

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 970 176**

51 Int. Cl.:

F04C 2/14

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **14.05.2019 PCT/IB2019/053969**

87 Fecha y número de publicación internacional: **05.12.2019 WO19229566**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.05.2019 E 19733131 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **29.11.2023 EP 3803123**

54 Título: **Máquina de engranajes volumétricos con dientes helicoidales**

30 Prioridad:

01.06.2018 IT 201800005956

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

27.05.2024

73 Titular/es:

**CASAPPA S.P.A. (100.0%)
Via Balestrieri 1, Frazione Lemignano
43044 Collecchio (Parma), IT**

72 Inventor/es:

**LETTINI, ANTONIO;
GUIDETTI, MARCO y
RIGOSI, MANUEL**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 970 176 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

Máquina de engranajes volumétricos con dientes helicoidales

5 **Campo técnico**

La presente invención se refiere a una máquina de engranajes volumétricos, típicamente una bomba o un motor.

10 **Técnica anterior**

Las bombas son bien conocidas y comprenden una primera y una segunda rueda dentada con dientes helicoidales que engranan entre sí para hacer que el contacto mecánico de los engranajes sea más gradual. Se interponen entre una succión y una entrega que transporta un fluido de trabajo desde el primero hasta el segundo.

15 Una desventaja de este tipo de bombas está relacionada con el hecho de que se debe prestar especial atención al sello hidráulico entre los dientes helicoidales. De hecho, para impedir que la entrega y la succión se conecten directamente para un cierto intervalo de operación angular, se debe estudiar con cuidado la extensión helicoidal del diente y se deben cumplir las restricciones que reducen drásticamente la libertad del diseñador. Las soluciones conocidas impiden problemas del sello hidráulico mediante el uso de dientes que se extienden según hélices no muy acentuadas. Sería útil poder tener hélices altas para tener un contacto más gradual, una menor presión de contacto entre los dientes y una variación más gradual de los volúmenes de fluido transferidos.

25 También se conocen bombas con engranajes que tienen dientes rectos (por lo tanto, no helicoidales) con doble contacto (los dientes que engranan entran en contacto en dos zonas distintas en lados opuestos). En bombas con dientes rectos, no se puede utilizar el doble contacto para mejorar el sello hidráulico por las razones que se exponen a continuación. En bombas con dientes rectos y un solo contacto, para garantizar el sello hidráulico, se debe cumplir la condición $\epsilon_{TR} \geq 1$ (ϵ_{TR} que indica la relación de contacto transversal definida como la relación entre la rotación de la rueda para que un diente de la misma pueda viajar a lo largo de toda la línea de acción y el paso angular; línea de acción significa el segmento en el que las ruedas dentadas entran en contacto durante el funcionamiento).

30 El doble contacto prevé dos líneas de acción y teóricamente permitiría el sello hidráulico si se cumple la relación $\epsilon_{TR} \geq 0,5$ (y no $\epsilon_{TR} \geq 1$ como en el caso de los dientes de contacto único), dejando así una mayor libertad en la forma del diente con respecto a una bomba con dientes rectos y un solo contacto. Pero, de hecho, tal libertad no se puede usar ya que otra condición esencial para este tipo de bombas se vería comprometida y es la transmisión continua del movimiento de la rueda motriz a la rueda de contacto; en el caso de bombas con engranajes de dientes rectos, tal condición se traduce en el respeto de la siguiente condición matemática: $\epsilon_{TR} \geq 1$. Por lo tanto, el respeto por dicha relación frustra las ventajas que el doble contacto podría ofrecer para el sello hidráulico.

40 Se conocen bombas, como las que se describen en los documentos US2011/223051 y WO96/01950. El documento US3765303 se refiere a la fabricación de engranajes helicoidales.

Objeto de la invención

45 El objeto de la presente invención es proponer una máquina de engranajes que supere las desventajas ilustradas anteriormente relacionadas con la optimización mecánica e hidráulica de los engranajes, en particular de la hélice dentada.

50 La tarea técnica indicada y los objetos especificados se logran sustancialmente mediante una máquina de engranajes que comprende las características técnicas descritas en una o más de las reivindicaciones adjuntas.

Breve descripción de los dibujos

55 Otras características y ventajas de la presente invención serán más evidentes a partir de la siguiente descripción indicativa y, por lo tanto, no limitativa de una máquina de engranajes como se ilustra en los dibujos adjuntos, en los que:

- la figura 1 es una vista en sección de una bomba de engranajes según la presente invención;
- la figura 2 muestra una vista en perspectiva de cuerpos giratorios de una bomba según la presente invención;
- las figuras 3a, 3b, 3c muestran secciones transversales a lo largo de la extensión longitudinal de un diente helicoidal de una bomba según la presente invención;
- 60 - las figuras 4 y 5 muestran una vista en sección transversal de un detalle de una bomba de engranajes según la presente invención.

Descripción detallada de las realizaciones preferidas de la invención

En las figuras adjuntas, el número de referencia 1 indica una máquina de engranajes volumétricos. Dicha máquina 1 es una bomba o un motor. La máquina 1 está destinada a transportar un fluido de trabajo (típicamente incompresible, preferentemente aceite).

5 La máquina 1 comprende una entrada de fluido de trabajo y una salida de fluido de trabajo. En el caso de una bomba, la entrada generalmente se llama succión, mientras que la salida se llama entrega. En el caso de un motor, la entrada se llama inducción y la salida se llama escape.

