(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 286 567**

(51) Int. Cl.:
F04C 2/08 (2006.01)
F04C 2/10 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(86) Número de solicitud europea: **04251636 .9**
(86) Fecha de presentación : **22.03.2004**
(87) Número de publicación de la solicitud: **1462653**
(87) Fecha de publicación de la solicitud: **29.09.2004**

(54) Título: **Bomba de engranaje interna.**

(30) Prioridad: **25.03.2003 JP 2003-83028**
07.05.2003 JP 2003-129339
30.01.2004 JP 2004-24200

(45) Fecha de publicación de la mención BOPI:
01.12.2007

(45) Fecha de la publicación del folleto de la patente:
01.12.2007

(73) Titular/es: **Sumitomo Electric Sintered Alloy, Ltd.**
nº 2901, Oaza-Nariwa, Nariwa-cho
Kawakami-gun, Okayama 716-0192, JP

(72) Inventor/es: **Ogata, Daisuke;**
Inui, Naoki;
Arinaga, Shinya y
Sasaki, Harumitsu

(74) Agente: **Ungría López, Javier**

ES 2 286 567 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

Bomba de engranaje interna.

Antecedentes de la invención

Campo de la invención

La presente invención se refiere a una bomba de engranajes internos de ruido reducido que incorpora un rotor interior que tiene una altura de cabeza formada por una curva lisa y una altura de pie formada por un hipocicloide.

Descripción de los antecedentes de la invención

La solicitud de patente japonesa publicada Tokuhyouhei 11-811935 describe una bomba de engranajes internos prevista para reducir el ruido, mejorar la eficiencia mecánica, y aumentar la duración de la bomba.

La figura 11 representa el perfil del diente de engranaje de la bomba de engranajes internos descrita en Tokuhyouhei 11-811935. La bomba combina un rotor interior que tiene una altura de cabeza formada por un epicicloide y una altura de pie formada por un hipocicloide (el perfil de diente se representa en una línea de puntos) y un rotor exterior que tiene una altura de cabeza formada por un hipocicloide y una altura de pie formada por un epicicloide (el perfil de diente se representa en una línea continua). Un perfil epicicloidal fh1 de la altura de pie del rotor exterior está formado por el lugar de un punto en un primer círculo de formación re1 circunscrito en un círculo de paso P y rueda sin resbalar en el círculo P de un punto de inicio zO. Un perfil epicicloidal fh2 de la altura de cabeza del rotor interior está formado por el lugar de un punto en un segundo círculo de formación re2 circunscrito en el círculo de paso P y rueda sin resbalar en el círculo P de un punto de inicio zO'. Un perfil hipocicloidal fr1 de la altura de cabeza del rotor exterior está formado por el lugar de un punto en un tercer círculo de formación rh1 que se inscribe en el círculo de paso P y rueda sin resbalar en el círculo P del punto de inicio zO. Un perfil hipocicloidal fr2 de la altura de pie del rotor interior está formado por el lugar de un punto en un cuarto círculo de formación rh2 que se inscribe en el círculo de paso P y rueda sin resbalar en el círculo P del punto de inicio zO'. Los círculos de formación re1, re2, rh1, y rh2 tienen un diámetro diferente. Una holgura CR entre la altura de cabeza del rotor exterior y la altura de pie correspondiente del rotor interior es igual a la diferencia de diámetro entre los círculos de formación tercero y cuarto rh1 y rh2. Una holgura CR' entre la altura de pie del rotor exterior y la altura de cabeza correspondiente del rotor interior es igual a la diferencia de diámetro entre los círculos de formación primero y segundo re1 y re2. Cuando la cantidad de excentricidad entre los rotores exterior e interior es "e", la holgura entre los dos rotores en la posición donde los dos rotores enclavan uno con otro muy estrechamente es casi igual a la holgura entre los dos rotores en la posición donde los dos rotores enclavan entre sí muy flojamente.

Una bomba de engranajes internos tiene que tener una holgura entre el rotor exterior y el rotor interior para que los rotores puedan girar suavemente. En la bomba descrita en Tokuhyouhei 11-811935, la holgura se crea proporcionando la diferencia de diámetro entre los círculos de formación primero y segundo re1 y re2 y entre los círculos de formación tercero y cuarto rh1 y rh2. En este caso, cuando el rotor interior es empujado contra el rotor exterior en la posición donde los dientes de los dos rotores enganchan, existe una holgura mínima entre cada diente del rotor interior y el diente opuesto del rotor exterior. A continuación esta holgura mínima se denomina una "holgura entre rotores" incluyendo la expresión en la sección "Reivindicaciones". Los autores de la presente invención hallaron que cuando la bomba opera, la holgura entre rotores incrementa bruscamente de cero en la porción de enganche, produciendo el ruido.

El documento EP 0 785 360 describe una bomba según el preámbulo de las reivindicaciones 1 y 2.

Resumen de la invención

Un objeto de la presente invención es ofrecer una bomba de engranajes internos en la que se elimina un cambio brusco en la holgura entre rotores para reducir más el ruido.

Según un aspecto de la presente invención, una bomba de engranajes internos incluye una bomba de engranajes internos incluyendo: (a) un rotor interior que tiene una altura de cabeza formada por un epicicloide y una altura de pie formada por un hipocicloide; y (b) un rotor exterior; teniendo los rotores interior y exterior una excentricidad nominal e entre el centro del rotor interior y el centro del rotor exterior y teniendo un valor máximo t de la holgura entre rotores definida como la holgura mínima entre cada diente del rotor interior y el diente opuesto del rotor exterior cuando el rotor interior es empujado contra el rotor exterior en la posición donde los dientes de los dos rotores enganchan; caracterizada porque dicho rotor exterior tiene un perfil de diente determinado por los pasos de: (b1) girar el centro del rotor interior alrededor del centro del rotor exterior con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e + t; (b2) girar el rotor interior en su propio eje 1/n veces mientras que el centro del rotor interior hace una revolución en la órbita circular, donde "n" es el número de dientes del rotor interior; (b3) trazar la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior formado por su revolución; y (b4) usar la envolvente como el perfil de diente del rotor exterior.

Según otro aspecto de la presente invención, una bomba de engranajes internos incluye: un rotor interior que tiene una altura de cabeza y una altura de pie, estando formada la altura de pie por un hipocicloide; y un rotor exterior;

teniendo los rotores interior y exterior una excentricidad nominal e entre el centro del rotor interior y el centro del rotor exterior y teniendo un valor máximo t de la holgura entre rotores definida como la holgura mínima entre cada diente del rotor interior y el diente opuesto del rotor exterior cuando el rotor interior es empujado contra el rotor exterior en la posición donde los dientes de los dos rotores enganchan; caracterizada porque (a) dicha altura de cabeza del rotor interior está formada por una curva lisa incluyendo una de una curva trocoide, una curva spline, o una porción principal de una mitad exterior de una elipse que tiene su eje principal perpendicular a un radio del rotor interior, y porque (b) dicho rotor exterior tiene un perfil de diente determinado por los pasos de: (b1) girar el centro del rotor interior alrededor del centro del rotor exterior con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e + t; (b2) girar el rotor interior en su propio eje 1/n veces mientras que el centro del rotor interior hace una revolución en la órbita circular, donde "n" es el número de dientes del rotor interior; (b3) trazar la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior formada por su revolución; y (b4) usar la envolvente como el perfil de diente del rotor exterior.

Preferiblemente, en cualquier aspecto de esta invención, la altura de cabeza del rotor interior es modificada por los pasos siguientes.

(a1a) el centro de un rotor interior provisional se gira alrededor del centro de un rotor exterior provisional con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e + t.

(a1b) el rotor interior provisional se gira en su propio eje 1/n veces mientras que el centro del rotor interior provisional hace una revolución en la órbita circular.

(a1c) Se traza la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior provisional formada por su revolución.

(a1d) la envolvente se usa como el perfil de diente del rotor exterior provisional.

(a1e) Mediante el uso de los perfiles de diente de los rotores interior y exterior provisionales se determina la posición del extremo de salida de una cara de diente, necesaria para cerrar la cámara de bomba, en la altura de cabeza del rotor interior provisional. La cara de diente tiene el extremo delantero en la parte superior de la altura de cabeza.

(a1f) Se determina la posición del punto de enganche de diente donde el rotor interior provisional engancha el rotor exterior provisional.

(a1g) la posición de otra cara de diente que está en la posición de la posición del extremo de salida antes descrito al punto de enganche de diente es desplazada a una posición dentro de la curva que forma el perfil de diente original.

(a1h) el perfil después de la modificación de posición se usa como el perfil de diente de la altura de cabeza del rotor interior.

En la descripción anterior, el punto de enganche de diente es el punto más próximo a la parte superior de la altura de cabeza del rotor interior en la cara de diente del rotor interior que se empuja contra el rotor exterior para darle la fuerza rotativa cuando el rotor interior hace que el rotor exterior gire.

