

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 429 526**

51 Int. Cl.:

F04C 18/08 (2006.01)

F04C 18/16 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **09.07.2010 E 10747261 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.07.2013 EP 2452074**

54 Título: **Compresor de tornillo seco**

30 Prioridad:

10.07.2009 IT PR20090054

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

15.11.2013

73 Titular/es:

GARDNER DENVER S.R.L. (100.0%)

Via Tevere 6

LONATE POZZOLO (VA), IT

72 Inventor/es:

CAVATORTA, PAOLO y

TOMEI, UMBERTO

74 Agente/Representante:

CASTELLO FERRER, María Isabel

ES 2 429 526 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

Compresor de tornillo seco

5 **Campo técnico**

La presente invención se refiere a un compresor de tornillo seco para un gas, especialmente aire, para su uso en aplicaciones de presión (por ejemplo, en el transporte de materiales granulados o en polvo, o en el tratamiento de aguas, donde grandes cantidades de aire se deberán transportar para iniciar y ayudar a las reacciones aeróbicas) y en aplicaciones de vacío (por ejemplo, en sistemas de extracción de gas, humo o vapor). En particular, el presente compresor de tornillo seco se utiliza en aplicaciones con bajas presiones diferenciales comprendidas entre 1 bar y 3 bar y al vacío hasta un umbral de presión absoluta de 150 mbar.

15 **Antecedentes de la técnica**

El documento FR 953 057, que se considera representa la técnica anterior más cercana, describe un compresor de tornillo seco.

Como ya se sabe, las aplicaciones de baja presión diferencial (inferior a 1 bar) utilizan compresores de lóbulos. Estos son compresores en los que dos rotores de lóbulos (normalmente de dos o tres lóbulos) con ejes paralelos engranan y giran sincrónicamente en direcciones opuestas.

Sin embargo, estos compresores de lóbulos, a pesar de ser estructuralmente simples, económicos y capaces de garantizar un buen flujo, tienen un pobre rendimiento termodinámico.

Por lo tanto, se ha proyectado un compresor de tornillo que podría trabajar a baja presión, con un flujo elevado y un rendimiento termodinámico característico de una máquina de compresión interna, pero cuyas características estructurales son lo más parecidas posible a un compresor de lóbulos.

Como se sabe, un compresor normal de tornillo bajo altas presiones comprende al menos un rotor macho y al menos un rotor hembra que engranan entre sí durante el giro alrededor de respectivos ejes y alojados dentro de un cuerpo de carcasa. Cada uno de los dos rotores tiene nervaduras en forma de tornillo que engranan con ranuras en forma de tornillo correspondientes del otro rotor. Tanto el rotor macho como el hembra muestran, en sección transversal, un número predeterminado de dientes correspondientes a sus nervaduras y un número predeterminado de valles que corresponden a sus ranuras. El cuerpo de carcasa tiene una entrada para que el gas se reciba y una salida (denominada también "salida de suministro") para el gas comprimido. El gas de entrada se comprime entre los dos rotores en movimiento y llega a la salida bajo la presión requerida.

Por otra parte, se sabe que los compresores de tornillo secos, indicados generalmente como "sin aceite", en contraposición a los compresores de inyección de aceite, se utilizan en gran medida en aplicaciones en las que el nivel de contaminantes debe mantenerse por debajo de un umbral porcentual determinado (normalmente muy bajo).

En los últimos años, algunos fabricantes han propuesto compresores de tornillo seco para presiones diferenciales comprendidas entre 3 y 10 bar, reajustando por tanto la tecnología de los compresores de tornillo de inyección de

aceite para aplicaciones a altas presiones (superiores a 10 bar).

Sin embargo, la fabricación de tales compresores de tornillo seco es bastante sofisticada y costosa, ya que debe tener en cuenta las notables tensiones mecánicas y térmicas a las que los rotores están 'sometidos. En particular, con el fin de evitar una flexión excesiva bajo carga, la relación entre la longitud y el diámetro externo del rotor macho está generalmente comprendida entre 1,5 y 1,8; este requisito limita fuertemente la capacidad del compresor y requiere la inserción en la estructura del compresor de un multiplicador de engranajes para poner en marcha los rotores a velocidades periféricas muy elevadas, normalmente > 150 m/s.

Al alterar las salidas de suministro, los compresores antes mencionados se pueden utilizar también bajo presiones diferenciales comprendidos entre 1 bar y 3 bar. Sin embargo, el inconveniente de estos compresores de baja presión se representa porque tienen la misma complejidad estructural que los compresores de alta presión.