10 La máquina 1 comprende una primera rueda dentada 3 con dientes helicoidales. De manera adecuada, todos los dientes de la primera rueda 3 son iguales entre sí. Los dientes helicoidales de la primera rueda 3 comprenden un primer diente 31 que a su vez comprende un primero y un segundo flanco 311, 312 opuestos entre sí. El primero y el segundo flanco 311, 312 contribuyen a definir dos compartimentos destinados a transportar el fluido de trabajo. De manera adecuada, al menos una sección del primero y el segundo flanco 311, 312 son evolventes de un círculo.

15 La porción del primer flanco 311 que se extiende como una evolvente de un círculo afecta ventajosamente a más de 1/3, preferentemente al menos la mitad, de la altura del primer diente 31. La altura del diente significa la diferencia entre el radio de la punta y el radio de la raíz.

20 La descripción con referencia al primer diente 31 también se puede repetir para los otros dientes de la primera rueda 3.

25 La máquina 1 comprende una segunda rueda dentada 4 con dientes helicoidales. Los dientes helicoidales de la segunda rueda dentada 4 comprenden, de manera adecuada, un perfil evolvente. También en ese caso, los dientes de la segunda rueda 4 tienen dos flancos opuestos, al menos una porción de los cuales tiene una forma evolvente (la porción evolvente afecta ventajosamente al menos 1/3, preferentemente al menos 1/2 de la altura del diente). De manera adecuada, los dientes de la primera y la segunda rueda 3, 4 son los mismos entre sí. Como se ejemplifica en las figuras, la máquina 1 tiene ventajosamente engranajes externos (la primera rueda 3 y la segunda rueda 4 están, por lo tanto, flanqueadas externamente entre sí). En una solución alternativa, uno de los dos engranajes podría ser al menos parcialmente interno al otro.

30 El uso de un perfil evolvente permite minimizar la fricción, las vibraciones, el ruido y el desgaste.

35 En línea con la práctica común en el sector técnico, perfil evolvente también significa perfiles que tienen una corrección de unas pocas décimas de milímetro con respecto a la línea evolvente teórica (en el caso en cuestión, el desplazamiento es inferior al 5 % del módulo normal del diente). Se enfatiza que en el sector técnico el módulo normal de un diente se define como: $d/Z \cdot \cos \beta$ donde:

- d: diámetro primitivo;
- Z: número de dientes;
- 40 β : ángulo de la hélice en el diámetro primitivo.

El primer diente 31 entra en contacto periódicamente con la segunda rueda 4 solo en el primero y el segundo flanco 311, 312.

45 Los dientes helicoidales de la primera rueda 3 y de la segunda rueda 4 están truncados en la punta. Por lo tanto, la punta de los dientes es sustancialmente plana.

50 Como se ejemplifica en la figura 2, la primera y/o la segunda rueda 3, 4 son ruedas dentadas cilíndricas. La primera y la segunda rueda 3, 4 tienen ejes de rotación paralelos. Preferentemente, la primera y la segunda rueda 3, 4 giran en sentido contrario.

La máquina 1 comprende una carcasa 7 que aloja la primera y la segunda rueda 3, 4. De manera adecuada, la entrada 5 y la salida 6 se proporcionan en dicha carcasa 7.

55 La primera y la segunda rueda 3, 4 están interpuestas entre la entrada 5 y la salida 6.

La primera y la segunda rueda 3, 4 se acoplan operativamente en un área de engrane 2. El área de engrane 2 se interpone entre la salida 6 y la entrada 5 del fluido de trabajo. En particular, el área de engrane 2 se encuentra a lo largo de una banda imaginaria que conecta la entrada 5 y la salida 6 del fluido de trabajo.

60 En una porción del área de engrane 2, el primero y el segundo flanco 311, 312 están en contacto simultáneo con la segunda rueda 4. Esto permite aprovechar una propiedad hidráulica inherente del doble contacto que no es posible en dientes rectos. De hecho, una intuición importante del Solicitante deriva del siguiente análisis teórico. Para dientes helicoidales de doble contacto, el sello hidráulico se puede garantizar mediante la condición $\epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \geq 0,5$; el caso de dientes simétricos se tomó en consideración por motivos de simplicidad, pero se pueden repetir consideraciones

similares en el caso de dientes no simétricos. De hecho, en ese caso, ambas líneas de contacto (líneas de acción) cooperan para el sello.

5 ϵ_{TR} significa la relación de contacto transversal, es decir, el valor mínimo entre $\epsilon_{TR_{sx}}$ y $\epsilon_{TR_{dx}}$ (que coinciden en el caso de dientes simétricos, es decir, donde el primero y el segundo flanco 311, 312 son idénticos a lo largo de cada sección de contacto de manera ortogonal al eje de rotación de la primera rueda 3).

$\epsilon_{TR_{sx}}$ significa la relación entre:

10 - la rotación de la primera rueda 3 necesaria para que el punto de contacto entre el primer diente 31 y la segunda rueda 4 recorra toda la línea de acción C del primer flanco 311 y
- el paso angular.

15 $\epsilon_{TR_{dx}}$ significa la relación entre:

- la rotación de la primera rueda 3 necesaria para que el punto de contacto entre el primer diente 31 y la segunda rueda recorra toda la línea de acción (D) del segundo flanco 312 y
- el paso angular.

20 La línea de acción del primer flanco 311 es la línea trazada por los puntos de contacto del primer flanco 311 con la segunda rueda 4; la línea de acción del segundo flanco 312 es la línea trazada por los puntos de contacto del segundo flanco 312 con la segunda rueda 4. De manera adecuada, la primera y/o la segunda línea de acción son segmentos rectilíneos.

