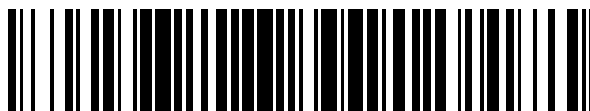


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 391 941**

51 Int. Cl.:  
**F04C 18/08** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **10714080 .8**  
96 Fecha de presentación: **31.03.2010**  
97 Número de publicación de la solicitud: **2326844**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **01.06.2011**

54 Título: **Compresor de tornillo**

30 Prioridad:  
**21.05.2009 IT PR20090042**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**03.12.2012**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**03.12.2012**

73 Titular/es:  
**ROBUSCHI S.P.A. (100.0%)**  
**Piazza del Liberty 2**  
**20100 Milano, IT**

72 Inventor/es:  
**CAVATORTA, PAOLO y**  
**TOMEI, UMBERTO**

74 Agente/Representante:  
**CASTELLO FERRER, María Isabel**

**ES 2 391 941 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.

**5 Campo técnico y técnica antecedente**

La presente invención se refiere a un compresor de tornillo para aire o gas, en particular para su uso en aplicaciones de presión (por ejemplo en el transporte de granulados o polvos, o en el tratamiento de agua) y en aplicaciones de vacío (por ejemplo en sistemas de escape de gas, humos o vapor).

10 Como es bien conocido, un compresor de tornillo comprende al menos un rotor macho y al menos un rotor hembra que engranan juntos durante la rotación alrededor de los ejes respectivos y se alojan en el interior de un cuerpo de carcasa. Cada uno de los rotores tiene nervaduras en forma de tornillo que engranan con las correspondientes ranuras en forma de tornillo del otro rotor. Tanto el rotor macho como el hembra muestran, en su sección transversal, un número predeterminado de lóbulos (o dientes) que corresponden a sus nervaduras y de valles que corresponden a sus ranuras. El número de lóbulos del rotor macho puede ser diferente del número de lóbulos del rotor hembra. Ya en la década de 1970, los perfiles simétricos de los lóbulos y valles de los rotores se sustituyeron por perfiles asimétricos para mejorar la eficiencia volumétrica de los compresores de tornillo.

20 Como en todos los compresores volumétricos, la eficiencia volumétrica del compresor de tornillo depende de la holgura entre los dos rotores y entre los rotores y el cuerpo que los aloja (formado por dos cilindros conectados juntos). Adicionalmente, la eficiencia volumétrica del compresor de tornillo está influenciada por la abertura presente entre la corona del cuerpo de la carcasa y la cabeza de los rotores cuando comienzan a engranar. A través de la abertura, el gas contenido entre los valles de los rotores se sitúa en comunicación con el área de entrada del compresor; por ello el gas fluye hacia atrás hacia esta última y la eficiencia volumétrica disminuye. En sección transversal, en correspondencia con esta abertura hay un área de sopladura que tiene la forma de un triángulo con lados curvilíneos formados por las partes en punta de los lóbulos de los dos rotores. El área de sopladura se debe minimizar por medio de un diseño preciso de los perfiles de los rotores de modo que se maximice la eficiencia volumétrica.

30 Comenzando por la definición del perfil de uno de los dos rotores (por ejemplo el rotor hembra) y aplicando el principio de "perfiles conjugados", extraído de la teoría de ruedas dentadas y engranajes, es posible obtener el perfil del otro rotor (en este caso el rotor macho). Se debería observar, por razones de integridad, que los dos perfiles son conjugados si y solamente si un perfil envuelve las variadas posiciones que el otro perfil adopta en el movimiento relativo definido por las dos guías (en el caso específico de los rotores, las guías son circunferencias). La aplicación del principio de perfiles conjugados para generar los rotores de un compresor de tornillo se describe, por ejemplo, en el documento US5454701.

40 Otra posibilidad para la generación de perfiles de dos rotores involucra el uso de la misma cremallera generatriz, como se muestra como por ejemplo, en los documentos WO97/43550, US4643654 y GB2418455, desvelando este último las características del preámbulo de la reivindicación 1. Mediante rodadura, sin deslizamiento, la guía del perfil de la cremallera generatriz respectivamente sobre la guía del rotor macho y sobre la guía del rotor hembra, se determinan los perfiles de los dos rotores como la envolvente de las posiciones adoptadas por el perfil de cremallera en sí.

45 Uno de los problemas que se afrontan cuando se diseñan los perfiles de rotores de compresores de tornillo se refiere a la definición de sus perfiles por medio de herramientas de corte, que tienden a desgastarse fácilmente. En particular, la construcción del rotor hembra es especialmente crítica, dado que el reducido grosor de sus lóbulos limita las tensiones permitidas durante el corte de los mismos lóbulos.

50 En este contexto, la tarea técnica en la base de la presente invención es proponer un compresor de tornillo que supere las limitaciones de la técnica precedente anteriormente mencionada.

**Divulgación de la invención**

55 En particular, es un objetivo de la presente invención proporcionar un compresor de tornillo que sea fácil y económico de construir usando herramientas de corte fáciles de fabricar en las que el desgaste se reduzca en comparación con soluciones de la técnica precedente.

60 Otro objetivo de la presente invención es proponer un compresor de tornillo que permita la optimización de la eficiencia volumétrica, es decir el maximizado del volumen transportado en una rotación completa de los dos rotores.

La tarea técnica definida y los objetivos especificados en el presente documento se consiguen substancialmente mediante un compresor de tornillo que comprende las características técnicas descritas en una o más de las

reivindicaciones adjuntas.

**Breve descripción de los dibujos**

- 5 Serán más evidentes las características y ventajas adicionales de la presente invención a partir de la siguiente descripción aproximada, y por ello no restrictiva, de una realización preferida, pero no exclusiva, del compresor de tornillo como se ilustra en los dibujos adjuntos, en los que:
- la figura 1 ilustra una sección transversal de un compresor de tornillo de acuerdo con la presente invención;
  - 10 - la figura 2 ilustra una sección transversal de una parte (lóbulo del rotor macho) del compresor de tornillo de la figura 1;
  - la figura 3 ilustra una sección transversal de una parte diferente (valle del rotor hembra) del compresor de tornillo de la figura 1;
  - la figura 4a ilustra el gráfico de una primera realización de un perfil de cremallera usado para construir el compresor de la figura 1;
  - 15 - la figura 4b ilustra una vista ampliada de una parte del perfil de cremallera de la figura 4a;
  - la figura 5a ilustra el gráfico de una segunda realización de un perfil de cremallera usado para construir el compresor de la figura 1;
  - la figura 5b ilustra una vista ampliada de una parte del perfil de cremallera de la figura 5a;
  - 20 - la figura 6 ilustra una parte (primera curva) del perfil de cremallera de las figuras 4 y 5 y el método de construcción de la misma;
  - la figura 7 ilustra el área de sopladura del compresor de tornillo de la figura 1, en una configuración más próxima, en sección transversal.

**25 Mejor modo de llevar a cabo la invención**

Con referencia a las figuras, 1 indica un compresor de tornillo que comprende al menos un rotor macho 2 y al menos un rotor hembra 3, conjugados entre sí. En la realización descrita ilustrada en el presente documento, está presente un único rotor macho 2 y un único rotor hembra 3 alojados en el interior de un cuerpo de carcasa 8 (parcialmente  
30 ilustrado en la figura 7). En particular, dicho cuerpo de carcasa 8 se obtiene mediante la unión de dos cilindros que se comunican mutuamente de modo que forman una única cavidad de carcasa para los rotores 2, 3. En una realización alternativa (no ilustrada), se proporciona una pluralidad de pares conjugados de rotores macho 2 y rotores hembra 3. Como se ha ilustrado en la figura 1, el rotor macho 2 gira alrededor de un primer eje O1 de rotación, mientras que el rotor hembra 3 rota alrededor de un segundo eje O2 de rotación. En particular, el primer eje O1 se localiza a una distancia l (comúnmente conocida mediante la expresión "distancia central") del segundo eje O2 de rotación. El primer eje O1 y el segundo eje O2 son mutuamente paralelos. Cada uno de dichos rotores 2, 3 tiene nervaduras con forma de tornillo que engranan con las ranuras con forma de tornillo formadas entre las nervaduras con forma de tornillo correspondientes del otro rotor 2, 3. En consecuencia, en sección transversal, el rotor macho 2 muestra lóbulos 4 (o dientes) y valles que engranan con los correspondientes valles 5 y lóbulos 7 (o dientes) del rotor hembra 3.  
40