Como se ha descrito anteriormente, el perfil de diente del rotor exterior se forma a través del procedimiento siguiente. El rotor interior se gira en el círculo que tiene un diámetro de 2e + t. Mientras que el rotor interior hace una revolución, se gira en su propio eje 1/n veces. Esta operación produce un grupo de curvas de perfil de diente del rotor interior. La envolvente del grupo se usa para formar el perfil de diente del rotor exterior. En este caso, la holgura entre rotores aumenta gradualmente de cero a la holgura máxima producida entre la parte superior de la altura de cabeza del rotor exterior y la parte superior de la altura de cabeza del rotor interior. En otros términos, la cantidad de movimiento relativo entre los dos rotores durante la rotación es pequeña. En consecuencia, los dos rotores pueden girar suavemente, produciendo solamente vibraciones suprimidas. Como resultado, el ruido de operación de la bomba se puede reducir en comparación con las bombas convencionales. La vibración reducida incrementa la duración de la bomba.

Como se ha descrito, la bomba tiene un rotor interior cuyo perfil de diente es preferiblemente modificado por el procedimiento siguiente. La envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente de un rotor interior provisional formado por su revolución se usa como el perfil de diente de un rotor exterior provisional. El uso de los perfiles de diente de los rotores interior y exterior provisionales determina la posición para modificar la cara de diente de la altura de cabeza del rotor interior. La bomba tiene un rotor exterior cuyo perfil de diente se forma por el mismo procedimiento que el descrito anteriormente usando el rotor interior cuya cara de diente tiene una posición modificada. La bomba suprime la colisión mutua de los dientes de los rotores exterior e interior en la porción sin enganche cuando la bomba opera. Como resultado, la bomba reduce más el ruido.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es un diagrama esquemático que representa una realización de la bomba de la presente invención, en la que se ha quitado la cubierta de la bomba.

La figura 2 es un diagrama que representa un desplazamiento del perfil de diente del rotor interior cuando efectúa una revolución mientras se gira en su propio eje.

La figura 3 es un diagrama que representa el perfil de diente del rotor exterior formado por la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior.

La figura 4 es un diagrama ampliado que representa la diferencia en perfil de diente entre el rotor exterior de la presente invención y el de una técnica anterior.

La figura 5A es un diagrama que representa un ejemplo del desplazamiento de la holgura entre rotores de la bomba que tiene el perfil de diente de la presente invención, y la figura 5B es un diagrama que representa otro ejemplo del desplazamiento.

La figura 6A es un diagrama que representa un ejemplo del desplazamiento de la holgura entre rotores de la bomba que tiene el perfil de diente de una técnica anterior, y la figura 6B es un diagrama que representa otro ejemplo del desplazamiento.

La figura 7A es un gráfico que representa la forma de onda de la vibración en el cárter de la bomba que tiene el perfil de diente de la presente invención mientras los rotores giran en una cierta condición, y, para comparación, la figura 7B es una vista de la bomba que tiene el perfil de diente de una técnica anterior mientras los rotores giran bajo la misma condición que en la figura 7A.

La figura 8A es un gráfico que representa la forma de onda de la vibración en el cárter de la bomba que tiene el perfil de diente de la presente invención mientras los rotores giran en otra condición, y, para comparación, la figura 8B es una vista de la bomba que tiene el perfil de diente de una técnica anterior mientras los rotores giran en la misma condición que en la figura 8A.

La figura 9A es un gráfico que representa la forma de onda de la vibración en el cárter de la bomba que tiene el perfil de diente de la presente invención mientras los rotores giran en otra condición más, y, para comparación, la figura 9B es una vista de la bomba que tiene el perfil de diente de una técnica anterior mientras los rotores giran en la misma condición que en la figura 9A.

La figura 10A es un gráfico que representa la forma de onda de la vibración en el cárter de la bomba que tiene el perfil de diente de la presente invención mientras los rotores giran en otra condición más, y, para comparación, la figura 10B es una vista de la bomba que tiene el perfil de diente de una técnica anterior mientras los rotores giran en la misma condición que en la figura 10A.

La figura 11 es un diagrama que representa el método de formar el perfil del diente de engranaje de la bomba de engranajes internos de una técnica anterior.

La figura 12 es un diagrama que representa el perfil de diente del rotor interior que tiene la altura de cabeza formada por una curva que constituye una porción principal de la mitad superior de una elipse, en la que el diagrama representa la cara de diente antes de ser modificada.

La figura 13 es un diagrama que representa el perfil de diente del rotor interior que tiene la altura de cabeza formada por una curva que constituye una porción principal de la mitad superior de una elipse, en la que el diagrama representa la cara de diente después de ser modificada.

La figura 14 es un diagrama que representa el perfil de diente del rotor interior en el que la cara de diente se ha modificado en dos posiciones: una posición está delante del centro de la curva que forma la altura de cabeza cuando el rotor se gira y la otra está detrás del centro.

La figura 15A es un diagrama que representa un ejemplo del desplazamiento de la holgura entre rotores antes de que la cara de diente sea modificada, y la figura 15B es un diagrama que representa otro ejemplo del desplazamiento.

La figura 16A es un diagrama que representa un ejemplo del desplazamiento de la holgura entre rotores después de que la cara de diente ha sido modificada, y la figura 16B es un diagrama que representa otro ejemplo del desplazamiento.

Descripción detallada de la invención

Una realización de la presente invención se explica a continuación con referencia a las figuras 1 a 3. Como se representa en la figura 1, una bomba de engranajes internos 10 incluye un rotor interior 1 cuyo número de dientes es “n”, un rotor exterior 2 cuyo número de dientes es “n + 1”, y un cárter de bomba (alojamiento) 3 que aloja los dos rotores. El cárter de bomba 3 está provisto de un orificio de aspiración 4 y un orificio de distribución 5.

En la bomba 10, el rotor interior 1 es un engranaje de accionamiento y el rotor exterior 2 es un engranaje movido. El rotor interior 1 tiene un centro de giro Oi, y el rotor exterior 2 tiene un centro de giro Co. Los centros Oo y Oi son excéntricos uno a otro en la cantidad de “e”.

El rotor interior 1 tiene un perfil de diente explicado con referencia a la figura 11. Más específicamente, la altura de cabeza tiene un perfil epicicloidal formado por el lugar de un punto en el círculo de formación re2 circunscrito en el círculo de paso P y rueda en el círculo. La altura de pie tiene un perfil hipocicloidal formado por el lugar de un punto en el círculo de formación rh2 que se inscribe en el círculo de paso P y rueda en el círculo.

Por otra parte, el rotor exterior 2 tiene un perfil de diente determinado por el método ilustrado en las figuras 2 y 3. Como se representa en la figura 2, el centro Oi del rotor interior 1 gira alrededor del centro Oo del rotor exterior 2 con el fin de formar un círculo S que tiene un diámetro de 2e + t, donde "t" es el valor máximo de la holgura entre rotores entre el rotor exterior 2 y el rotor interior 1 empujado contra el rotor exterior 2 (véase las figuras 5A y 6A).

Mientras el centro Oi del rotor interior 1 hace una revolución en la órbita circular S, el rotor interior 1 gira en su propio eje 1/n veces ((360/n) grados). Líneas de trazos largos y cortos alternativos en la figura 2 muestran una curva de perfil de diente del rotor interior en la posición cuando el centro Oi del rotor interior 1 gira un ángulo de θ grado alrededor del centro Oo del rotor exterior para desplazamiento a un punto Oi' y simultáneamente el rotor interior 1 gira en su propio eje un ángulo de (θ/n) grados. Como se representa en la figura 3, la curva de perfil de diente varía según la revolución acompañada por la rotación. El grupo de las curvas de perfil de diente tiene un envolvente 6, que se usa para formar el perfil de diente del rotor exterior 2.

La figura 4 es un diagrama ampliado que representa la diferencia en perfil de diente entre el rotor exterior de la presente invención formado por la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior como se ha explicado con referencia a las figuras 2 y 3 y el rotor exterior de una técnica anterior formado por el método explicado con referencia a la figura 11. En la figura 4, la línea continua representa el perfil de diente de la bomba de la presente invención y la línea discontinua representa el de una técnica anterior. Los dos perfiles difieren uno con otro obviamente cerca del límite entre la altura de cabeza y la altura de pie.

Las figuras 5A y 5B muestran desplazamientos de la holgura entre rotores de la bomba de la presente invención cuando se combinan el rotor interior 1 y el rotor exterior 2 que tienen las características siguientes:

Rotor interior:

Número de dientes: 10

Círculo de paso: diámetro: 62,00 (la unidad es mm, a continuación se aplica lo mismo)

Círculo de formación del epicicloide: diámetro: 3,10

Círculo de formación del hipocicloide: diámetro: 3,10

Rotor exterior:

Número de dientes: 11

Cantidad de excentricidad entre los dos rotores: 3,10

Valor máximo de la holgura entre rotores: 0,12

Las figuras 6A y 6B muestran desplazamientos de la holgura entre rotores de la bomba de una técnica anterior que tienen el perfil de diente formado por el método explicado con referencia a la figura 11. La bomba tiene las características siguientes:

Rotor interior:

Número de dientes: 10

Círculo de paso: diámetro: 62,00 (la unidad es mm, lo mismo se aplica a continuación)

Círculo de formación del epicicloide: diámetro: 3,10

Círculo de formación del hipocicloide: diámetro: 3,10

Rotor exterior:

Número de dientes: 11

Círculo de paso: diámetro: 68,20

Círculo de formación del epicicloide: diámetro: 3,04

Círculo de formación del hipocicloide: diámetro: 3,16

Cantidad de excentricidad entre los dos rotores: 3,10

Las figuras 5A y 6A muestran ejemplos en los que la posición de holgura entre rotores cero tiene lugar en la posición donde la parte superior de la altura de cabeza del rotor interior 1 es coincidente con la parte inferior de la altura de pie del rotor exterior 2. Las figuras 5B y 6B muestran ejemplos en los que la posición de holgura entre rotores cero tiene lugar en la posición donde la parte inferior de la altura de pie del rotor interior 1 es coincidente con la parte superior de la altura de cabeza del rotor exterior 2.