25 ϵ_{EL} indica la relación de contacto helicoidal definida como la relación entre el desplazamiento de la hélice y el paso angular. El desplazamiento de la hélice corresponde al desplazamiento angular entre la primera y la última sección de la rueda dentada (evaluado de manera ortogonal al eje de rotación) y, a su vez, se define como:

$$S = 360 \cdot L / (2\pi \cdot r_b / \tan(\beta_b))$$

30 donde:

L: extensión longitudinal del diente;

r_b : radio de la base (en la base de la evolvente);

35 β_b : ángulo de la hélice en el diámetro de la base (en la base de la evolvente).

El paso angular significa la relación entre 360° y el número de dientes.

En el caso de dientes helicoidales de un solo contacto, para garantizar el sello hidráulico la relación sería mucho menos ventajosa: $\epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \geq 1$. Por lo tanto, se debe adoptar un valor ϵ_{EL} igual a aproximadamente 0 para tener un valor ϵ_{TR} igual a 1. Por lo tanto, habría un buen sello hidráulico, pero la hélice no se empujaría mucho y el rendimiento sería bajo. Con doble contacto para obtener resultados similares en términos de sello hidráulico, se puede adoptar un valor ϵ_{TR} igual a 1 y se pueden usar valores ϵ_{EL} iguales a alrededor de 0,5, lo que permite un ángulo de hélice alto y un tamaño de diente sin demasiadas restricciones para mantener el sello hidráulico. En el caso de dientes helicoidales de doble contacto, para tener una hélice alta, por lo tanto, es aconsejable cumplir con la siguiente condición: $\epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 1$.

De hecho, con un mayor ángulo de hélice es posible obtener un contacto más gradual, una menor presión de contacto entre los dientes y una variación más gradual de los volúmenes de fluido transferidos. Las figuras 3a, 3b y 3c indican con las referencias 30 y 40 los puntos de contacto entre el primer diente 31 y la segunda rueda 4. Las tres figuras 3a, 3b, 3c se refieren a una misma posición angular de la primera y la segunda rueda dentada 3, 4, pero se refieren a diferentes secciones transversales del primer diente helicoidal 31. La figura 3a se refiere a una sección transversal colocada a mitad de camino a lo largo de la longitud longitudinal del primer diente 31, la figura 3b al 25 % o al 75 % de la longitud longitudinal del primer diente 31 (según si la hélice del diente 31 es derecha o izquierda), la figura 3c se toma en uno de los dos extremos longitudinales del primer diente 31 (según si la hélice es derecha o izquierda). La extensión longitudinal del primer diente 31 significa la línea de extensión del diente que conecta las dos cuñas opuestas de la bomba 1. De hecho, la primera y la segunda rueda 3, 4 están interpuestas axialmente entre las dos cuñas.

En la figura 4, las referencias 30 y 40 indican de nuevo los puntos de contacto del primer diente 31 con la segunda rueda 4. Además, una primera y una segunda línea de acción se muestran en líneas discontinuas y se indican con las referencias 300 y 400. Las mismas destacan el movimiento de los puntos de contacto entre el primer diente 31 y la segunda rueda 4 durante la rotación de las ruedas.

Como se mencionó antes, con preferencia, aunque no necesariamente, el primero y el segundo flanco 311, 312 son simétricos.

Los dientes de la primera rueda dentada 3 engranan en doble contacto con los dientes de la segunda rueda 4.

5 En la solución preferida, la primera y/o la segunda rueda dentada 3, 4 tienen un número de dientes comprendido entre 8 y 14, preferentemente entre 9 y 12 dientes. De manera ventajosa, el ángulo de hélice en el diámetro primitivo de los dientes de la primera y/o de la segunda rueda dentada 3, 4 está comprendido entre 8° y 20°, preferentemente entre 12° y 16°. Indica el ángulo entre la dirección de extensión de la hélice y la dirección identificada por el eje de rotación de la primera y de la segunda rueda 3, 4. De manera adecuada, el desplazamiento angular de la hélice (antes identificado por la letra S) entre las secciones transversales de los extremos opuestos de los dientes de la primera y/o de la segunda rueda 3, 4 está comprendido entre 10° y 45°, preferentemente entre 20° y 35°.

15 La porción evolvente del primer flanco 311 se extiende entre un primero y un segundo borde 313, 314. El primer borde 313 está radialmente más cerca de un eje de rotación 315 de la primera rueda dentada 3 con respecto al segundo borde 314; los dientes helicoidales de la primera rueda 3 comprenden un segundo diente 32 consecutivo al primero y orientado hacia el primer flanco 311; un primer compartimento 33 se proporciona como el espacio interpuesto entre el primer diente 31 y el segundo diente 32.

20 En una solución teóricamente óptima, el engrane de la primera y la segunda rueda 3, 4 tiene un sello hidráulico constante entre la entrada 5 y la salida 6. Esto significa que siempre hay (es decir, para cada posición angular de los dientes) al menos un par de dientes de la primera y de la segunda rueda 3, 4 que están en contacto a lo largo de toda su longitud. Esto impide una conexión directa entre la entrada 5 y la salida 6, minimizando las fugas de fluido de trabajo y, por lo tanto, optimizando el rendimiento volumétrico.

25 Sin embargo, esta condición limita la elección del diseñador del tamaño de la primera y la segunda rueda dentada 3, 4 (en particular en la generación de la sección transversal del diente y en la definición angular β de la hélice). De hecho, a través de pruebas experimentales, el solicitante ha verificado que aún se pueden obtener excelentes resultados en ausencia de un sello hidráulico constante perfecto.

30 En ese caso, un perfil (típicamente evolvente) de un diente de la primera rueda 3 y el perfil (típicamente evolvente) de un diente de la segunda rueda 4, durante al menos una porción de la longitud longitudinal del diente, ya no están en contacto y permiten una conexión hidráulica entre la entrada 5 y la salida 6. Sin embargo, es importante contener la extensión de dicha conexión hidráulica para impedir fugas excesivas.