La figura 2 ilustra los parámetros significativos que caracterizan al rotor macho 2. En particular, se identifica una circunferencia primitiva Cp1 del rotor macho 2, correspondiente también a la guía del rotor macho 2. La medida del radio Rp1 de la circunferencia primitiva Cp1 del rotor macho 2 es proporcional al número de lóbulos 4 del rotor macho 2. Cada lóbulo 4 del rotor macho 2 se extiende frecuentemente al exterior de la circunferencia primitiva Cp1 correspondiente hasta que alcanza una circunferencia exterior Ce1 del rotor macho 2. La parte restante del lóbulo 4 del rotor macho 2 se extiende por el interior de la correspondiente circunferencia primitiva Cp1 hasta que alcanza una circunferencia de fondo Cf1 del rotor macho 2. El radio Rf1 de la circunferencia de fondo Cf1 es menor que el radio Rp1 de la circunferencia primitiva Cp1, que a su vez es menor que el radio Re1 de la circunferencia exterior Ce1 del rotor macho 2.  
45  
50

La distancia entre la circunferencia primitiva Cp1 y la circunferencia exterior Ce1 del rotor macho 2 se define como el añadido h1 del rotor macho 2. Dicho añadido h1 del rotor macho 2 corresponde a la diferencia entre el valor del radio Re1 de la circunferencia exterior Ce1 y el valor del radio Rp1 de la circunferencia primitiva Cp1 del rotor macho 2.  
55

La figura 3 ilustra los parámetros significativos que caracterizan el rotor hembra 3. En particular, se identifica una circunferencia primitiva Cp2 del rotor hembra 3, correspondiente también a la guía del rotor hembra 3. La medida del radio Rp2 de la circunferencia primitiva Cp2 del rotor hembra 3 es proporcional al número de lóbulos 7 del rotor hembra 3. Preferiblemente, el número de lóbulos 7 del rotor hembra 3 es diferente del número de lóbulos 4 del rotor macho 2. En la realización descrita e ilustrada en el presente documento, el número de lóbulos 4 del rotor macho 2 es igual a tres, mientras que el número de lóbulos 7 del rotor hembra 3 es igual a 5.  
60

Cada valle 5 del rotor hembra 3 se extiende frecuentemente al interior de la circunferencia primitiva Cp2 correspondiente hasta que alcanza una circunferencia de fondo Cf2 del rotor hembra 3. La parte restante del valle 5

del rotor hembra 3 se extiende hacia el exterior de la correspondiente circunferencia primitiva Cp2 hasta que alcanza una circunferencia exterior Ce2 del rotor hembra 3. El radio Rf2 de la circunferencia de fondo Cf2 es menor que el radio Rp2 de la circunferencia primitiva Cp2, que a su vez es menor que el radio Re2 de la circunferencia exterior Ce2 del rotor hembra 3.

5 La distancia entre la circunferencia primitiva Cp2 y la circunferencia exterior Ce2 del rotor hembra 3 se define como el añadido h2 del rotor hembra 3. Dicho añadido h2 del rotor hembra 3 corresponde a la diferencia entre el valor del radio Re2 de la circunferencia exterior Ce2 y el valor del radio Rp2 de la circunferencia primitiva Cp1 del rotor hembra 3.

10 Como se puede ver en la figura 1, cada lóbulo 4 del rotor macho 2 tiene un primer grosor T01 medido en la circunferencia primitiva Cp1 respectiva, mientras que cada lóbulo 7 del rotor hembra 3 tiene un segundo grosor T02 medido en la circunferencia primitiva Cp2 respectiva.

15 Cada valle 5 del rotor hembra 3 tiene al menos un lado FS2 unido con el lóbulo consecutivo 7 del rotor hembra 3 (es decir con la circunferencia exterior Ce2 del rotor hembra 3) por medio de un primer arco 'a' que tiene un radio de una longitud predefinida RT2. Preferiblemente, la longitud RT2 del radio del primer arco 'a' varía entre un valor mínimo igual al añadido h2 del rotor hembra 3 multiplicado por 1,1, y un valor máximo igual al añadido h2 del rotor hembra 3 multiplicado por 1,5.

20 Como se puede ver en la figura 3, Cada valle 5 del rotor hembra 3 tiene dos lados FA2, FS2 de diferente extensión conjugados con dos lados respectivos FA1, FS1 (igualmente de diferente extensión) del lóbulo 4 del rotor macho 2. En la realización descrita e ilustrada en el presente documento, el lado FA1 de mayor extensión del lóbulo 4 del rotor macho 2 es aquel que va delante en la dirección de rotación de dicho rotor macho 2, mientras que el lado de extensión menor FS1 del lóbulo 4 del rotor macho 2 es aquel que va detrás en la dirección de rotación del rotor macho 2 en sí. El lado FA2 de mayor extensión del valle 5 del rotor hembra 3 es aquel que va delante en la dirección de rotación de dicho rotor hembra 3, mientras que el lado FS2 de menor extensión del valle 5 del rotor hembra 3 es aquel que va detrás en la dirección de rotación del rotor hembra 3 en sí. Preferiblemente, los dos lados FA1, FS1 de cada lóbulo 4 del rotor macho 2 se unen mediante un segundo arco b que tiene una longitud predefinida RT1. Preferiblemente, la longitud RT1 del radio del segundo arco b varía entre un valor mínimo igual al doble de la longitud predefinida RT2 del radio de dicho primer arco 'a' y un valor máximo igual a una longitud predefinida RT2 del radio de dicho primer arco 'a' multiplicado por 2,5.

35 Como se ilustra en la figura 3, dicho primer arco 'a' une el lado FS2 de menor extensión de cada valle 5 del rotor hembra 3 con el lóbulo consecutivo 7 del rotor hembra 3. El lado FA2 de mayor extensión del valle 5 del rotor hembra 3 se une con el lóbulo consecutivo 7 del rotor hembra 3 (es decir con la circunferencia exterior Ce2 del rotor hembra 3) mediante una curva de unión c2.

40 Los lóbulos 4 del rotor macho 2 y los valles 5 del rotor hembra 3 tienen perfiles generados, al menos parcialmente, mediante la envolvente de un perfil p de cremallera identificado por un marco de referencia cartesiano (X, Y) y que tiene una guía que coincide con el eje de ordenadas Y. En este contexto la expresión "al menos parcialmente" se pretende que indique que las partes del perfil de los lóbulos 4 del rotor macho 2 que se extienden hacia el exterior de la circunferencia primitiva Cp1 respectiva y las partes del perfil de los valles 5 del rotor hembra 3 que se extienden hacia el interior de la circunferencia primitiva Cp2 respectiva se generan mediante la envolvente de dicho perfil p de cremallera. Preferiblemente, los lóbulos 4 del rotor macho 2 y los valles 5 del rotor hembra 3 tienen perfiles generados completamente mediante la envolvente de dicho perfil p de cremallera. Esto significa que incluso las partes del perfil de los lóbulos 4 del rotor macho 2 que se extienden al interior de la circunferencia primitiva Cp1 respectiva y las partes del perfil de los valles 5 del rotor hembra 3 que se extiende hacia el exterior de la circunferencia primitiva Cp2 respectiva se generan mediante la envolvente de dicho perfil p de cremallera.

50 El perfil del rotor macho 2 se genera mediante la envolvente de las posiciones adoptadas por el perfil p de cremallera cuando la guía (es decir el eje de ordenadas Y) del perfil p de cremallera rueda sin deslizar sobre la guía (es decir sobre la circunferencia primitiva Cp1) del rotor macho 2. El perfil del rotor hembra 3 se genera mediante la envolvente de las posiciones adoptadas por el perfil p de la cremallera cuando la guía (es decir el eje de ordenadas Y) del perfil p de cremallera rueda sin deslizar sobre la guía (es decir sobre la circunferencia primitiva Cp2) del rotor hembra 3.