Objeto de la invención

Por lo tanto, el objeto del cometido técnico de la presente invención es proponer un compresor de tornillo seco, que pueda trabajar a baja presión, con un flujo elevado y un rendimiento termodinámico típico de este tipo de máquinas.

En particular, el objetivo principal de la presente invención es proporcionar un compresor de tornillo seco bajo presiones diferenciales bajas (comprendidas entre 1 y 3 bar) y con un flujo elevado, que sea estructuralmente simple, económico y fácil de mantener.

Por otra parte, un objetivo adicional de la presente invención es proponer un compresor de tornillo seco, que también sea adecuado para aplicaciones al vacío, hasta un umbral de 150 mbar de presión absoluta.

El cometido técnico definido y los objetos especificados se logran sustancialmente por medio de un compresor de tornillo seco que comprende las características técnicas reivindicadas en la reivindicación independiente 1 y en las reivindicaciones adicionales dependientes de dicha reivindicación 1.

Breve descripción de los dibujos

Otras características y ventajas de la presente invención se harán más evidentes a partir de la siguiente descripción aproximada, y por tanto no limitativa, de un compresor de tornillo seco, como se ilustra en los dibujos adjuntos, en los que:

- la Figura 1 ilustra una sección transversal longitudinal de un compresor de tornillo seco de acuerdo con la presente invención;
- la Figura 2 ilustra una vista tridimensional, en sección longitudinal, de algunos detalles pertenecientes al compresor de tornillo seco que pertenece a su vez al compresor de tornillo seco de la Figura 1;
- la Figura 3 ilustra una sección transversal (no a escala) de los rotores utilizados en el compresor de acuerdo con las Figuras 1, 2; y
- la Figura 4 ilustra una vista lateral esquemática tridimensional (no a escala) de un rotor macho utilizado en el compresor de tornillo seco de acuerdo con la invención.

Realización preferida de la invención

Con referencia a las supuestas Figuras, 1 indica un compresor de tornillo seco para gas, en particular aire, de acuerdo con la invención.

5

El compresor 1 se puede utilizar tanto bajo presión como al vacío.

El compresor 1 comprende al menos un rotor macho 2 y al menos un rotor hembra 3, engranados entre sí (Figuras 1, 2, 3).

10

La realización aquí descrita e ilustrada proporciona un solo rotor macho 2 y un solo rotor hembra 3 alojados dentro de un solo cuerpo de carcasa 4.

En particular, este cuerpo de carcasa 4 se obtiene mediante el acoplamiento de dos cilindros de comunicación (no mostrados) de modo que definen una sola cavidad 5 que aloja los rotores 2, 3.

15

Una realización alternativa (no mostrada) se proporciona para una pluralidad de pares conjugados de rotores macho 2 y rotores hembra 3.

20

Como se muestra en la Figura 1, el rotor hembra 3 está enchavetado en un árbol 17 (que tiene un eje de giro (01)), mientras que el rotor macho 2 está enchavetado en un árbol 18 (que tiene un eje de giro (02)). En particular, el primer eje de giro (01) se dispone a una cierta distancia (l) (generalmente conocida como "distancia central") desde el segundo eje de giro (02). El primer eje de giro (01) y el segundo eje de giro (02) son paralelos entre sí.

25

Cada uno de dichos rotores 2, 3 tiene nervaduras en forma de tornillo que engranan con ranuras en forma de tornillo formadas entre las nervaduras en forma de tornillo correspondientes del otro rotor 2, 3. De esta manera, en sección transversal (Figura 3), el rotor macho 2 muestra lóbulos 6 (o dientes) y valles 7 que engranan con los valles 8 y lóbulos 9 (o dientes) correspondientes del rotor hembra 3.

30

Por otra parte, la Figura 3 muestra algunos de los principales parámetros dimensionales que caracterizan los perfiles de los rotores 2, 3. En particular, se puede observar una circunferencia externa (Cef) del rotor hembra 3 y una circunferencia externa (Cem) del rotor macho 2.

35

Por otra parte, como se muestra en la Figura 1, la longitud (Lm) del rotor macho 2 corresponde a la longitud (Lf) del rotor hembra 3.

Los perfiles conjugados idénticos a los mostrados en la presente Figura 3 se han descrito y reivindicado en la solicitud de patente internacional WO 2010/133981 A1 bajo el nombre del mismo solicitante. En combinación con los elementos geométricos descritos a continuación, permite maximizar la capacidad del compresor y reducir al mínimo las fugas de gas que se producen normalmente en las áreas de acoplamiento entre los rotores, y entre los rotores y sus carcasas.