35 Cuando se cumple la relación $0,5 \leq \epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 1$, hay un sello hidráulico constante y, por lo tanto, se obtiene la solución óptima. Sin embargo, el usuario podría ser empujado a dimensionar los dientes sin satisfacer la relación $0,5 \leq \epsilon_{TR} - \epsilon_{EL}$, pero manteniendo las fugas contenidas.

40 Para que las fugas no sean excesivas, se debe respetar la siguiente condición en cualquier caso: en una configuración en la que el volumen del primer compartimento 33 ocupado por la segunda rueda 4 es máximo, ningún punto del primer borde 313 está ubicado a una distancia radial de un eje de rotación 316 de la segunda rueda 4 que es mayor con respecto a un radio de punta de la segunda rueda 4.

45 Si se acepta una conexión hidráulica entre la entrega y la succión, el perfil evolvente de un diente de la primera rueda 3 y el perfil evolvente de un diente de la segunda rueda 4 satisfacen de manera ventajosa las siguientes características (en la configuración en la que el volumen del primer compartimento 33 ocupado por la segunda rueda 4 es máximo):

50 - se oponen entre sí;
 - tienen una distancia mínima inferior a 1 décima de milímetro. Además, con el dimensionamiento de $\epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 0,5$ se obtiene un efecto similar al ejercido por los escapes de control de ruido colocados en las cuñas. Los escapes de control de ruido normalmente ponen en comunicación un volumen de fluido que se encuentra en un compartimento en el área de engrane con el entorno de alta presión y/o el entorno de baja presión. De esta manera, es posible compensar las variaciones de presión violentas que se podrían generar en un compartimento aislado en el área de engrane (y que podrían determinar una tensión significativa, cavitación, ruido, erosión localizada). Si $\epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 0,5$ no habrá un sello perfecto y esto facilitará el trabajo de los escapes de control de ruido. De esta manera, los escapes de control de ruido se pueden realizar en las cuñas con tolerancias dimensionales menos estrechas.

55 Se debe satisfacer de manera adecuada la relación $\epsilon_{TOP} = \epsilon_{TR} + \epsilon_{EL} \geq 1$ (para garantizar la transmisión continua del movimiento).

60 En el caso hipotético del funcionamiento como una bomba, el fluido de trabajo en la entrada, que la primera y la segunda rueda 3, 4 succionan, se posiciona en los espacios entre dos dientes consecutivos y se transporta sustancialmente a lo largo de dos trayectorias alternativas hasta la salida (que está a una presión más alta que la entrada de succión). Por lo tanto, el fluido en el paso desde la entrada 5 a la salida 6 sigue el sentido de rotación de la primera y de la segunda rueda 3, 4.

65

ES 2 970 176 T3

Las soluciones ejemplificadas, aunque no limitantes, de una bomba según la presente invención que desarrolló el Solicitante se resumen según los parámetros indicados en la siguiente tabla 1 (la definición de dichos parámetros ya se indicó antes o es bien conocida por un experto en la materia que está familiarizado con la nomenclatura principal de ruedas dentadas):

----- Tabla 1 -----

		Ej. 1	Ej. 2
Cantidad de dientes	Z	12	11
Módulo normal	mN [mm]	2,6	2,85
Ángulo de presión normal	α N [deg]	20	20
Factor de desplazamiento del perfil	y [mm]	0	0,25
Ángulo de la hélice de diámetro primitivo	β [deg]	16,0	12,0
Radio de la punta	rA [mm]	19,4	19,5
Radio de raíz	rP [mm]	12,5	12,5
Radio de la herramienta de formación	ρ_{Ao} [mm]	0,9	0,9
Longitud del haz	Lf [mm]	30	26,5
Desplazamiento de la hélice	S[deg]	30,37	20,14
Distancia de centro a centro sin holgura			
	IntCORR [mm]	32,46	32,53
Relación de contacto transversal	ϵ_{TR} []	1,10	1,16
Relación de contacto helicoidal	ϵ_{EL} []	1,01	0,61
Distancia de centro a centro sin holgura			
Relación de contacto total	ϵ_{TOT} []	2,11	1,77
$\epsilon_{TR} - \epsilon_{EL}$		0,09	0,55
Transmisión de movimiento continuo		sí	sí
Sello hidráulico continuo		no	sí

5

La presente invención logra ventajas importantes.

10

La introducción de una hélice en los perfiles de evolvente, por un lado, mejora la transmisión del movimiento y, por otro, empeora el sello hidráulico a lo largo de la banda dentada. El análisis que realizó el Solicitante destacó que la combinación de la geometría helicoidal con la operación de doble contacto conduce a un potencial interesante. De hecho, el Solicitante demostró teóricamente (y los datos experimentales lo confirman) que la combinación de dientes helicoidales con la operación de doble contacto permite explotar una propiedad hidráulica intrínseca de doble contacto que no es posible en dientes rectos. En la práctica, todos los materiales utilizados, así como las dimensiones, pueden ser cualquiera según los requisitos.