60 En particular, los perfiles de los lóbulos 4 del rotor macho 2 y de los valles 5 del rotor hembra 3 tienen partes generadas mediante la envolvente de una primera curva z1 del perfil p de cremallera (véanse las figuras 4a, 4b, 5a y 5b). Esa primera curva z1 se extiende, en el marco de referencia cartesiano (X, Y), entre un primer punto H y un segundo punto Q. Dicho primer punto H cae sobre el eje de abscisas X a una distancia desde el origen O del marco de referencia cartesiano (X, Y) igual al añadido h1 del rotor macho 2. Ventajosamente, esa primera curva z1 tiene una convexidad en la dirección positiva del eje de abscisas X. Preferiblemente, dicha primera curva z1 es una rama de hipérbola en la que un punto genérico S tiene coordenadas (XS, YS) definidas por las siguientes ecuaciones:

$$XS = (h1 + RA) - RA / \cos \Phi$$

$$YS = -HB \operatorname{tg} \Phi$$

5 Dichas ecuaciones son paramétricas, es decir expresadas en función de un primer parámetro RA, un segundo parámetro HB y un tercer parámetro  $\Phi$ . Ventajosamente, dicha primera curva z1 se construye a partir de una circunferencia auxiliar u y una línea auxiliar r, como se muestra en la figura 6. En particular, la circunferencia auxiliar u tiene un centro C que cae sobre el eje de abscisas X y es tangente al perfil p de cremallera en dicho primer punto H. La línea auxiliar r es paralela al eje de ordenadas Y que intercepta el eje de abscisas X entre dicho primer punto H y el centro C de la circunferencia auxiliar u. El primer parámetro RA representa la medida de un radio de la circunferencia auxiliar u. Por lo tanto, el centro C de la circunferencia auxiliar u se localiza a una distancia desde el origen O del marco de referencia cartesiano (X, Y) que es igual a la suma del añadido h1 del rotor macho 2 y la medida RA del radio de la circunferencia auxiliar u. Preferiblemente, el primer parámetro RA varía entre un valor mínimo igual a la distancia central l y un valor máximo igual a cincuenta veces la distancia central l.

15 El segundo parámetro HB representa la distancia de la línea auxiliar r desde el centro C de la circunferencia auxiliar u.

20 Sea T el indicativo de un punto auxiliar que cae sobre la línea auxiliar r y que tiene una ordenada YT igual a la ordenada YS del punto genérico S de la rama de hipérbola. El tercer parámetro  $\Phi$  indica un ángulo agudo auxiliar delimitado por el eje de abscisas X y por un radio de la circunferencia auxiliar u que pasa a través del punto auxiliar T. En particular, el tercer parámetro  $\Phi$  varía en el intervalo de entre 0° y 90°.

25 En una primera realización, ilustrada en la figura 4a, el perfil p de cremallera comprende, además de la primera curva z1, una segunda curva z2, una tercera curva z3, una cuarta curva z4, una quinta curva z5 y una sexta curva z6.

30 La segunda curva z2 del perfil p de cremallera consiste en un segmento rectilíneo que se extiende entre el segundo punto Q y un tercer punto P. En particular, dicha segunda curva z2 es tangente a la primera curva z1 en el segundo punto Q. La extensión de la segunda curva z2 (es decir del segmento rectilíneo) intersecta con el eje de ordenadas Y en un cuarto punto J (véase la figura 4b) de tal manera que forma un ángulo agudo  $\alpha$  principal con el eje de ordenadas Y. Preferiblemente, dicho ángulo agudo  $\alpha$  principal tiene un valor entre 10° y 50°.

35 La tercera curva z3 del perfil p de cremallera consiste en un arco que se extiende entre dicho tercer punto P y un quinto punto N. En particular, dicha tercera curva z3 es tangente a la segunda curva z2 en el tercer punto P. La medida del radio de la tercera curva z3 es tal que la tangente a dicha tercera curva z3 en el quinto punto N es paralela al eje de ordenadas Y.

40 La cuarta curva z4 del perfil p de cremallera consiste en un trocoide que se extiende entre dicho primer punto H y un sexto punto G. En particular, dicha cuarta curva z4 es tangente a la primera curva z1 en el primer punto H. Mediante la envolvente del rotor macho 2, la cuarta curva z4 genera el segundo arco b que une los lados FA1, FS1 del rotor macho 2.

45 La quinta curva z5 del perfil p de cremallera se extiende entre dicho sexto punto G y un séptimo punto M que tiene una distancia desde el eje de ordenadas Y igual a un añadido h2 del rotor hembra 3. En particular, dicha quinta curva z5 es tangente a la cuarta curva z4 en el sexto punto G. Mediante la envolvente del rotor hembra 3, dicha quinta curva z5 genera dicho primer arco 'a'.

50 La sexta curva z6 del perfil p de cremallera consiste en un segmento rectilíneo paralelo al eje de ordenadas Y y que se extiende entre dicho séptimo punto M y un octavo punto L. En particular, la distancia entre dicho octavo punto L y el quinto punto N es igual a la suma del primer grosor T01 del lóbulo 4 del rotor macho 2 y el segundo grosor T02 del lóbulo 7 del rotor hembra 3 (la suma se indica con T0 en la figura 4a). Las seis curvas descritas anteriormente definen una curva compuesta, que, replicada infinitas veces (haciendo al quinto punto N de una curva compuesta coincidir con el octavo punto L de la curva compuesta posterior), da lugar al perfil p de cremallera.

55 En una segunda realización, ilustrada en la figura 5a, el perfil p de cremallera comprende, además de la primera curva z1, una tercera curva z3, una cuarta curva z4, una quinta curva z5 y una sexta curva z6.

60 La tercera curva z3, en esta segunda realización, consiste en un arco que se extiende entre dicho segundo punto Q y el quinto punto N. La medida del radio de la tercera curva z3 es tal que la tangente a dicha tercera curva z3 en el quinto punto N es paralela al eje de ordenadas Y.

La tercera curva z3 y la primera curva z1 tienen en el segundo punto Q una misma línea tangente w (véase la figura 5b) incidente en el eje de ordenadas Y en el cuarto punto J de tal manera que forme un ángulo agudo  $\alpha$  principal con

el eje de ordenadas Y. Preferiblemente, dicho ángulo agudo  $\alpha$  principal tiene un valor entre  $10^\circ$  y  $50^\circ$ . La cuarta curva z4, la quinta curva z5 y la sexta curva z6 de la segunda realización del perfil p de cremallera son idénticas, respectivamente, a la cuarta curva z4, la quinta curva z5 y la sexta curva z6 de la primera realización del perfil p de cremallera.

5 Con el sistema de referencia cartesiano (X, Y) elegido, la primera curva z1 y la segunda curva z2 caen en el cuarto cuadrante del marco de referencia cartesiano (X, Y). La tercera curva z3, en ambas realizaciones (figura 4 y figura 5), cae parcialmente en el tercero y parcialmente en el cuarto cuadrante del marco de referencia cartesiano (X, Y). La cuarta curva z4 cae en el primer cuadrante del marco de referencia cartesiano (X, Y). La quinta curva z5 cae  
10 parcialmente en el primero y parcialmente en el segundo cuadrante del marco de referencia cartesiano (X, Y). La sexta curva z6 cae en el segundo cuadrante del marco de referencia cartesiano (X, Y). En particular, la proyección del perfil p de cremallera sobre el eje de abscisas X tiene una dimensión dada por la suma del añadido h1 del rotor macho 2 y del añadido h2 del rotor hembra 3. La proyección del perfil p de cremallera sobre el eje de ordenadas Y tiene una dimensión dada por la suma del primer grosor T01 del lóbulo 4 del rotor macho 2 y del segundo grosor T02 del lóbulo 7 del rotor hembra 3 (la suma se indica con T0 en la figura 5a).

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

20 Los perfiles de los dos rotores 2, 3 se generan por el método de la envolvente del perfil p de cremallera.

El perfil del rotor macho 2 se genera mediante la envolvente de las posiciones adoptadas por el perfil p de cremallera cuando la guía (es decir el eje de ordenadas Y) del perfil p de cremallera rueda sin deslizarse sobre la guía (es decir sobre la circunferencia primitiva Cp1) del rotor macho 2. El perfil del rotor hembra 3 se genera mediante la envolvente de las posiciones adoptadas por el perfil p de cremallera cuando la guía (es decir el eje de ordenadas Y) del perfil p de cremallera rueda sin deslizarse sobre la guía (es decir sobre la circunferencia primitiva Cp2) del rotor hembra 3.