En el caso del perfil de diente de la técnica anterior, como se representa en la figura 6A, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente: 0 → 0,114 → 0,118 → 0,118 → 0,120 → 0,120 (la unidad es mm, lo mismo se aplica a continuación). En la figura 6B, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente: 0 → 0,105 → 0,116 → 0,117 → 0,120 → 0,120. En ambos casos, la holgura entre rotores incrementa bruscamente a partir de cero.

En contraposición, con el perfil de diente de la presente invención, como se representa en la figura 5A, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente: 0 → 0,045 → 0,075 → 0,099 → 0,115 → 0,120. En la figura 5B, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente: 0 → 0,029 → 0,060 → 0,088 → 0,108 → 0,118. En ambos casos, la holgura entre rotores varía suavemente.

Las figuras 7A a 10B muestran los resultados de la medición para comparar el rendimiento de la bomba que tiene el perfil de diente de la presente invención y la bomba que tiene el perfil de diente de una técnica anterior. Los resultados se representan por la forma de onda de la vibración en el cárter de bomba mientras los rotores giran. Las figuras 7A a 10A muestran la forma de onda para el perfil de diente de la presente invención, y las figuras 7B a 10B muestran el de la técnica anterior. Las bombas usadas en la prueba de comparación combinan el rotor interior 1 con 10 dientes y el rotor exterior 2 con 11 dientes, cuyos perfiles de diente se representan en las figuras 5A a 6B.

Las figuras 7A y 7B muestran los resultados de prueba en las condiciones siguientes: temperatura del aceite: 40ºC, presión de distribución: 0,3 MPa, y número de rotaciones: 3.000 rpm.

Las figuras 8A y 8B muestran los resultados de prueba en las condiciones siguientes: temperatura del aceite: 40ºC, presión de distribución: 0,4 MPa, y número de rotaciones: 3.000 rpm.

Las figuras 9A y 9B muestran los resultados de prueba en las condiciones siguientes: temperatura del aceite: 100ºC, presión de distribución: 0,3 MPa, y número de rotaciones: 3.000 rpm.

Las figuras 10A y 10B muestran los resultados de prueba en las condiciones siguientes: temperatura del aceite: 100ºC, presión de distribución: 0,4 MPa, y número de rotaciones: 3.000 rpm.

Como se puede ver por estos resultados, la bomba que tiene el perfil de diente de la presente invención produce una menor vibración en cualquiera de estas condiciones. Cuando la vibración disminuye, el ruido producido disminuye y la duración de la bomba se incrementa.

Como se ha explicado anteriormente, la estructura anterior de la presente invención elimina el cambio brusco en la holgura entre rotores, de modo que el ruido originado por el brusco cambio de holgura puede ser suprimido. Sin embargo, la holgura entre rotores incrementa gradualmente de cero a la holgura máxima producida por la parte superior de la altura de cabeza del rotor exterior y la parte superior de la altura de cabeza del rotor interior. Como resultado, los dientes de los rotores interior y exterior pueden chocar uno contra otro en la porción sin enganche, en particular en una porción donde la holgura entre rotores es pequeña. Es posible que esta colisión sea una nueva fuente de ruido.

Consiguientemente, la presente invención también ofrece una medida para suprimir el ruido resultante de la colisión (denominado a continuación "impacto") de los dientes en la porción sin enganche. La medida es efectiva incluso cuando el rotor interior tiene un perfil de diente distinto del cicloide.

La medida para suprimir el impacto de los dientes en la porción sin enganche se explica a continuación con referencia a un ejemplo concreto. La figura 12 representa el perfil de diente de un rotor interior 1. El perfil de diente tiene una altura de cabeza 7 formada por una curva que constituye una porción principal de la mitad superior de una elipse cuando su eje principal está colocado horizontalmente y una altura de pie 8 formada por una curva hipocicloidal creada por un círculo de formación (círculo de rodadura interna) rh (diámetro: B) que se inscribe en el círculo de paso (círculo base) P (diámetro: A) y rueda en el círculo P sin resbalar. La curva de la altura de cabeza 7 es de centro simétrico, y su extremo está conectado al extremo de salida de la curva de la altura de pie 8 en un punto C en el círculo de paso P y el otro extremo está conectado al extremo de inicio de la curva de la altura de pie 8 en un punto D en el círculo de paso P.

Cuando el rotor interior 1 tiene el perfil de diente como se representa en la figura 12, el perfil de diente del rotor exterior se forma mediante el procedimiento siguiente. Como se explica con referencia a las figuras 2 y 3, el centro del rotor interior gira alrededor del centro del rotor exterior con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e +t.

Mientras el centro del rotor interior hace una revolución en la órbita circular, el rotor interior gira en su propio eje 1/n veces. Esta operación produce un grupo de curvas de perfil de diente del rotor interior. Cuando la envolvente del grupo se usa para formar el perfil de diente del rotor exterior, las holguras entre rotores en algunas posiciones sin enganche entre la holgura cero y la holgura máxima producida por la parte superior de la altura de cabeza del rotor exterior y la parte superior de la altura de cabeza del rotor interior se pueden hacer ligeramente más anchas que la holgura máxima original.

Como resultado, el ruido originado por el cambio brusco en la holgura entre rotores puede ser suprimido. Además, el impacto de los dientes de los rotores interior y exterior también se puede suprimir porque la holgura entre rotores se incrementa en la porción sin enganche entre la holgura cero y la holgura máxima producida por las dos partes superiores. Sin embargo, el rotor exterior tiene una holgura de deslizamiento con el cárter de bomba. En consecuencia, el centro del rotor exterior tiende a oscilar durante la rotación. Si la magnitud de la oscilación es más grande que la holgura entre rotores en algunas posiciones sin enganche, el impacto de los dientes de los dos rotores no se puede suprimir suficientemente.

Para evitar más el impacto de diente anterior se emplea la disposición siguiente. Como se representa en la figura 13, un punto F se determina como el extremo de salida de una cara de diente 7a necesaria para cerrar la cámara de bomba. Un punto G se determina como el punto de enganche de diente. Una cara de diente 7c que está en la posición del punto F al punto G tiene una posición modificada a una posición representada en una línea continua, que está situada dentro de la curva elíptica original representada en líneas de trazos largos y cortos alternativos. El perfil después de la modificación de posición se usa como el perfil de diente del rotor interior. En la figura 13, un punto E es la parte superior de la altura de cabeza, y los puntos G y D son el extremo delantero y el extremo de salida, respectivamente, de una cara de diente 7b necesaria para enganchar el rotor exterior. Como se puede ver por la figura 13, la cara de diente de posición modificada 7c tiene un radio de curvatura mayor que el de la curva elíptica original. Sin embargo, el radio no se limita al representado en la figura 13.

La modificación antes descrita del perfil de diente del rotor interior y la determinación posterior del perfil de diente del rotor exterior a combinar con el rotor interior de perfil de diente modificado se realizan mediante el procedimiento siguiente.

En primer lugar, el perfil de diente de un rotor exterior provisional se forma usando la envolvente del grupo de curvas de perfil de diente de un rotor interior provisional formado por su revolución. Este método de formación se explica a continuación.

Un rotor interior provisional cuyo perfil de diente no se ha modificado, gira alrededor del centro de un rotor exterior provisional con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e + t. Mientras el centro del rotor interior provisional hace una revolución en la órbita circular, el rotor interior provisional gira en su propio eje 1/n veces. Esta operación produce un grupo de curvas de perfil de diente del rotor interior provisional. La envolvente del grupo se usa para determinar el perfil de diente del rotor exterior provisional.

A continuación, los perfiles de diente de los rotores interior y exterior provisionales se usan para determinar la posición del extremo de salida de la cara de diente 7a del rotor interior necesaria para cerrar la cámara de bomba (la posición se indica como el punto F en las figuras 12 a 14).

La cara de diente 7c que está en la posición desde el borde de salida, el punto F, al punto de enganche de diente (el punto G en las figuras 12 a 14) se ha modificado en posición desplazándolo a una posición dentro de la curva que forma el perfil de diente original. El perfil después de la modificación de posición se usa como el perfil de diente de la altura de cabeza del rotor interior.