15

REIVINDICACIONES

1. Una máquina de engranajes volumétricos que interactúa con un fluido de trabajo que comprende:

5 - una primera rueda dentada (3) con dientes helicoidales que comprende un primer diente (31) que a su vez comprende un primero y un segundo flanco (311, 312) opuestos entre sí;
 - una segunda rueda dentada (4) con dientes helicoidales que tienen dos flancos opuestos, la primera y la segunda rueda (3, 4) conectadas de manera operativa en un área de engrane (2); los dientes helicoidales de la primera rueda (3) y la segunda rueda (4) estando truncados en la punta;
 10 el primer diente (31) entra en contacto periódicamente con la segunda rueda (4) solo en el primero y segundo flanco (311, 312); al menos una porción del primero y segundo flanco (311, 312) es evolvente de un círculo; al menos una porción de los flancos de los dientes helicoidales de la segunda rueda dentada (4) es evolvente de un círculo;
 15 en una porción del área de engrane (2), el primero y el segundo flanco (311, 312) están en contacto simultáneo con la segunda rueda (4);
 siendo dicha máquina (1) una bomba o un motor y estando destinada a transportar un fluido de trabajo;
caracterizado porque $\epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 1$
 donde:

20 ϵ_{TR} : relación de contacto transversal: valor mínimo entre $\epsilon_{TR_{sx}}$ y $\epsilon_{TR_{dx}}$;
 $\epsilon_{TR_{sx}}$: relación entre la rotación de la primera rueda (3) necesaria para que el punto de contacto entre el primer diente (31) y la segunda rueda (4) recorra toda la línea de acción (C) del primer flanco (311) y el paso angular;
 $\epsilon_{TR_{dx}}$: relación entre la rotación de la primera rueda (3) necesaria para que el punto de contacto entre el primer diente (31) y la segunda rueda (4) recorra toda la línea de acción (D) del segundo flanco (312) y el paso angular;
 25 ϵ_{EL} : relación de contacto de la hélice definida como el desplazamiento de la hélice con respecto al paso angular, siendo el desplazamiento de la hélice igual a:

$$S = 360 \cdot L / (2\pi \cdot r_b / \tan(\beta_b))$$

30 donde:

S: desplazamiento;
 L: extensión longitudinal del diente;
 35 r_b : radio de la base, evaluado en la base de la evolvente;
 β_b : ángulo de la hélice en el radio de la base.

2. La máquina según la reivindicación 1, **caracterizada porque** el desplazamiento es mayor que la mitad del paso angular.

40 3. La máquina según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizada porque**:

$$0.5 \leq \epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 1.$$

45 4. La máquina según la reivindicación 1 o 2, **caracterizada porque**

$$0 \leq \epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 0.5.$$

5. La máquina según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizada porque**:

$$0 \leq \epsilon_{TR} - \epsilon_{EL} \leq 1.$$

6. La máquina según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizada porque** es una bomba de engranajes, todos los dientes de la primera rueda dentada (3) engranan en doble contacto con los dientes de la segunda rueda (4).

55 7. La máquina según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizada porque** dicha porción evolvente del primer flanco (311) se extiende entre un primero y un segundo borde (313, 314), el primer borde (313) estando radialmente cerca de un eje de rotación (315) de la primera rueda dentada (3) con respecto al segundo borde (314); los dientes helicoidales de la primera rueda comprendiendo un segundo diente (32) consecutivo al primero y orientado hacia el primer flanco (311); un primer compartimento (33) siendo proporcionado como el espacio interpuesto
 60 entre el primer diente (31) y el segundo diente (32); en una configuración en la que el volumen del primer

compartimento (33) que ocupa la segunda rueda (4) es máximo, ningún punto del primer borde (313) se ubica a una distancia radial de un eje de rotación (316) de la segunda rueda (4) que es mayor con respecto a un radio de punta de la segunda rueda (4).

- 5 8. La máquina según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizada porque** la porción del primer flanco (311) que se extiende como una evolvente de un círculo afecta a más de $1/3$ de la altura del primer diente (31).