40

De hecho, en el presente alcance y con una referencia particular a la Figura 4, el "ángulo de arrollamiento" (φ) se forma por el ángulo de una hélice genérica 40 (descrita por el cabezal de un diente genérico) comprendida entre un

segmento OA, que conecta el eje (02) del rotor macho 2 de la hélice 40 en un primer plano de extremo (n1) del rotor 2, y un segmento de O'B', que conecta también el eje (02) a la hélice 40 en un segundo plano de extremo (n2) del rotor 2 opuesto al primer plano de extremo (n1).

- 5 Como se muestra también en la Figura 4, el rotor 2 comprende tres hélices 30, 40, 50, paralelas entre sí, descritas por los cabezales de los dientes relativos.

Por otra parte, el término "longitud (Lm)" del rotor macho 2 define la distancia entre los dos planos de extremo (n1) (n2), el término "paso (Pz)" entre dos hélices 30, 40 define la distancia entre el punto B y el punto B1, y la expresión
 10 "ángulo de la hélice" (ψ) define el ángulo comprendido entre la tangente (r) a la hélice 40 en cualquier punto (P) y el eje (02) del rotor macho 2.

En una forma inventiva, se ha encontrado que la relación entre la longitud (Lm) y el diámetro externo (Dm) del rotor macho 2 (véase también Figura 4) debe ser superior a o igual a 2, para maximizar la capacidad del compresor y, por
 15 lo tanto, junto con los perfiles conjugados de los lóbulos de los rotores, para garantizar flujos de gas elevados. Preferentemente, dicha relación (Lm)/(Dm) está comprendida entre 2 y 3. En este contexto, el diámetro externo (Dm) significa el diámetro de la circunferencia externa (Cem) del rotor macho 2 (Figura 3).

Por otra parte, se ha encontrado que, para maximizar la capacidad del compresor, si las otras dimensiones
 20 geométricas son iguales, el valor máximo del ángulo de arrollamiento (ϕ) debe ser 300° , de hecho, al aumentar el valor del ángulo de arrollamiento (ϕ), y con una longitud igual (Lm), un diámetro igual (Dm) y un perfil igual del diente del rotor macho 2, la superposición entre los dientes de los dos rotores 2, 3 aumenta por consiguiente, con una siguiente reducción de la capacidad total del compresor 1.

25 Por otra parte, los valores (Lm), (PZ) y los ángulos (ϕ), (ψ) están geoméricamente relacionados entre sí.

Por lo tanto, es posible determinar de forma proyectante los valores óptimos de los parámetros (Lm), (Dm), (PZ), (ψ) para definir un valor óptimo del "ángulo de arrollamiento" (ϕ) dado el máximo flujo de gas a velocidad periférica
 30 reducida del rotor macho 2 y bajo presión reducida.

Preferentemente, el número de lóbulos 6 del rotor macho 2 es diferente del número de lóbulos 9 del rotor hembra 3. En particular, el número de lóbulos 6 del rotor macho 2 es inferior a el número de lóbulos 9 del rotor hembra 3 por al
 35 menos una unidad. Por ejemplo, en la realización aquí descrita e ilustrada, el número de lóbulos 6 del rotor macho 2 corresponde a tres, mientras que el número de lóbulos 9 del rotor hembra 3 corresponde a cinco. En otra realización (no mostrada), el número de lóbulos 6 del rotor macho 2 corresponde a cuatro, mientras que el número de lóbulos 9 del rotor hembra 3 corresponde a seis.

Los dos rotores 2, 3 se mantienen en la posición recíproca por medio del engranaje de sincronización formado por
 40 dos ruedas dentadas 20a y 20b del tipo conocido (Figura 1).

Obviamente, con el fin de permitir un correcto funcionamiento del compresor 1, la relación de transmisión entre los engranajes de sincronización 20a, 20b debe ser igual a la relación existente entre el número de dientes de los dos
 rotores 2, 3.

Ventajosamente, el árbol de accionamiento es el árbol 17 sobre el que está enchavetado el rotor hembra 3, ya que es el que tiene más dientes, de modo que cada giro de este árbol 17 se corresponde con el llenado de un mayor número de huecos y, en resumen, a un mayor volumen transportado por el compresor 1.

5] Como se muestra en más detalle en la Figura 2, el cuerpo de carcasa 4 tiene una entrada 10 para recibir un fluido gaseoso, que fluye de acuerdo con una flecha (F1), y al menos una salida 11 (o salida de suministro) para que el fluido comprimido fluya de acuerdo con una flecha (F2). Dicha salida 11 define una abertura 12 formada en el cuerpo de carcasa 4.