Posteriormente, el centro del rotor interior cuya altura de cabeza tiene el perfil de diente finalmente determinado gira alrededor del centro del rotor exterior cuyo perfil de diente ha de ser determinado finalmente con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e +t. Mientras el centro del rotor interior hace una revolución en la órbita circular, el rotor interior gira en su propio eje 1/n veces. Esta operación produce un grupo de curvas de perfil de diente del rotor interior. La envolvente del grupo se usa para determinar finalmente el perfil de diente del rotor exterior.

La modificación de la posición de la cara de diente 7c se realiza en al menos una de las dos posiciones: una posición se encuentra delante del centro de la curva que forma la altura de cabeza 7 cuando el rotor se gira, y la otra está detrás del centro. La figura 14 representa el caso en el que la modificación se realiza en ambas posiciones.

La posición de extremo de salida F de la cara de diente 7a necesaria para cerrar la cámara de bomba varía según la posición en la que la cámara de bomba se desconecta del orificio de aspiración y el orificio de distribución. Hay dos métodos para la desconexión: un método desconecta la cámara de bomba del orificio de aspiración y el orificio de distribución en la posición donde la cámara de bomba llega al volumen máximo, y el otro método desconecta la cámara de bomba del orificio de aspiración y el orificio de distribución en la posición donde el volumen de la cámara de bomba comienza a disminuir del valor máximo. La cara de diente 7a tiene una región más pequeña en el último caso que en el primer caso.

Las figuras 15A y 15B muestran desplazamientos de la holgura entre rotores de la bomba antes de que el perfil de diente del rotor interior sea modificado. Las figuras 16A y 16B muestran desplazamientos de la holgura entre rotores de la bomba después de que el perfil de diente del rotor interior ha sido modificado.

La medición de los desplazamientos se realizó usando los rotores interior y exterior que tienen las características siguientes:

Rotor interior:

Número de dientes: 10

Círculo de la altura de cabeza: diámetro: 68,20

Círculo de paso: diámetro: 62,00

Elipse usada para formar la altura de cabeza: mitad del eje menor: 4,17655, mitad del eje principal: 4,91633

Círculo de formación del hipocicloide para formar la altura de pie: diámetro: 3,10

Radio de curvatura de la cara de diente modificada: 5,3

Rotor exterior:

Número de dientes: 11

Cantidad de excentricidad entre los dos rotores: 3,10

Valor máximo de la holgura entre rotores: 0,12

Las figuras 15A y 16A muestran ejemplos en los que la posición de holgura cero tiene lugar en la posición donde la parte superior de la altura de cabeza del rotor interior es coincidente con la parte inferior de la altura de pie del rotor exterior. Las figuras 15B y 16B muestran ejemplos en los que la posición de holgura cero tiene lugar en la posición donde la parte inferior de la altura de pie del rotor interior es coincidente con la parte superior de la altura de cabeza del rotor exterior.

En el caso del perfil de diente antes de ser modificado, como se representa en la figura 15A, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente: 0 → 0,013 → 0,106 → 0,148 → 0,136 → 0,122 → 0,120. En la figura 15B, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente: 0 → 0,052 → 0,137 → 0,144 → 0,128 → 0,120.

En contraposición, con el perfil de diente después de ser modificado, como se representa en la figura 16A, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente. 0 → 0,013 → 0,114 → 0,238 → 0,210 → 0,120 → 0,120. En la figura 16B, la holgura entre rotores varía en el orden siguiente: 0 → 0,050 → 0,194 → 0,239 → 0,163 → 0,121. Como se puede ver por estos datos, la holgura en la porción de enganche y la holgura entre rotores en la porción de holgura máxima entre las dos partes superiores tienen solamente una diferencia despreciable de las representadas en las figuras 15A y 15B. Sin embargo, las holguras entre rotores en las otras porciones son considerablemente más grandes que las representadas en las figuras 15A y 15B. Como resultado, el perfil de diente modificado puede evitar no solamente el brusco aumento de la holgura entre rotores de la holgura cero en la porción de enganche (y la generación de ruido acompañante), sino también suprimir el impacto de diente en la porción sin enganche (y la generación de ruido acompañante).

En la realización antes descrita, el rotor interior tiene la altura de cabeza con el perfil formado por una curva que constituye una porción principal de la mitad superior de una elipse. Sin embargo, el perfil no se limita a este tipo. Se puede usar cualquier perfil que tenga una curva lisa, tal como una curva epicicloidal, una curva trocoide, o una curva spline.

REIVINDICACIONES

1. Una bomba de engranajes internos incluyendo:

(a) un rotor interior (1) que tiene una altura de cabeza formada por un epicicloide y una altura de pie formada por un hipocicloide; y

(b) un rotor exterior (2);

teniendo los rotores interior y exterior (1, 2) una excentricidad nominal e entre el centro del rotor interior (1) y el centro del rotor exterior (2) y teniendo un valor máximo t de la holgura entre rotores definida como la holgura mínima entre cada diente del rotor interior (1) y el diente opuesto del rotor exterior (2) cuando el rotor interior (1) es empujado contra el rotor exterior (2) en la posición donde los dientes de los dos rotores enganchan;

caracterizada porque dicho rotor exterior (1) tiene un perfil de diente determinado por los pasos de:

(b1) girar el centro del rotor interior (1) alrededor del centro del rotor exterior (2) con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e+t;

(b2) girar el rotor interior (1) en su propio eje 1/n veces mientras que el centro del rotor interior (1) hace una revolución en la órbita circular, donde "n" es el número de dientes del rotor interior (1);

(b3) trazar la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior (1) formada por su revolución; y

(b4) usar la envolvente como el perfil de diente del rotor exterior (2).

2. Una bomba de engranajes internos incluyendo:

un rotor interior (1) que tiene una altura de cabeza y una altura de pie, estando formada la altura de pie por un hipocicloide; y

un rotor exterior (2);

teniendo los rotores interior y exterior (1, 2) una excentricidad nominal e entre el centro del rotor interior (1) y el centro del rotor exterior (2) y teniendo un valor máximo t de la holgura entre rotores definida como la holgura mínima entre cada diente del rotor interior (1) y el diente opuesto del rotor exterior (2) cuando el rotor interior (1) es empujado contra el rotor exterior (2) en la posición donde los dientes de los dos rotores enganchan;

caracterizada porque

(a) dicha altura de cabeza del rotor interior (1) está formada por una curva lisa incluyendo una de una curva trocoide, una curva spline, o una porción principal de una mitad exterior de una elipse que tiene su eje principal perpendicular a un radio del rotor interior (1),

y porque

(b) dicho rotor exterior (2) tiene un perfil de diente determinado por los pasos de:

(b1) girar el centro del rotor interior (1) alrededor del centro del rotor exterior (2) con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e + t;

(b2) girar el rotor interior (1) en su propio eje 1/n veces mientras que el centro del rotor interior (1) hace una revolución en la órbita circular, donde "n" es el número de dientes del rotor interior (1);

(b3) trazar la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior (1) formada por su revolución; y

(b4) usar la envolvente como el perfil de diente del rotor exterior (2).

3. Una bomba de engranajes internos como la reivindicada en cualquiera de las reivindicaciones 1 o 2, donde

(a1) la altura de cabeza del rotor interior (1) es modificada por los pasos de:

(a1a) girar el centro de un rotor interior provisional alrededor del centro de un rotor exterior provisional con el fin de formar un círculo que tiene un diámetro de 2e + t;

(a1b) girar el rotor interior provisional en su propio eje 1/n veces mientras que el centro del rotor interior provisional hace una revolución en la órbita circular;

(a1c) trazar la envolvente del grupo de las curvas de perfil de diente del rotor interior provisional formada por su revolución;

(a1d) usar la envolvente como el perfil de diente del rotor exterior provisional;

(a1e) usar los perfiles de diente de los rotores interior y exterior provisionales, determinando la posición del extremo de salida de una cara de diente, necesaria para cerrar la cámara de bomba, en la altura de cabeza del rotor interior provisional;

teniendo la cara de diente el extremo delantero en la parte superior de la altura de cabeza;

(a1f) determinar la posición del punto de enganche de diente donde el rotor interior provisional engancha el rotor exterior provisional;

(a1g) desplazar la posición de otra cara de diente que está en la posición de la posición del extremo de salida antes descrito al punto de enganche de diente a una posición dentro de la curva que forma el perfil de diente original; y

(a1h) usar el perfil después de la modificación de posición como el perfil de diente de la altura de cabeza del rotor interior.