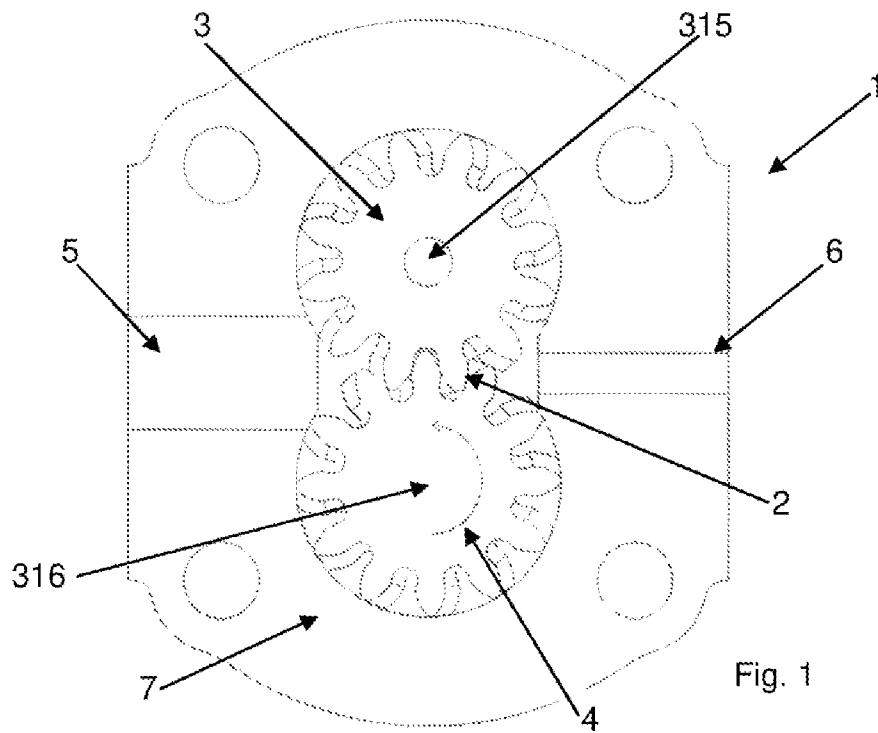


Fig. 1

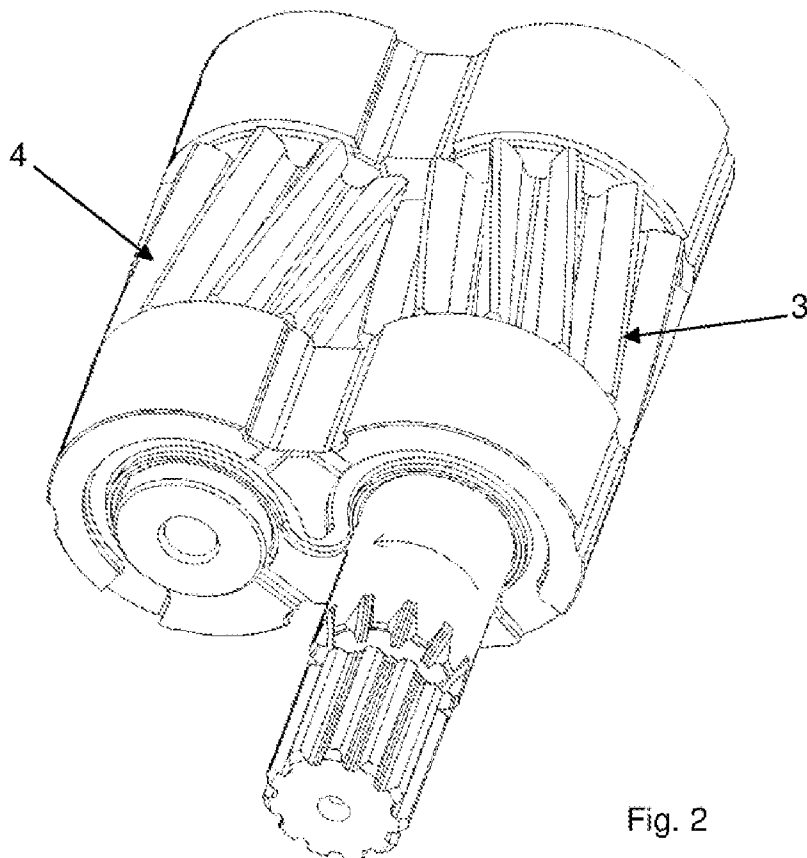


Fig. 2