10 El compresor 1 utiliza cojinetes de un tipo conocido. En particular, las cargas radiales se soportan por un primer grupo 19a de cojinetes de bolas radiales dispuestos cerca de la entrada 10 y por un segundo grupo 19b de cojinetes de bolas cilíndricos dispuestos cerca de la salida 11. Las cargas axiales, por otro lado, se soportan por un tercer grupo-19c de cojinetes de bolas de contacto oblicuos dispuestos al lado de los cojinetes del segundo grupo 19b.

15 En la realización particular mostrada en la Figura 1, el compresor 1 se proporciona con un motor eléctrico 16 cuyo rotor está enchavetado ventajosamente en el árbol 17 del rotor hembra 3 para iniciar su giro alrededor del primer eje de giro (01). Preferentemente, el motor 16 es un motor de imán permanente. Preferentemente, el motor de imán permanente 16 es del tipo enfriado por circulación de agua. Como alternativa, se puede utilizar un motor de imán permanente del tipo enfriado por aire.

20

Como se ha indicado anteriormente, el motor 16 está preferentemente enchavetado en el árbol 17 del rotor hembra 3, es decir, que está alineado con dicho árbol 17.

25 Cuando no se requiere ninguna variación de la velocidad de los rotores 2, 3, el compresor 1 se puede acoplar a un motor eléctrico (no mostrado) por medio de una unidad de accionamiento de "correa y p Polea" (no mostrada).

El funcionamiento del compresor de tornillo seco de acuerdo con la presente invención se describe a continuación.

30 El gas (por ejemplo aire) se recibe por el compresor 1 y, a través de la entrada 10, entra en el cuerpo de carcasa 4 (Figuras 1, 2). Durante el giro, las nervaduras en forma de tornillo del rotor hembra 3 engranan entre sí, junto con las ranuras en forma de tornillo del rotor macho 2, y viceversa. En realizaciones sin ningún contacto entre los rotores 2, 3, la relación de transmisión/multiplicación correcta entre los rotores 2, 3 se acciona por medio de los engranajes de sincronización 20a, 20b.

35 Al cruzar longitudinalmente el cuerpo de carcasa 4, el gas se comprime entre los "arrollamientos" de los dos rotores giratorios 2, 3, alcanzando por tanto la salida 11.

40 Una primera realización, en la que la abertura 12 se dispone en la superficie lateral del cuerpo de carcasa 4, se utiliza para las relaciones de compresión "intermedias" R, por ejemplo, comprendidas entre 1 y 4; mientras que, en una segunda realización, la abertura 12 se dispone en correspondencia con un extremo del cuerpo de carcasa 4 (en el plano (n1); véase Figura 1); esta última solución se elige para las relaciones de "alta" compresión (R), por ejemplo, comprendidas entre 4 y 10. Ambas realizaciones pueden estar provistas de medios de conformación (no mostrados) que definen la dimensión real de la abertura 12 correspondiente a la relación de compresión deseada (R).

La descripción anterior muestra claramente las características del compresor de tornillo seco de acuerdo con la presente invención, así como sus ventajas.

5 En particular, se hace posible la relación entre la longitud y el diámetro externo del rotor macho (superior a o igual a dos) por las presiones diferenciales bajas (comprendidas entre 1 bar y 3 bar) o por el umbral de presión absoluta de 150 mbar para aplicaciones al vacío.

10 Por otra parte, la elección de la geometría del perfil y del funcionamiento del compresor por medio del árbol del rotor hembra permite maximizar la capacidad del compresor, con rotores de la misma longitud, lo que permite alcanzar el flujo elevado requerido a una velocidad periférica del rotor macho 2 inferior a 80 m/s.

Por otra parte, la geometría de los perfiles de los dos rotores acoplados permite obtener una línea de contacto más corta entre los rotores con una mejor junta, reduciendo de este modo la disipación.

15 Por otra parte, gracias al hecho de que el compresor funciona a velocidades periféricas del rotor macho inferiores a 80 m/s, la velocidad periférica del rotor hembra es aún más baja, y por tanto el rotor del motor eléctrico se puede introducir directamente en el árbol del rotor hembra (es decir, sin la interposición de los engranajes de multiplicación), obteniendo de este modo un compresor que es estructuralmente simple, compacto y que tiene una mayor eficiencia energética. Esto hace que el uso de la relación de multiplicación de los engranajes de
20 sincronización de los rotores, correspondiente a la relación entre el número de lóbulos del rotor hembra y el número de lóbulos del rotor macho (en la realización descrita, corresponde a $5/3 = 1,66667$). Esto evita la utilización de los multiplicadores de ruedas dentadas integrados en el compresor, con una ventaja resultante en la simplicidad estructural, gravamen, coste y ruido.