FIG. 1

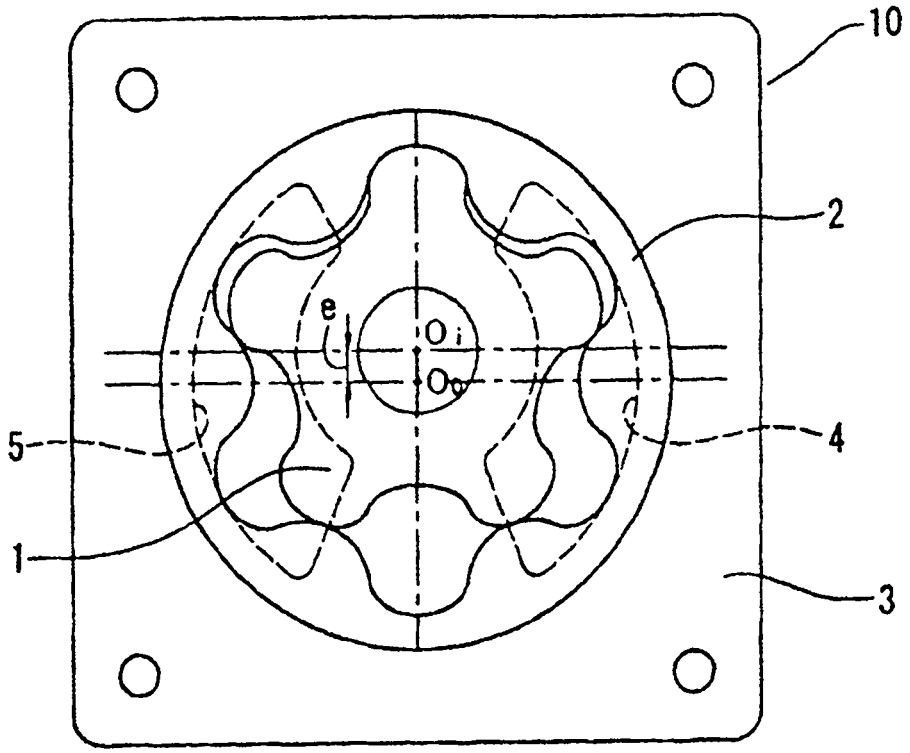


FIG. 2

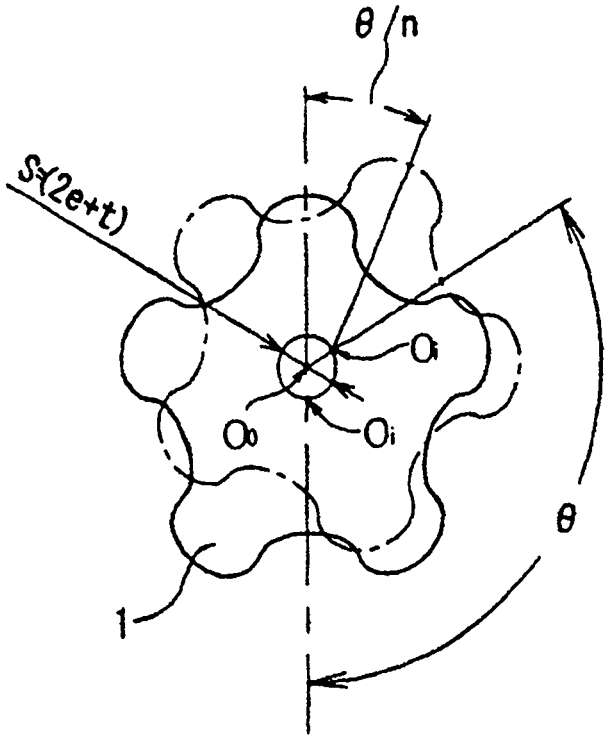
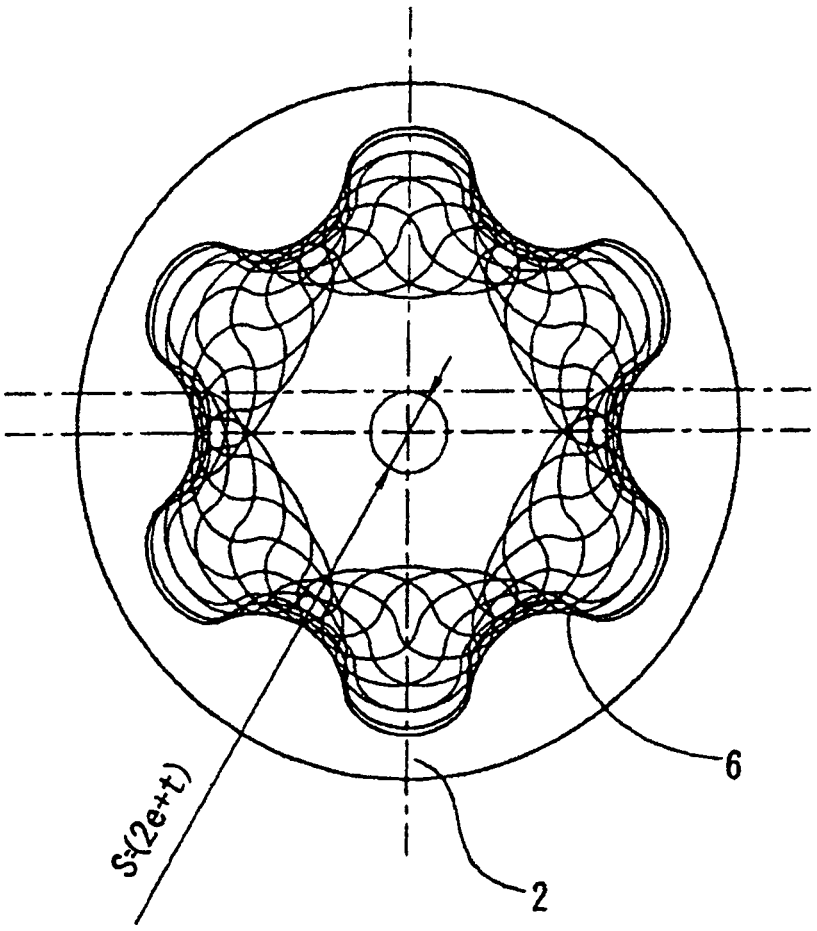