30 Una vez que se han construido los rotores 2, 3, se hacen rotar alrededor de sus ejes respectivos. En particular, el rotor macho 2 gira alrededor del primer eje de rotación O1 mientras que el rotor hembra 3 gira alrededor del segundo eje de rotación O2. Durante la rotación, las nervaduras con forma de tornillo del rotor macho 2 engranan con las ranuras en forma de tornillo del rotor hembra 3 y viceversa.

La figura 7 ilustra la posición de los rotores 2, 3 cuando comienzan a engranar, en la que el cuerpo de carcasa 8, el rotor hembra 3 y el rotor macho 2 están en una configuración de cercana proximidad entre sí. La letra A indica un primer punto del rotor hembra 3 fijado en una distancia más pequeña desde el cuerpo de la carcasa 8. En particular, dicho primer punto A está a la distancia más pequeña desde un primer lado 1 del cuerpo de carcasa 8 (considerando el compresor 1 en sección transversal). Llamemos q a la extensión de dicho primer lado 1 del cuerpo de carcasa 8; intercepta con el rotor macho 2 en un segundo punto B. La letra C indica un tercer punto sobre el rotor hembra 3 fijado a una distancia más pequeña desde el rotor macho 2 (al menos, dicho tercer punto C es el punto de contacto entre los dos rotores 2, 3). La letra D indica un cuarto punto D, obtenido mediante la proyección del primer punto A en el primer lado 1 del cuerpo de carcasa 8. El área de sopladura AP se define como el área delimitada por el primer punto A, el cuarto punto D, el segundo punto B y el tercer punto C y que cae entre el rotor hembra 3, el rotor macho 2, el primer lado 1 del cuerpo de carcasa 8 y dicha extensión q que pasa a través del segundo punto B. Se debería observar que el tercer punto C es de hecho el punto de contacto entre los dos rotores 2, 3 en el caso de un compresor de tornillo 1 lleno de aceite. En el caso de un compresor de tornillo 1 seco, en el tercer punto C no hay contacto entre los dos rotores 2, 3.

Las características del compresor de tornillo de acuerdo con la presente invención surgen claramente a partir de la descripción proporcionada, tal como lo hacen las ventajas del mismo.

50 En particular, gracias al hecho de que la primera curva tiene la morfología anteriormente descrita, es posible conseguir valores muy elevados para el añadido del rotor macho y para el grosor del lóbulo del rotor macho. De hecho, como es bien conocido, para maximizar el volumen generado por los perfiles de los rotores, es necesario maximizar el área entre el perfil de cremallera y su guía. El añadido y el grosor del lóbulo del rotor macho son los parámetros que tienen la mayor influencia en el cálculo de dicha área y por ello se han maximizado de modo compatible con la elección de una primera curva (hipérbola) que sirve para evitar problemas en la construcción y conjugación de los perfiles del rotor.

60 La maximización del añadido y del grosor del lóbulo del rotor macho se hace posible mediante la elección de intervalos de variabilidad para el primer parámetro que define la hipérbola y para el ángulo agudo principal. Tales elecciones también permiten que se optimice la relación entre el grosor de los lóbulos de los rotores, reduciendo de ese modo el desgaste de las herramientas usadas para cortar los perfiles del rotor. En consecuencia, se alarga tanto el intervalo de tiempo entre un afilado y otro como la vida útil de dichas herramientas, contribuyendo significativamente a una reducción de los costes globales.

Adicionalmente, gracias a los factores seleccionados previamente de proporcionalidad entre la longitud del radio del primer arco y la longitud del radio del segundo arco, se ha optimizado la reducción en el área de sopladura, maximizando de ese modo la eficiencia volumétrica del compresor.

- 5 Más aún, gracias a la configuración de la cuarta y quinta curvas, la dimensión de los bolsos de gas que se crean entre los laterales de la extensión más pequeña del rotor macho y la del rotor hembra durante el engranaje de los mismos se minimiza. Esta elección contribuye a maximizar la eficiencia volumétrica del compresor de tornillo propuesto.

**REIVINDICACIONES**

1. Compresor de tornillo (1) que comprende al menos un rotor macho (2) y al menos un rotor hembra (3) girando respectivamente alrededor de un primer eje (O1) y un segundo eje (O2) de rotación, mostrando dicho rotor macho (2), en una sección transversal, lóbulos (4) y valles (6) que engranan con los correspondientes valles (5) y lóbulos (7) del rotor hembra (3), teniendo dichos lóbulos (4) del rotor macho (2) y dichos valles (5) del rotor hembra (3) perfiles al menos parcialmente generados mediante la envolvente de un perfil (p) de cremallera, caracterizado porque los perfiles de los lóbulos (4) del rotor macho (2) y de los valles (5) del rotor hembra (3) tienen partes generadas mediante la envolvente de la primera curva (z1) del perfil (p) de cremallera, extendiéndose dicha primera curva (z1), en un marco de referencia cartesiano (X, Y), entre un primer punto (H) y un segundo punto (Q) y que tiene una convexidad en la dirección positiva del eje de abscisas (X), cayendo dicho primer punto (H) sobre el eje de abscisas (X) a una distancia desde el origen (O) del marco de referencia cartesiano (X, Y) igual a un añadido (h1) del rotor macho (2).

2. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dicha primera curva (z1) es una rama de hipérbola en la que un punto genérico (S) tiene coordenadas (XS, YS) definidas por las siguientes ecuaciones:

$$XS = (h1 + RA) - RA / \cos \Phi$$

$$YS = -HB \operatorname{tg} \Phi$$

siendo dichas ecuaciones paramétricas y dependientes de un primer parámetro (RA), un segundo parámetro (HB) y un tercer parámetro ( $\Phi$ ), siendo dicho primer parámetro (RA) la medida de un radio de una circunferencia auxiliar (u) tangente al perfil (p) de cremallera en dicho primer punto (H) y teniendo su centro (C) cayendo sobre el eje de abscisas (X), siendo dicho segundo parámetro (HB) la distancia desde el centro (C) de la circunferencia auxiliar (u) de una línea auxiliar (r) paralela al eje de ordenadas (Y) y que pasa a través del eje de abscisas (X) entre dicho primer punto (H) y dicho centro (C) de la circunferencia auxiliar (u), indicando dicho tercer parámetro ( $\Phi$ ) un ángulo agudo auxiliar delimitado por el eje de abscisas (X) y por un radio de dicha circunferencia auxiliar (u) que pasa a través de un punto auxiliar (T) que cae sobre dicha línea auxiliar (r) y que tiene una ordenada (YT) igual a la ordenada (YS) de dicho punto genérico (S) que cae sobre dicha rama de hipérbola.

3. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 2, en el que dicho primer parámetro (RA) varía entre un valor mínimo igual a la distancia (l) entre dicho primer eje (O1) y dicho segundo eje (O2) de rotación de los rotores (2, 3) y un valor máximo igual a cincuenta veces la distancia (l) entre dichos ejes (O1, O2) de rotación de los rotores (2, 3).

4. Compresor (1) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que cada uno de dichos valles (5) del rotor hembra (3) tiene al menos un lado (FS2) unido con el lóbulo consecutivo (7) del rotor hembra (3) por medio de un primer arco (a) que tiene un radio de una longitud predefinida (RT2) que varía entre un valor mínimo igual al añadido (h2) del rotor hembra (3) multiplicado por 1,1 y un valor máximo igual al añadido (h2) del rotor hembra (3) multiplicado por 1,5.

5. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 4, en el que cada uno de dichos lóbulos (4) del rotor macho (2) tiene dos lados (FA1, FS1) unidos por medio de un segundo arco (b) que tiene un radio de una longitud predefinida (RT1) que varía entre un valor mínimo igual al doble de la longitud predefinida (RT2) del radio de dicho primer arco (a) y un valor máximo igual a la longitud predefinida (RT2) del radio de dicho primer arco (a) multiplicada por 2,5.

6. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dicho perfil (p) de cremallera comprende además una segunda curva (z2) que consiste en un segmento rectilíneo que se extiende entre dicho segundo punto (Q) y un tercer punto (P), siendo tangente dicha segunda curva (z2) a la primera curva (z1) en dicho segundo punto (Q) y teniendo una extensión que incide en el eje de ordenadas (Y) en un cuarto punto (J) de modo que forme un ángulo agudo ( $\alpha$ ) principal con dicho eje de ordenadas (Y).

7. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dicho perfil (p) de cremallera comprende además una tercera curva (z3) que consiste en un arco que se extiende entre dicho segundo punto (Q) y un quinto punto (N), teniendo dicha tercera curva (z3) y dicha primera curva (z1) en dicho segundo punto (Q) una misma línea tangente (w) que incide en el eje de ordenadas (Y) en un cuarto punto (J) de tal manera que forme un ángulo agudo ( $\alpha$ ) principal con dicho eje de ordenadas (Y).

8. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 6, en el que dicho perfil (p) de cremallera comprende además una tercera curva (z3) que consiste en un arco que se extiende entre dicho tercer punto (P) y un quinto punto (N), siendo tangente dicha tercera curva (z3) a la segunda curva (z2) en dicho tercer punto (P).

9. Compresor (1) de acuerdo con las reivindicaciones 6 a 8, en el que dicho perfil (p) de cremallera comprende además una cuarta curva (z4) que consiste en un trocoide que se extiende entre dicho primer punto (H) y un sexto



punto (G), siendo dicha cuarta curva (z4) tangente a la primera curva (z1) en dicho primer punto (H) y generando, mediante la envolvente del rotor macho (2), un segundo arco (b) que une dos lados (FA1, FS1) de dicho rotor macho (2).

5 10. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 9, en el que dicho perfil (p) de cremallera comprende además una quinta curva (z5) que se extiende entre dicho sexto punto (G) y un séptimo punto (M) que tiene una distancia desde el eje de ordenadas (Y) igual a un añadido (h2) del rotor hembra (3), siendo tangente dicha quinta curva (z5) a la cuarta curva (z4) en dicho sexto punto (G) y generando, mediante la envolvente del rotor hembra (3), un primer arco (a).

10 11. Compresor (1) de acuerdo con la reivindicación 10, en el que dicho perfil (p) de cremallera comprende además una sexta curva (z6) que consiste en un segmento rectilíneo paralelo al eje de ordenadas (Y) y que se extiende entre dicho séptimo punto (M) y un octavo punto (L) situado a una distancia del quinto punto (N) igual a la suma de un primer grosor (T01) de los lóbulos (4) de rotor macho (2) y un segundo grosor (T02) de los lóbulos (7) del rotor hembra (3).

15 12. Compresor (1) de acuerdo con las reivindicaciones 6 a 11, en el que dicho ángulo agudo ( $\alpha$ ) principal tiene un valor entre 10° y 50°.