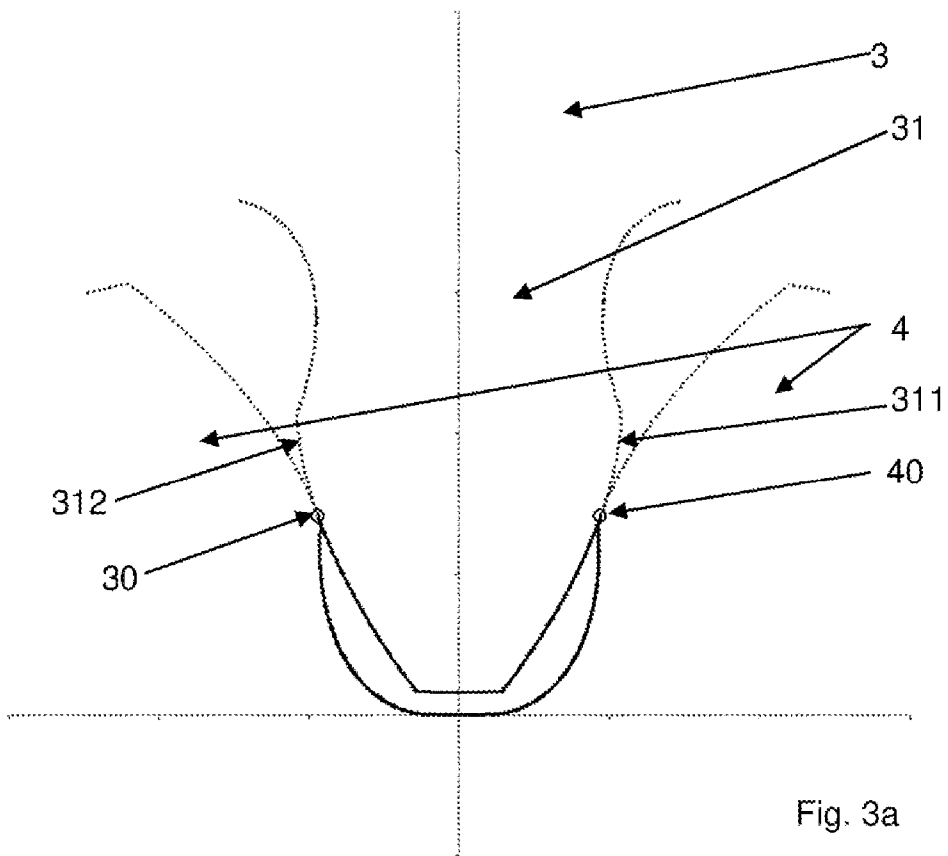


Fig. 3a

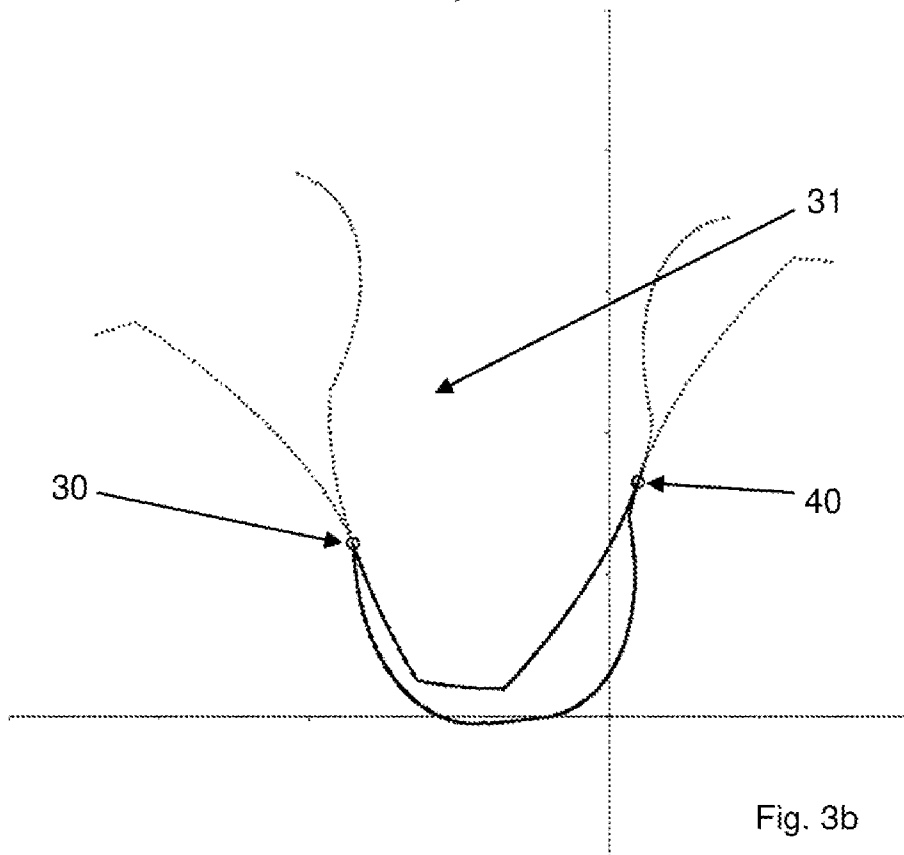


Fig. 3b

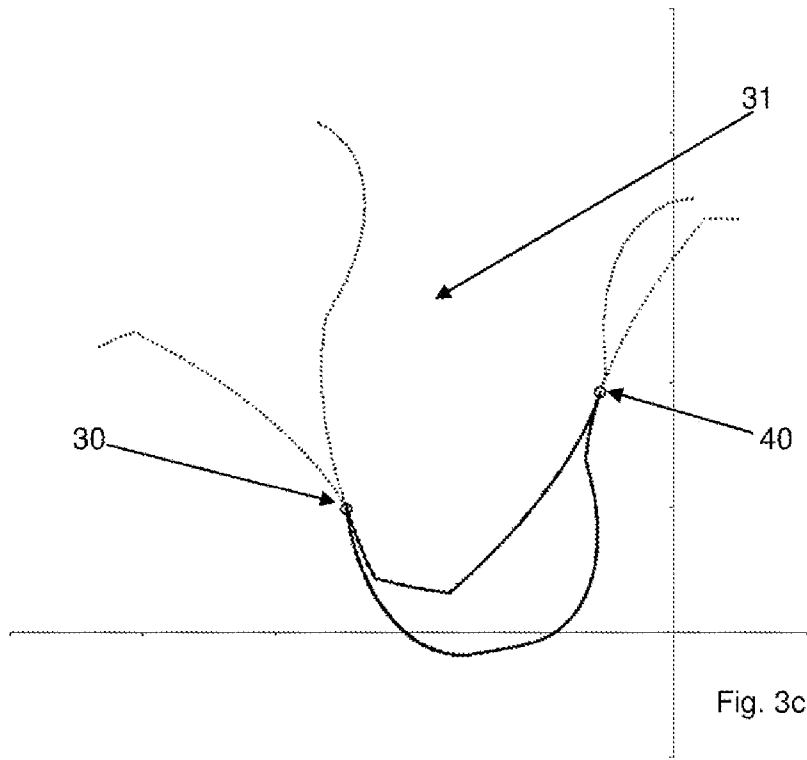