FIG. 3



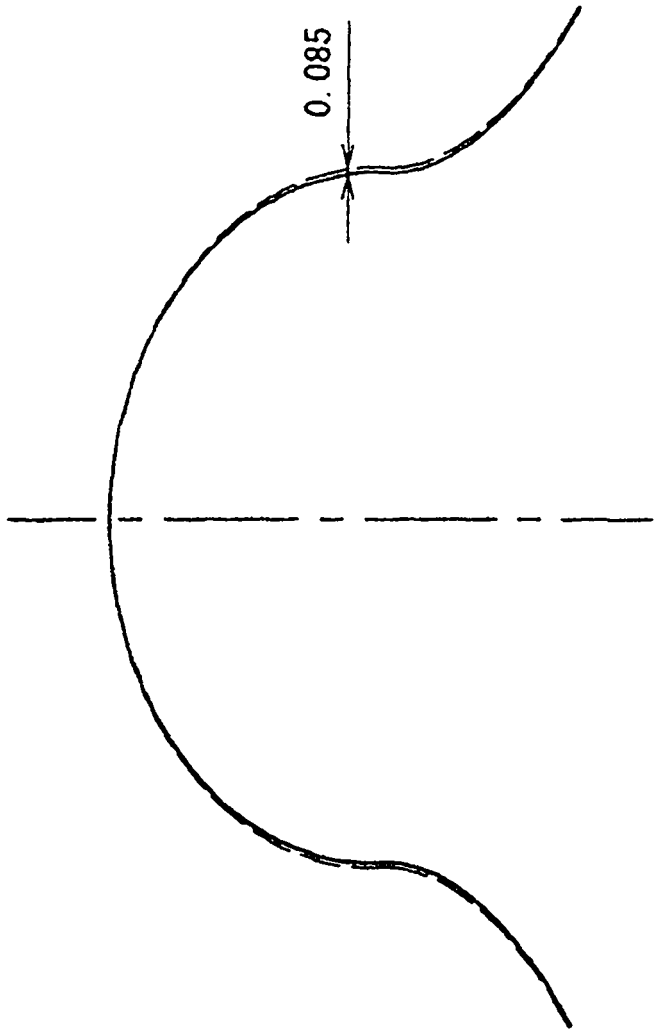


FIG. 4

FIG. 5B

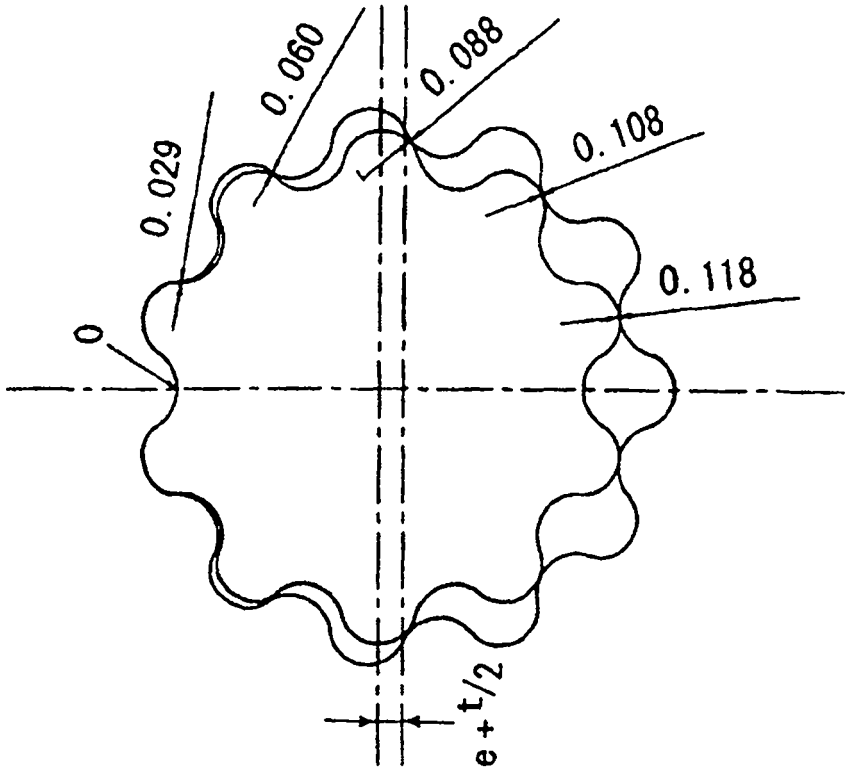


FIG. 5A

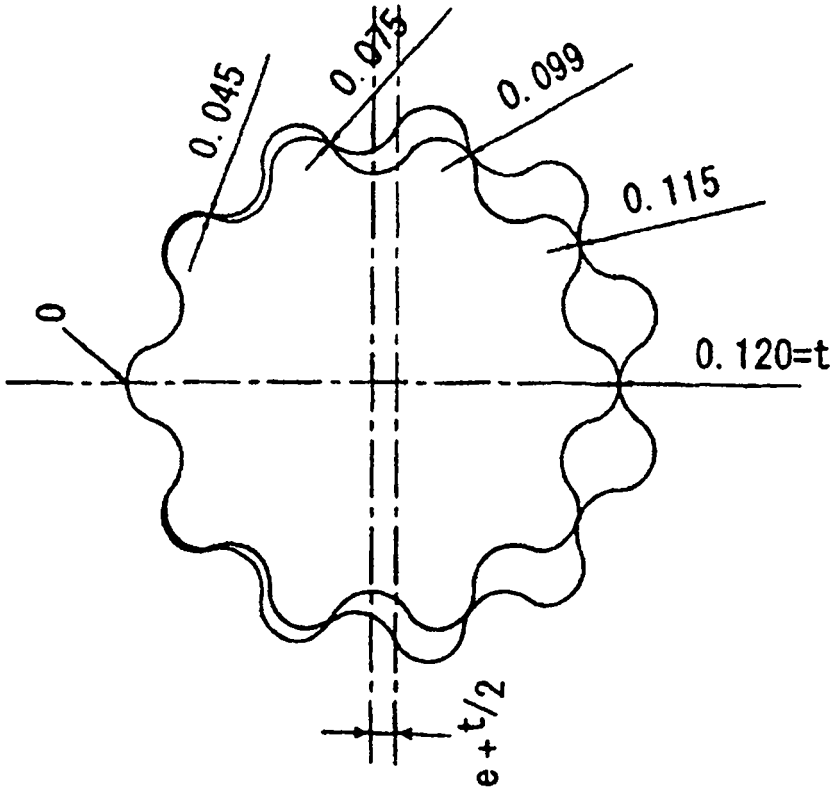


FIG. 6B

TÉCNICA ANTERIOR

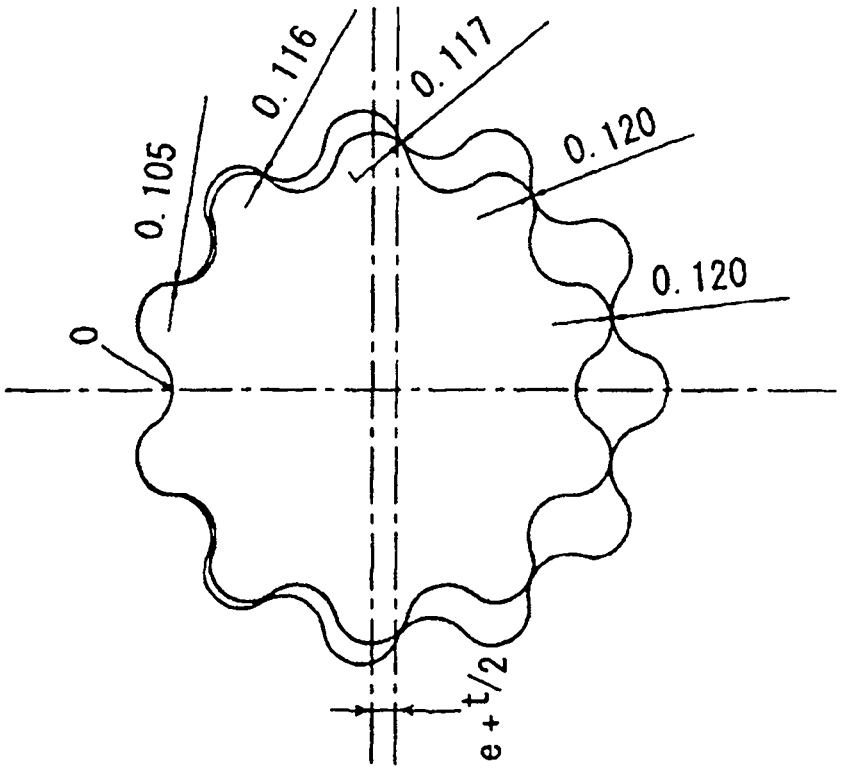


FIG. 6A

TÉCNICA ANTERIOR

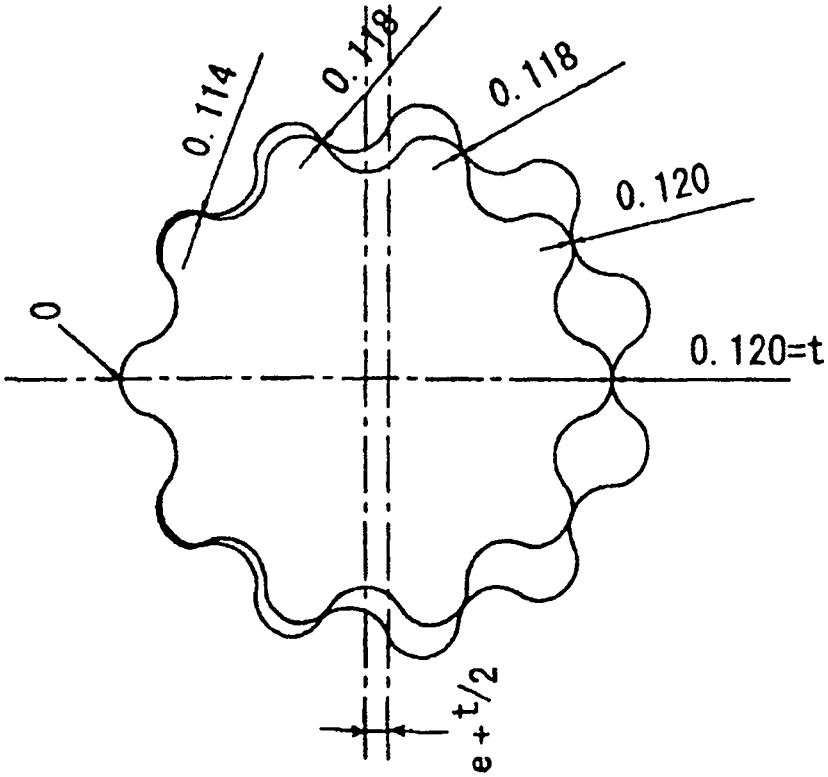


FIG. 7B

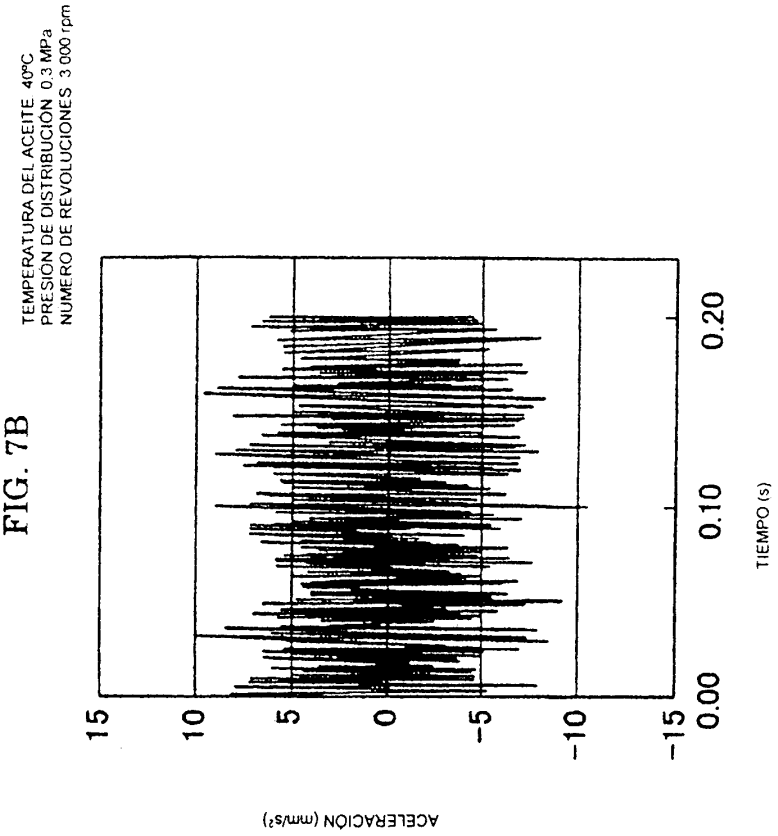

TEMPERATURA DEL ACEITE 40ºC
PRESIÓN DE DISTRIBUCIÓN 0,3 MPa
NÚMERO DE REVOLUCIONES 3.000 rpm
ACELERACIÓN (mm/s²)
15
10
5
0
-5
-10
-15
0.00
0.10
0.20
TIEMPO (s)