20

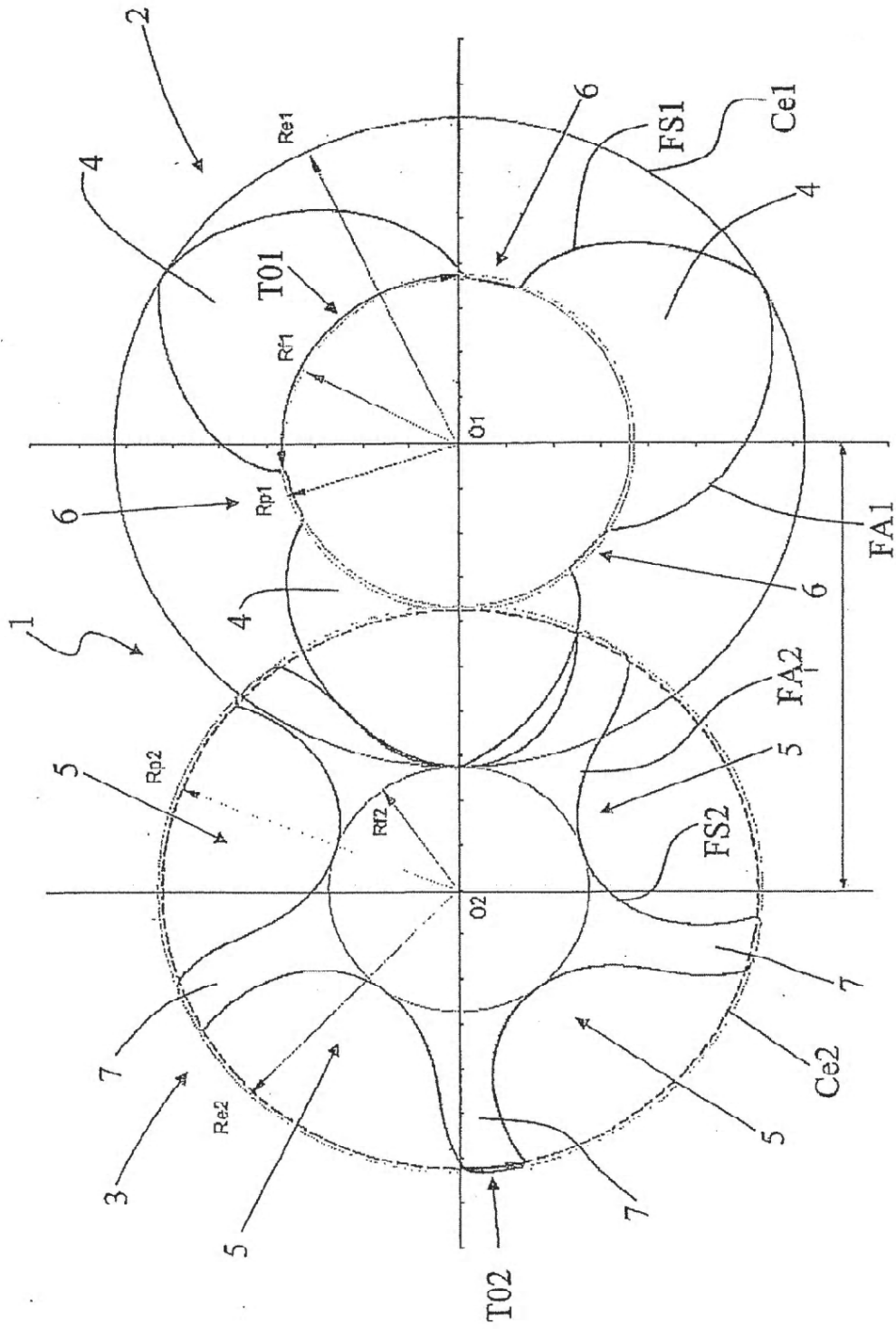


FIG. 1

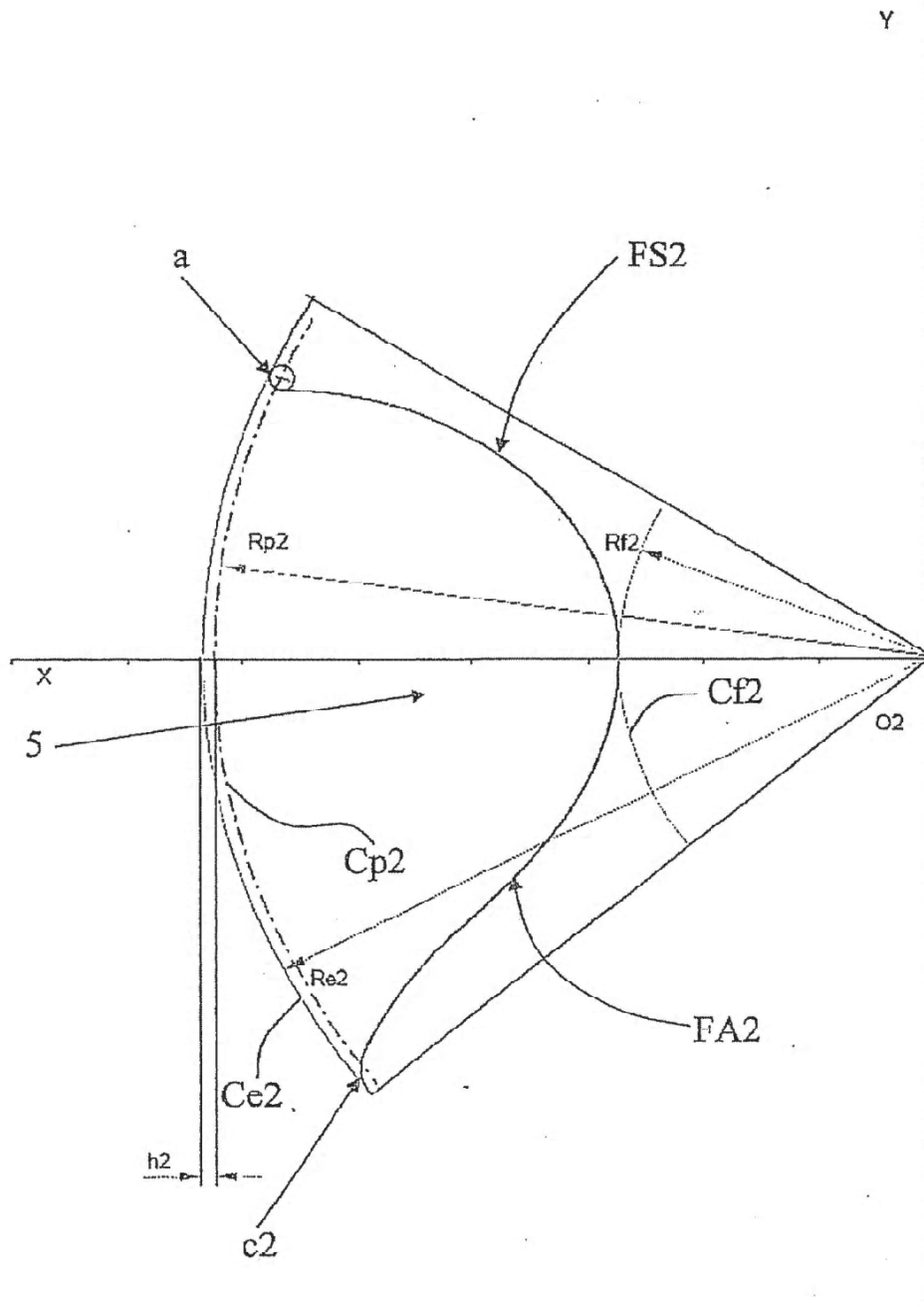


FIG. 3

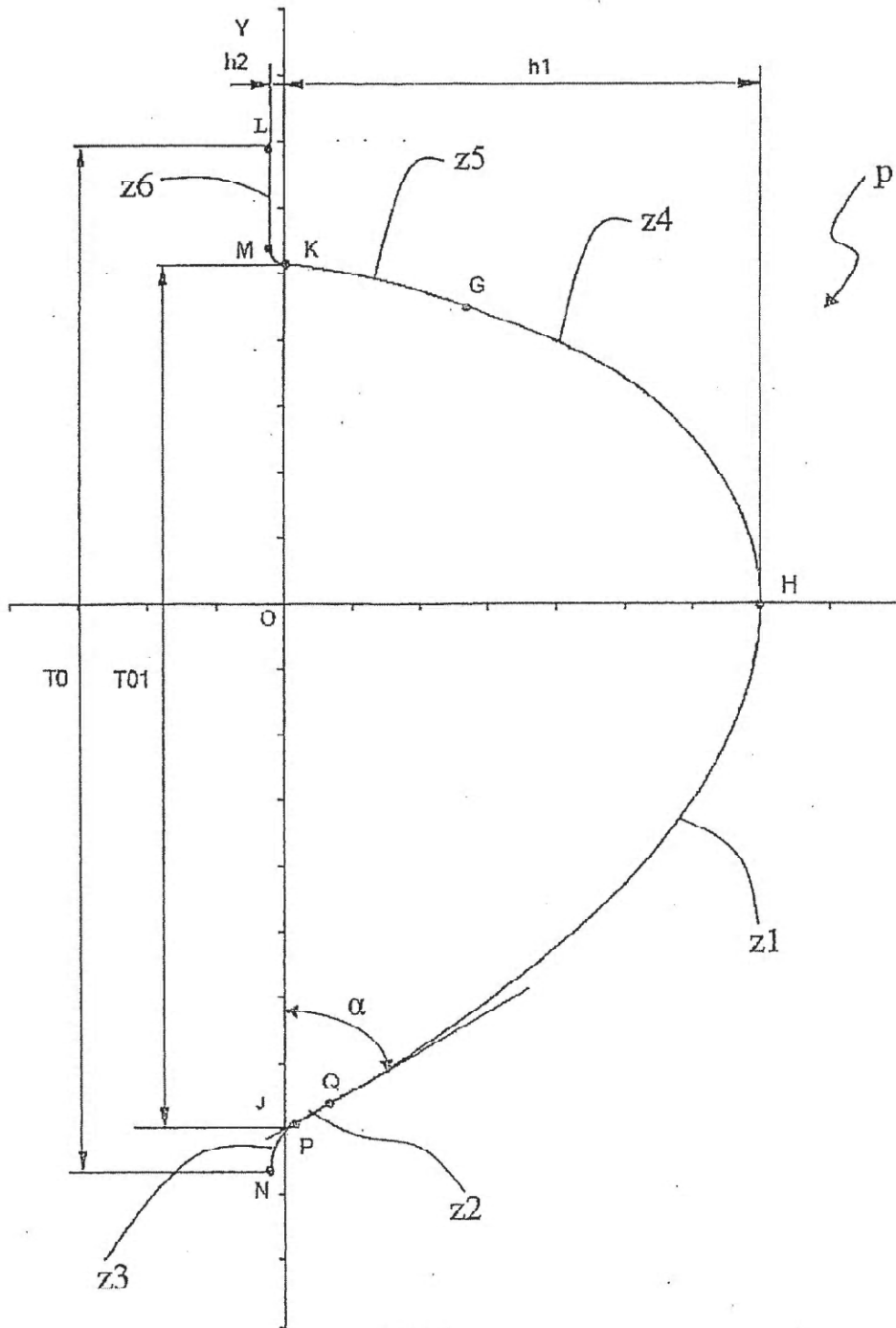


FIG. 4a

