6488467 B [0008]**
- **EP 1319132 A [0009]**
- **EP 1217219 A [0009]**
- **US 20070189905 A [0009]**
- **GB 992651 A [0010]**