FIG. 7A

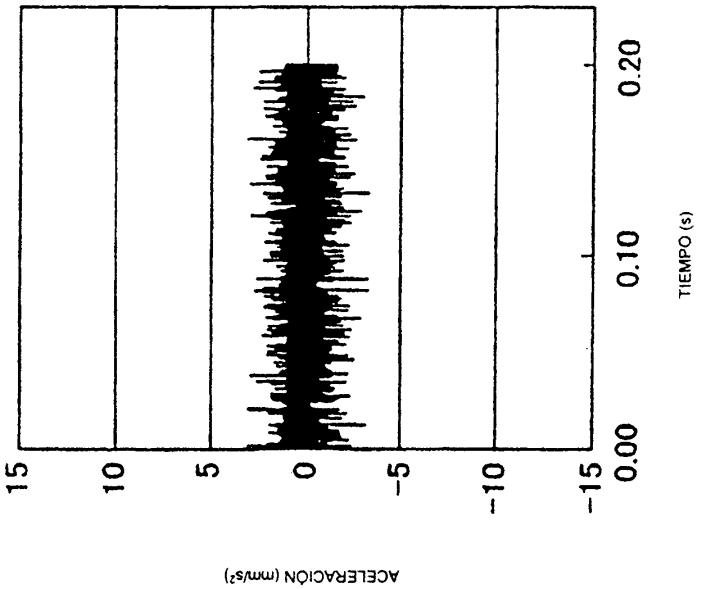

ACELERACIÓN (mm/s²)
15
10
5
0
-5
-10
-15
0.00
0.10
0.20
TIEMPO (s)

FIG. 8A

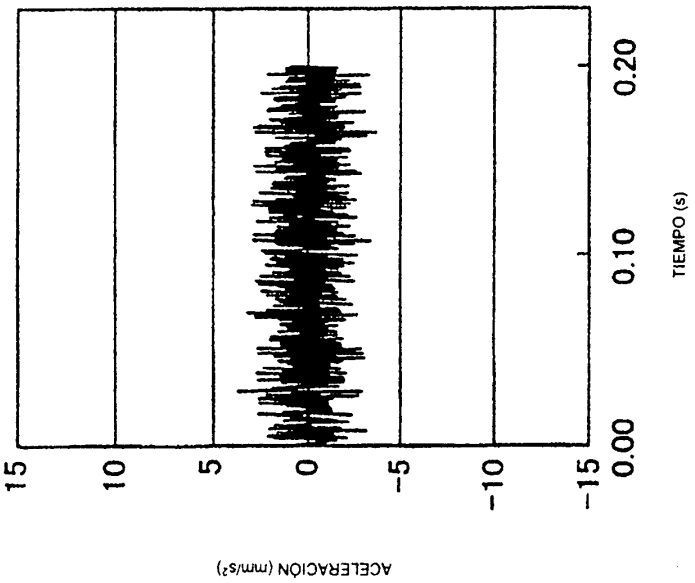

ACELERACIÓN (mm/s²)
15
10
5
0
−5
−10
−15
0.00
0.10
0.20
TIEMPO (s)

FIG. 8B

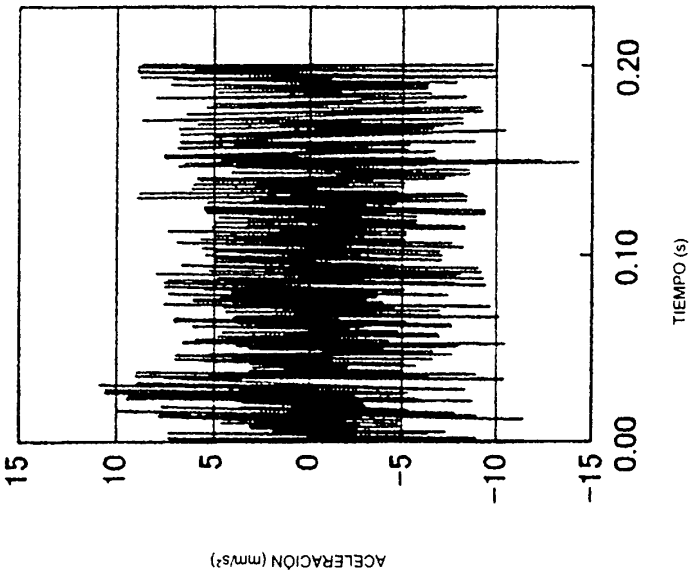

TEMPERATURA DEL ACEITE 40°C
PRESIÓN DE DISTRIBUCIÓN 0.3 MPa
NÚMERO DE REVOLUCIONES 3 000 rpm
ACELERACIÓN (mm/s²)
15
10
5
0
−5
−10
−15
0.00
0.10
0.20
TIEMPO (s)