25 Por otra parte, la eficiencia energética del compresor se proporciona también por el uso de un motor de imán permanente, caracterizado por bajos consumos en un amplio intervalo de velocidades. En particular, este tipo de motor de imán permanente tiene mayor eficiencia que el motor eléctrico asíncrono trifásico utilizado en la técnica conocida, especialmente a velocidades reducidas. Entre otras cosas, el uso de un motor de imán permanente enfriado por agua permite una reducción en el tamaño y en el peso del motor, permitiendo de este modo su
30 disposición directa del árbol del rotor hembra, aprovechando los cojinetes radiales del compresor.

Por último, la optimización de la eficiencia energética se obtiene también gracias a la utilización de una salida de suministro, cuyo tamaño varía de acuerdo con la relación de compresión deseada, produciendo de este modo un compresor extremadamente versátil y modular.

35

REIVINDICACIONES

1. Compresor de tornillo seco (1) que tiene un rotor macho (2) cuya velocidad periférica es inferior a 80 m/s; comprendiendo el compresor (1):
- 5
- un cuerpo de carcasa (4) que tiene una entrada (10) para un fluido gaseoso a recibirse y al menos una salida (11) para el fluido comprimido;
 - al menos un rotor macho (2) y al menos un rotor hembra (3) engranados entres sí, estando dichos rotores (2, 3) dispuestos dentro de dicho cuerpo de carcasa (4);
- 10
- compresor (1) **caracterizado por que** la relación entre la longitud (Lm) y el diámetro externo del rotor macho (2) es superior a o igual a dos, y en el que el ángulo de arrollamiento (φ) del rotor macho (2) es inferior a o igual a 300°.
2. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado por que** el árbol de accionamiento es un árbol (17) en el que dicho rotor hembra (3) está enchavetado.
- 15
3. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 2, **caracterizado por que** comprende además un motor eléctrico (16) que actúa operativamente sobre el árbol (17) del rotor hembra (3) para iniciar su giro alrededor de un primer eje de giro (01).
- 20
4. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 3, **caracterizado por que** el rotor de dicho motor eléctrico (16) está enchavetado en dicho árbol (17) del rotor hembra (3).
5. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 3 o reivindicación 4, **caracterizado por que** dicho motor eléctrico (16) es un motor de imán permanente.
- 25
6. Compresor (1) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado por que** dicha salida (11) define una abertura (12) formada en el cuerpo de carcasa (4), siendo el tamaño real de dicha abertura (12) variable mediante medios de conformación con el fin de obtener una relación de compresión predeterminada (R).
- 30
7. Compresor (1) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado por que** puede ser utilizado en aplicaciones bajo presiones diferenciales comprendidas entre 1 bar y 3 bar.
8. Compresor (1) de acuerdo con las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizado por que** puede ser utilizado en aplicaciones al vacío hasta un umbral de presión absoluta de 150 mbar.
- 35