Fig. 3c

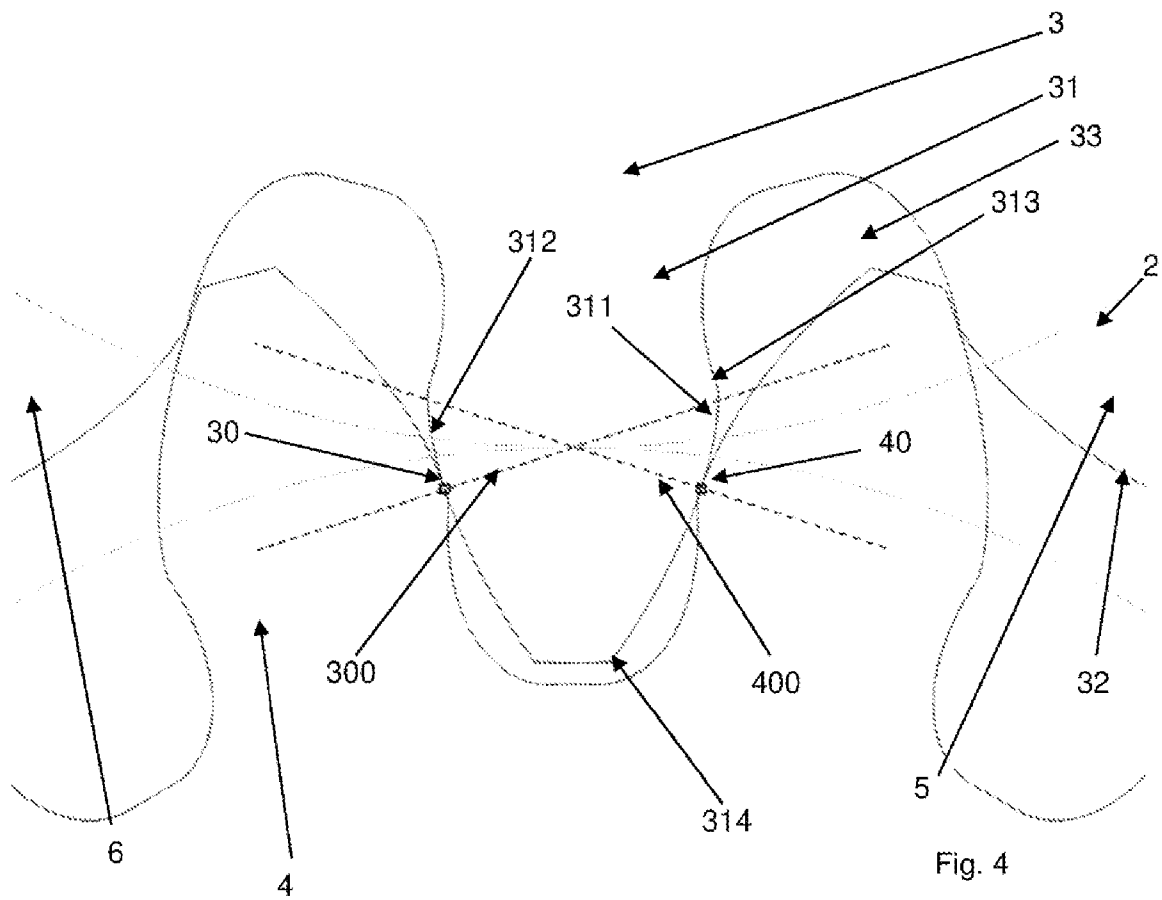


Fig. 4

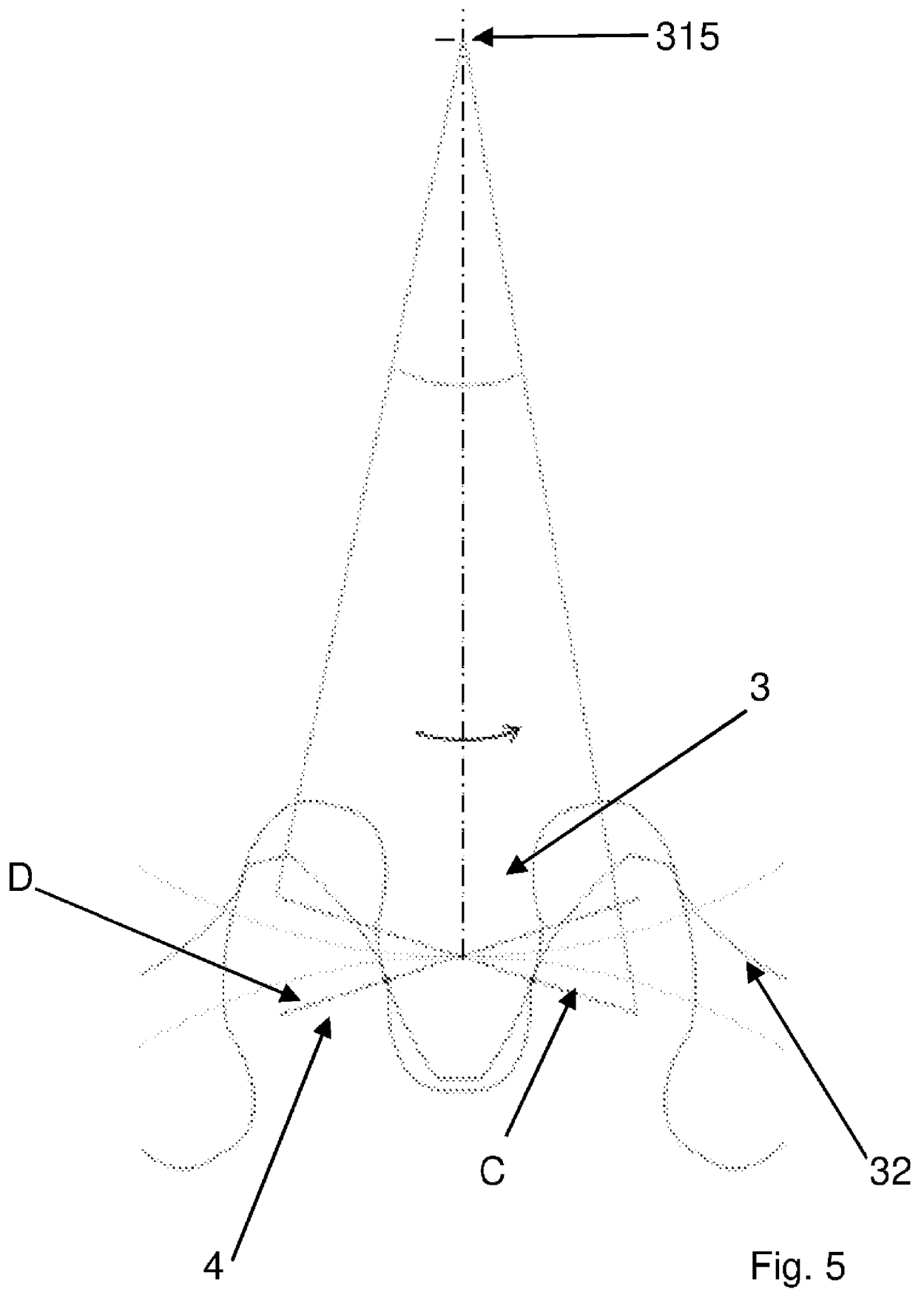


Fig. 5