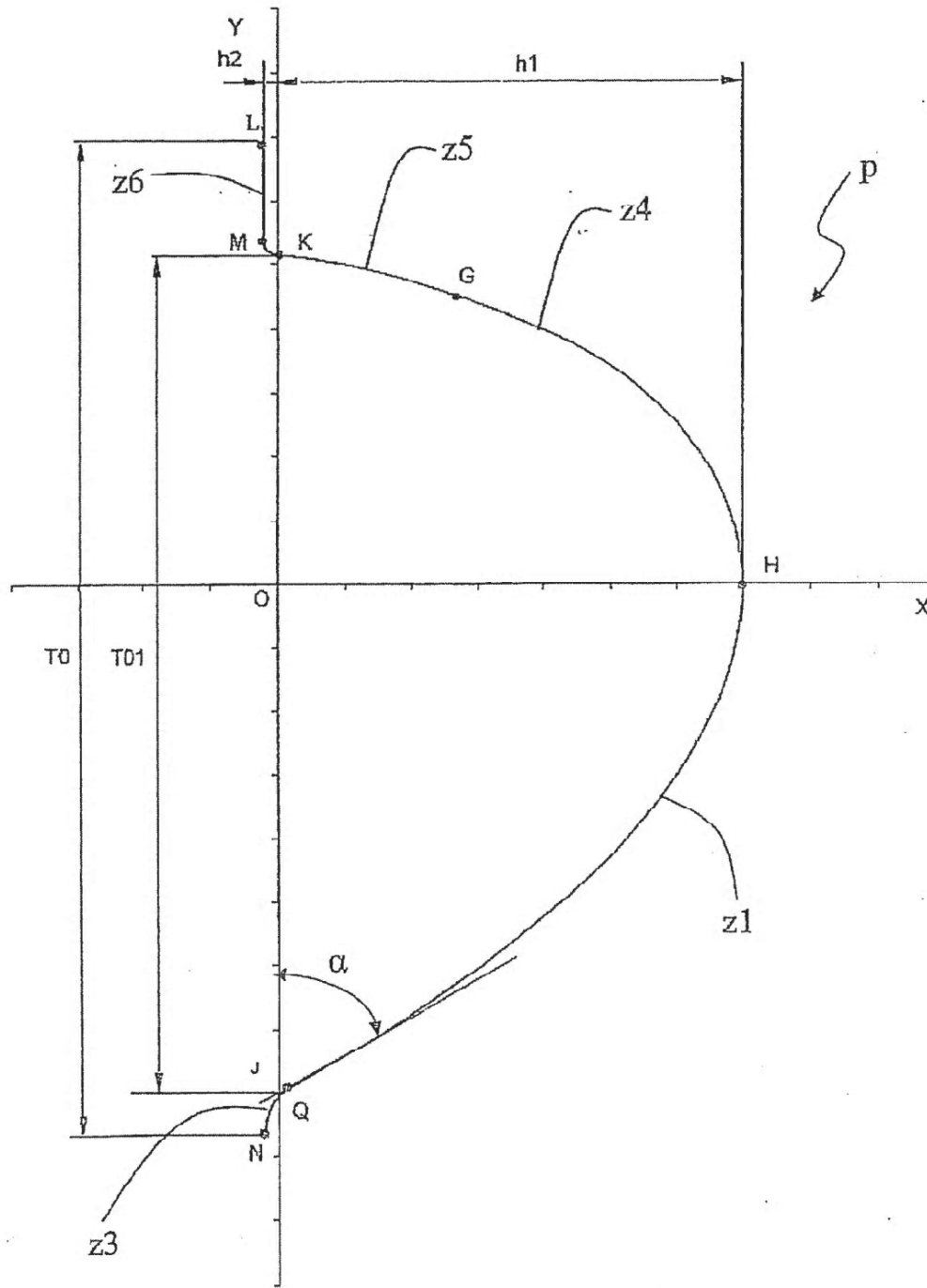


FIG. 5a

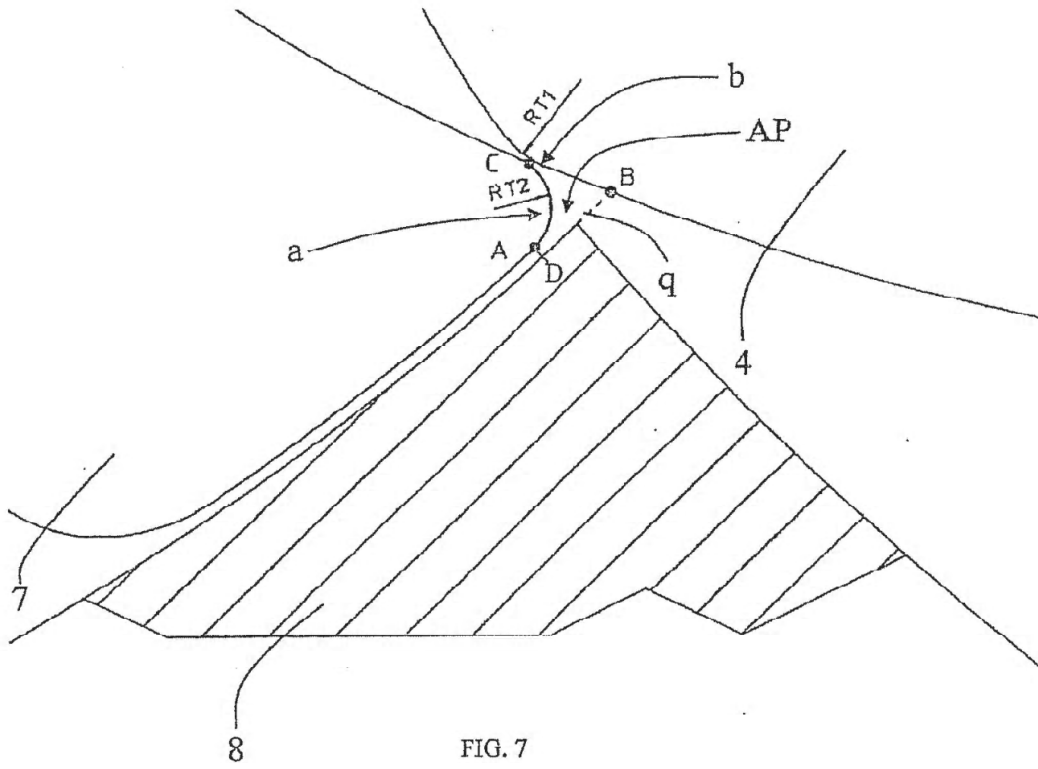


FIG. 7

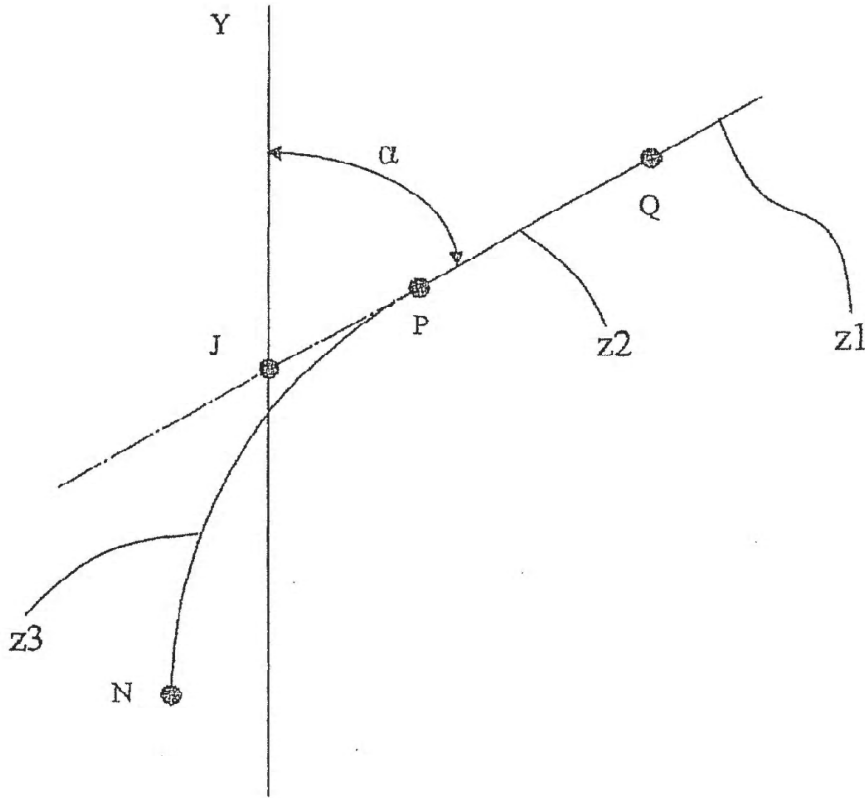


FIG. 4b