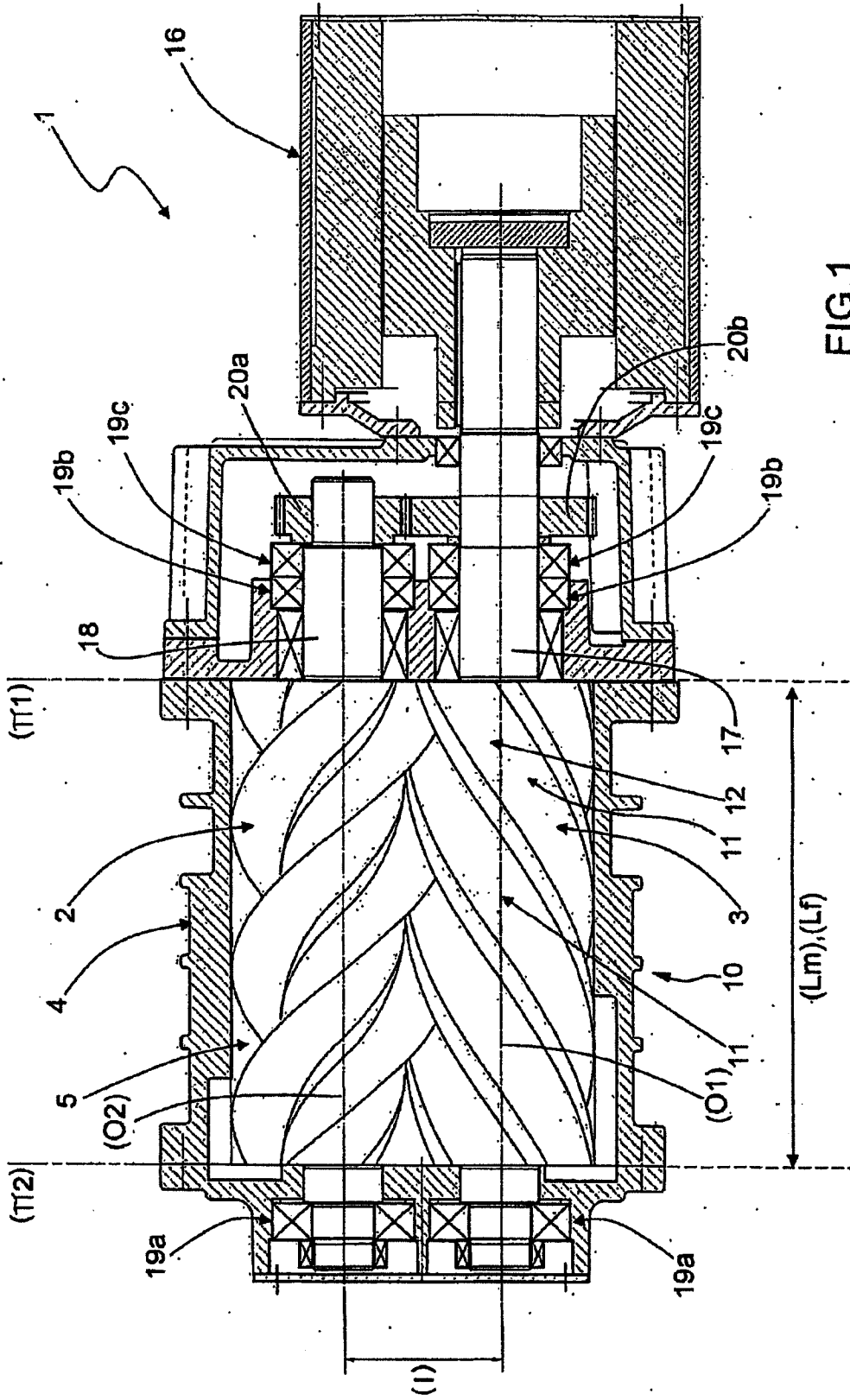