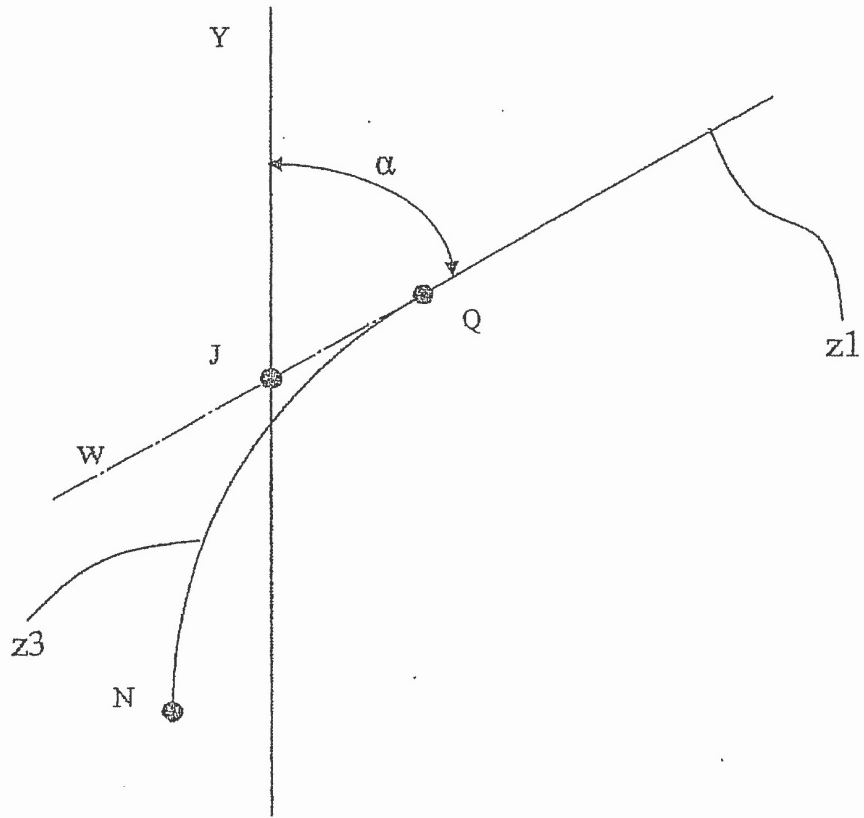


FIG. 5b



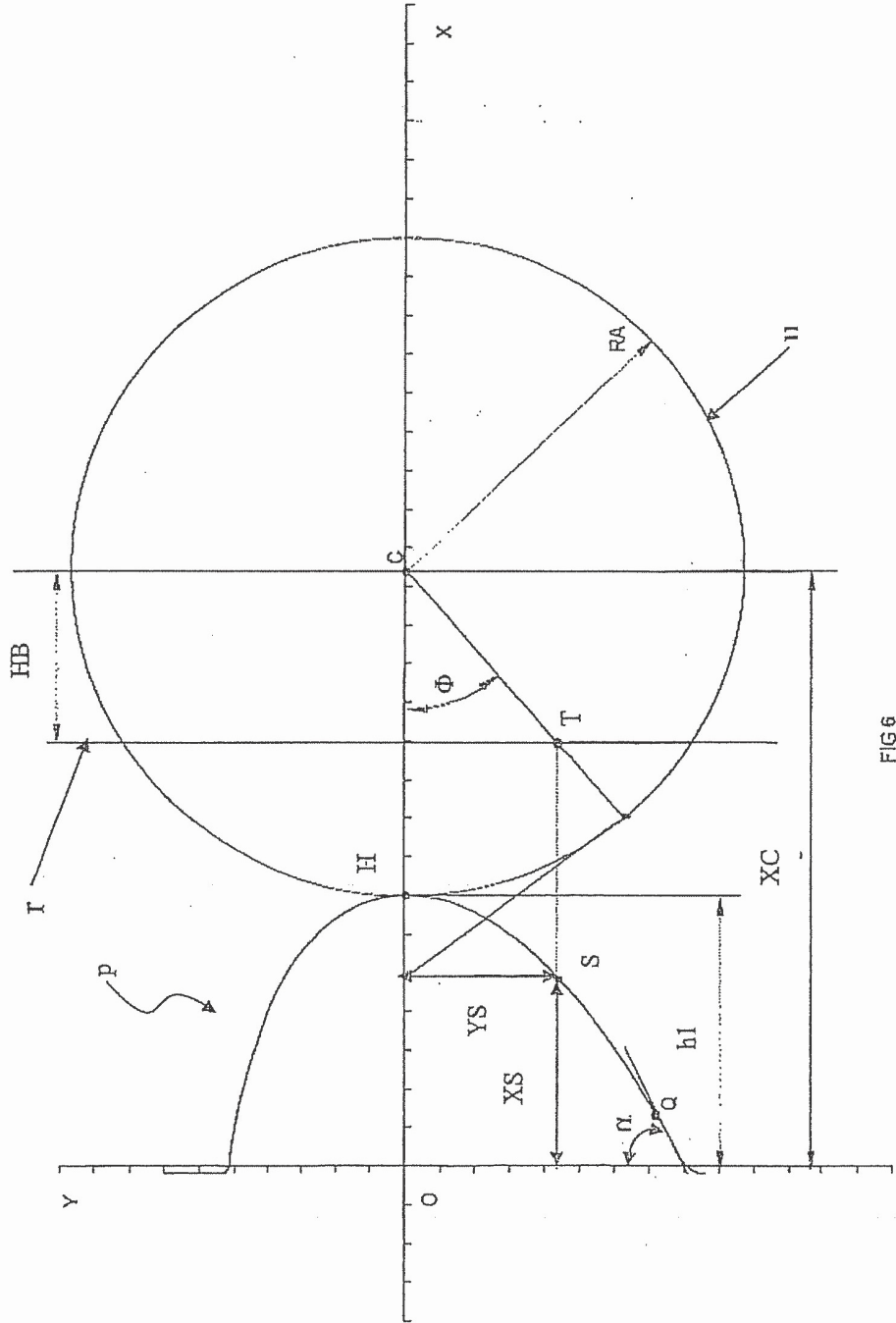


FIG 6

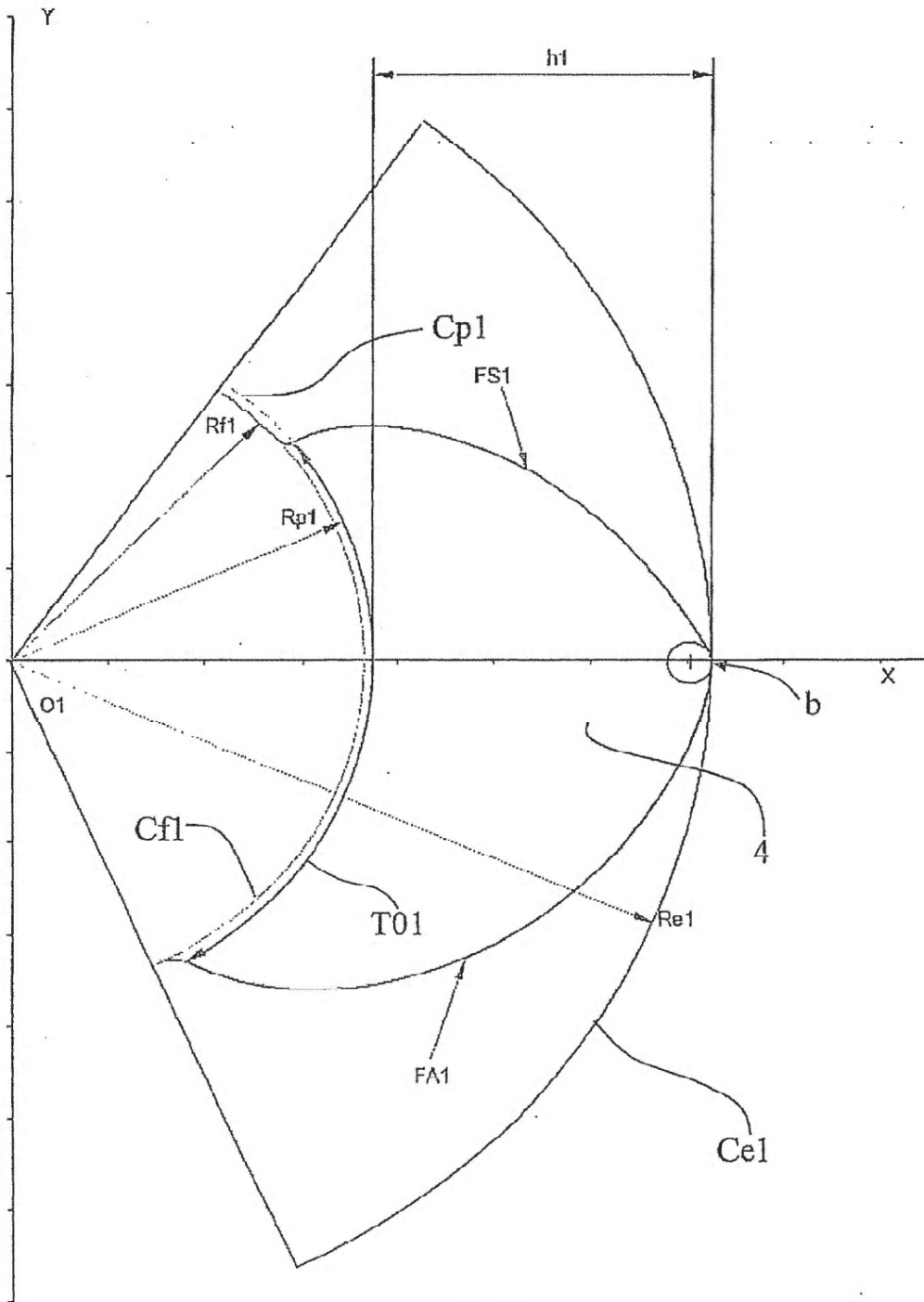


FIG. 2