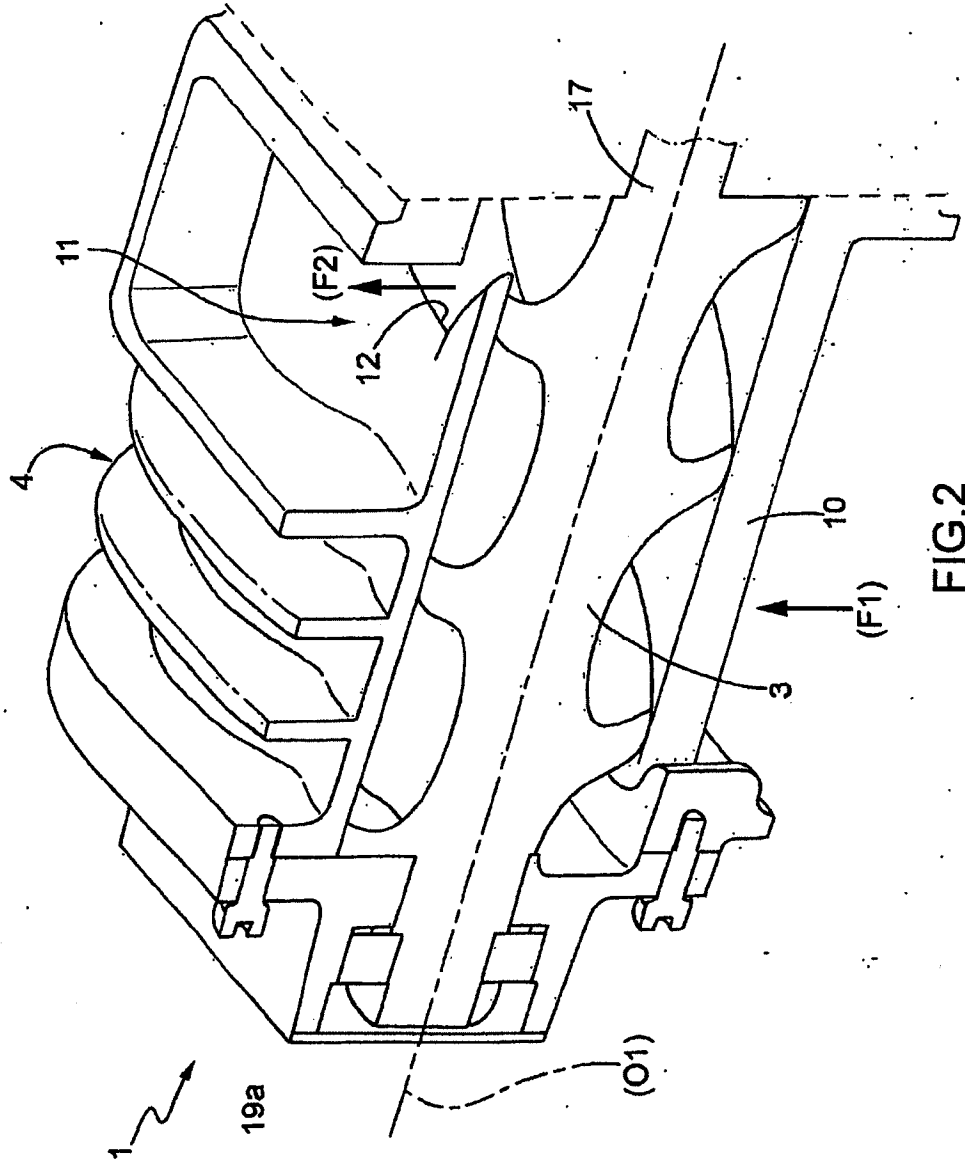


FIG.1



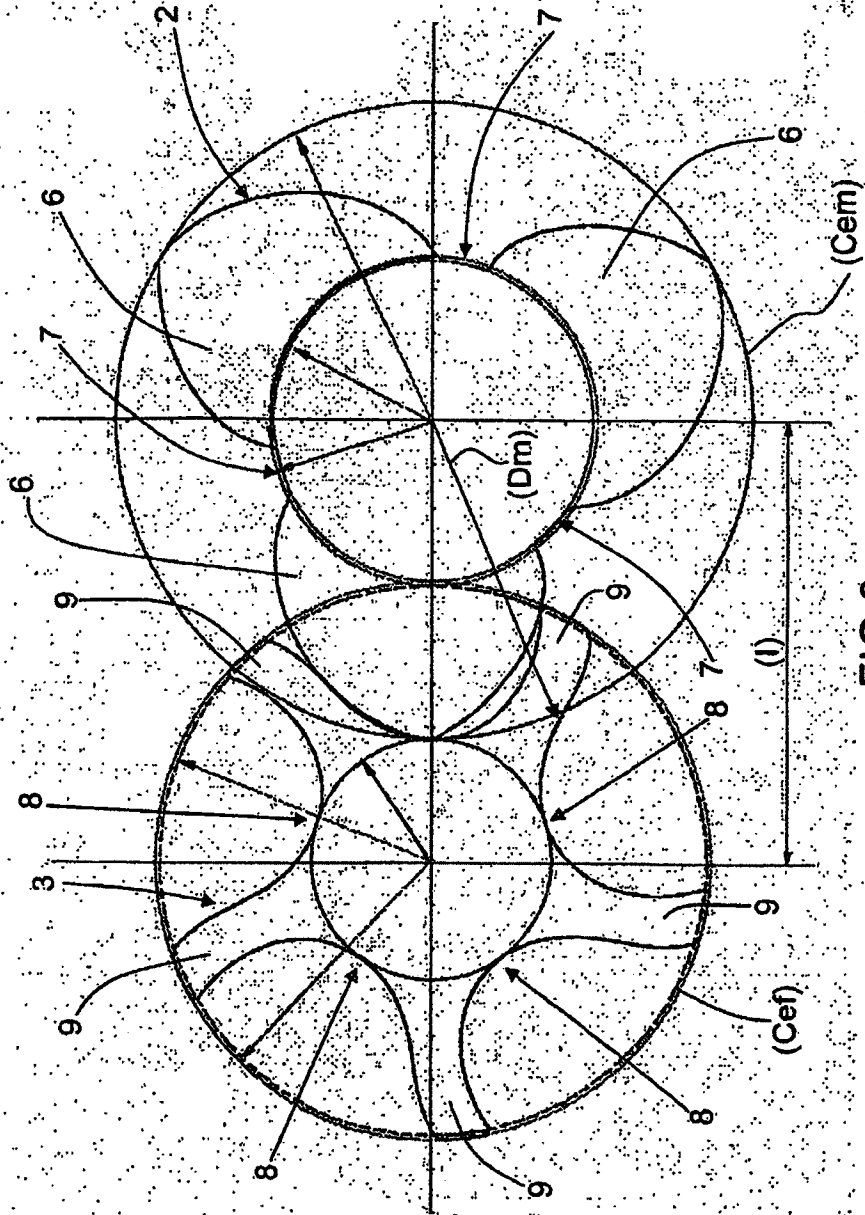


FIG.3

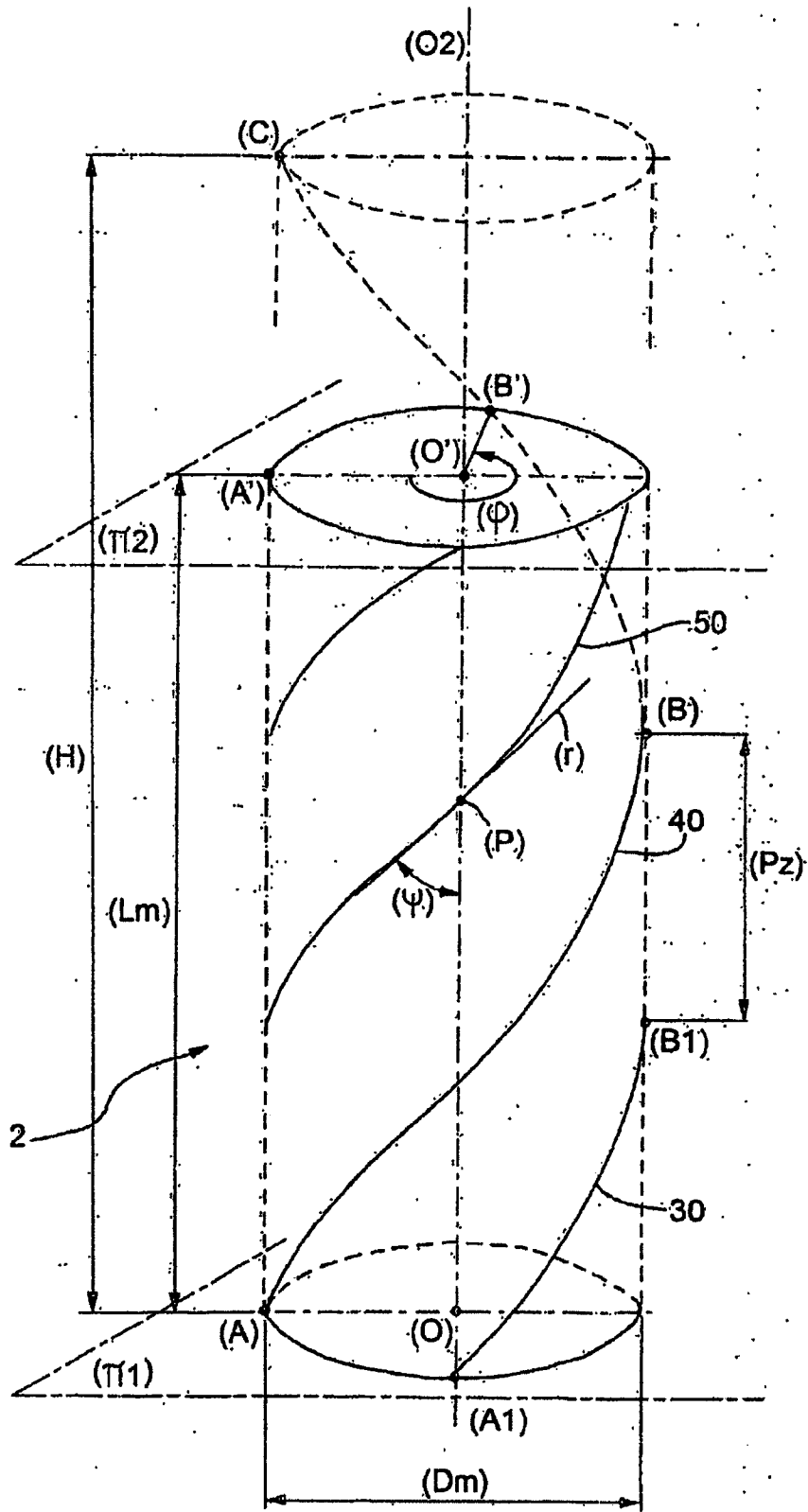


FIG.4

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

- FR 953057 [0002]
- 10 • WO 2010133981 A1 [0026]