FIG. 9A

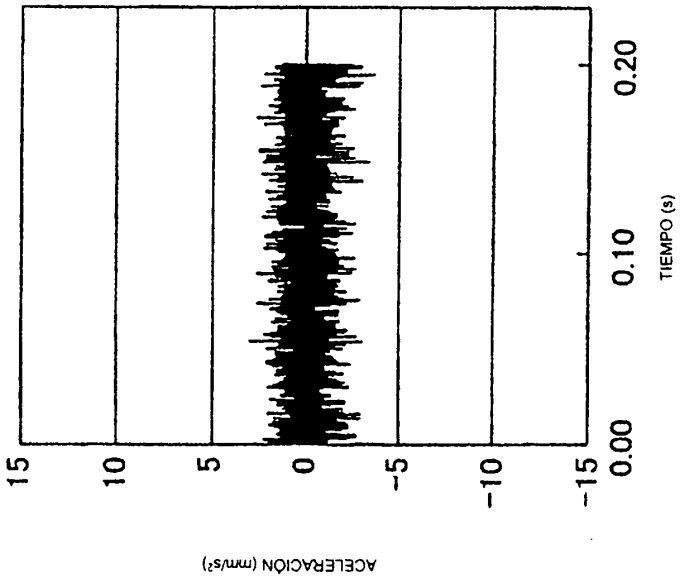


FIG. 9B

TEMPERATURA DEL ACEITE 100°C
PRESIÓN DE DISTRIBUCIÓN 0,3 MPa
NÚMERO DE REVOLUCIONES 3 000 rpm

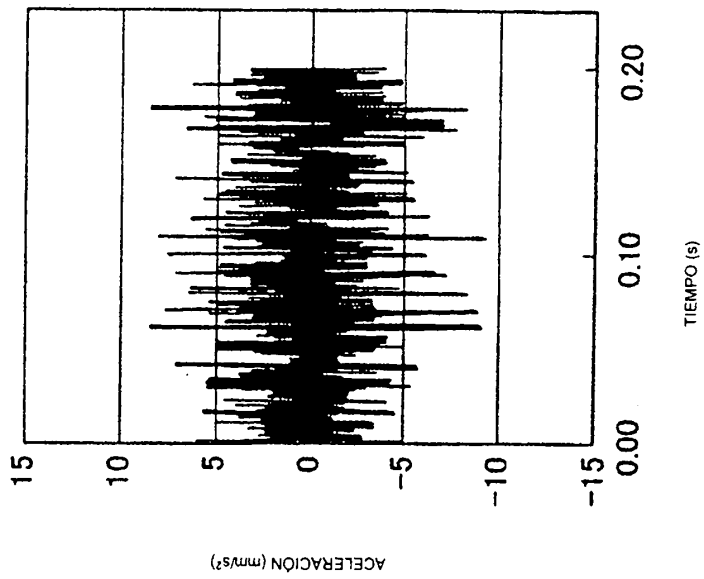


FIG. 10B

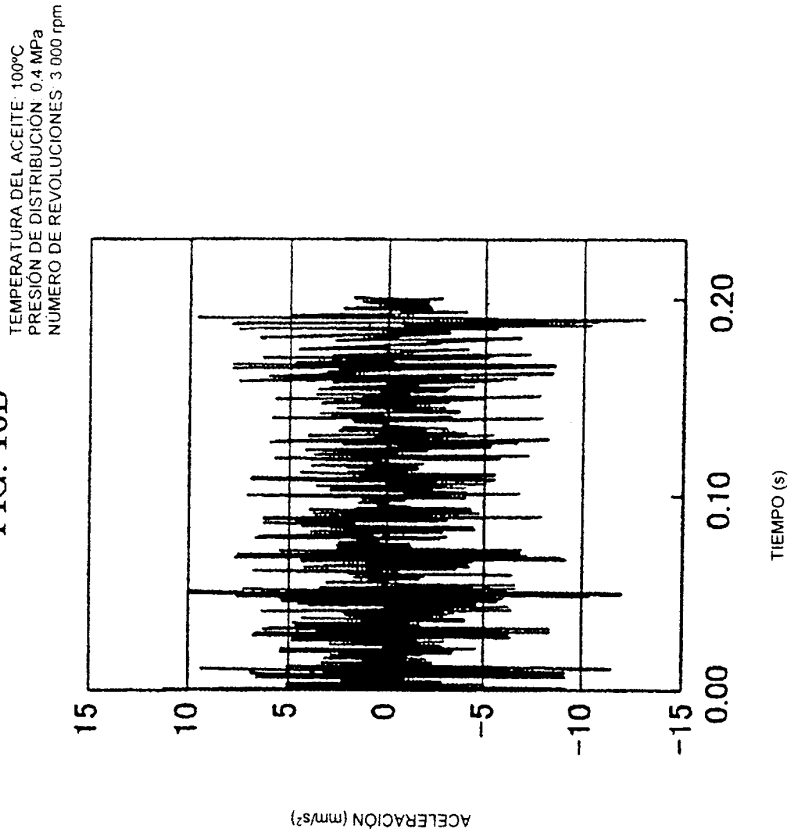


FIG. 10A

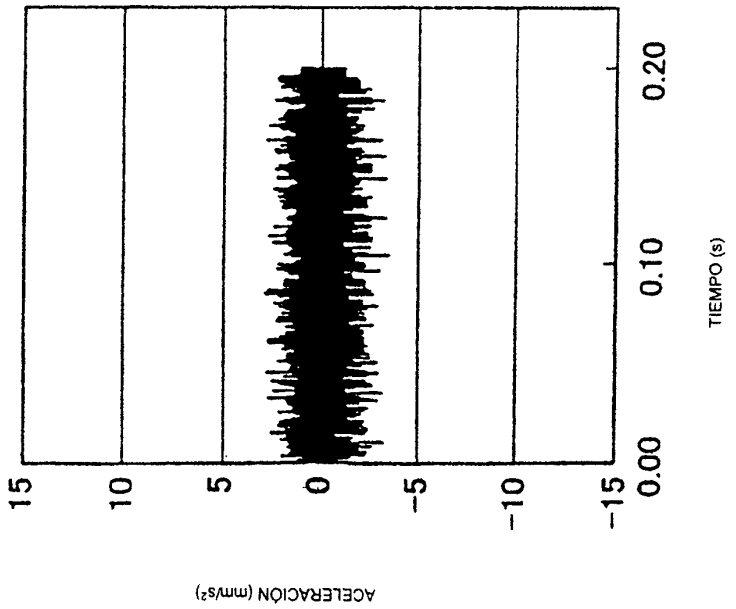
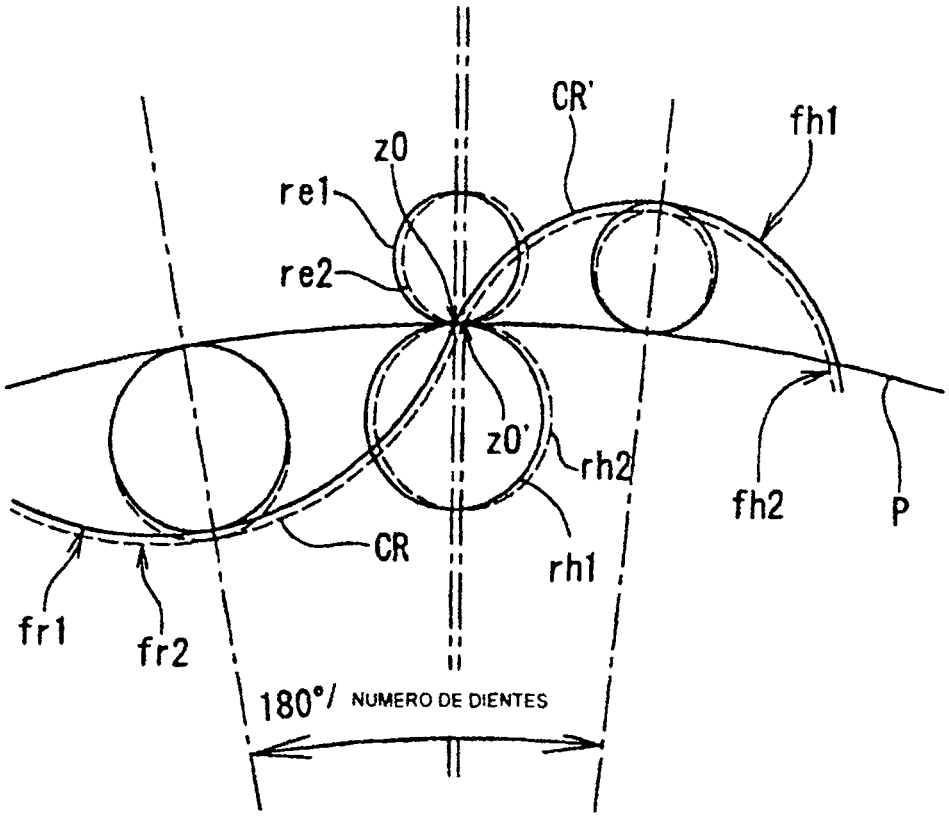


FIG. 11

TECNICA ANTERIOR



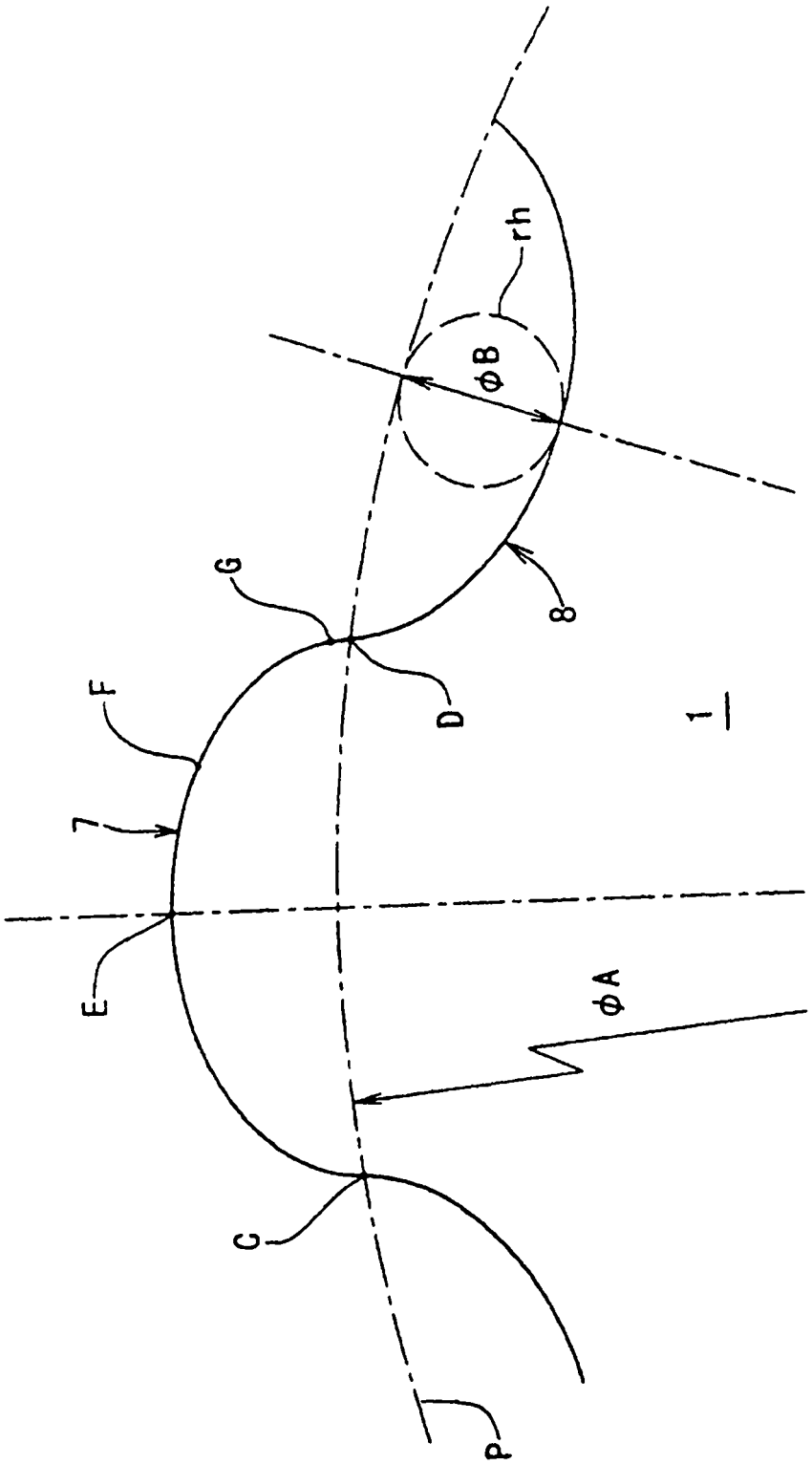


FIG. 12

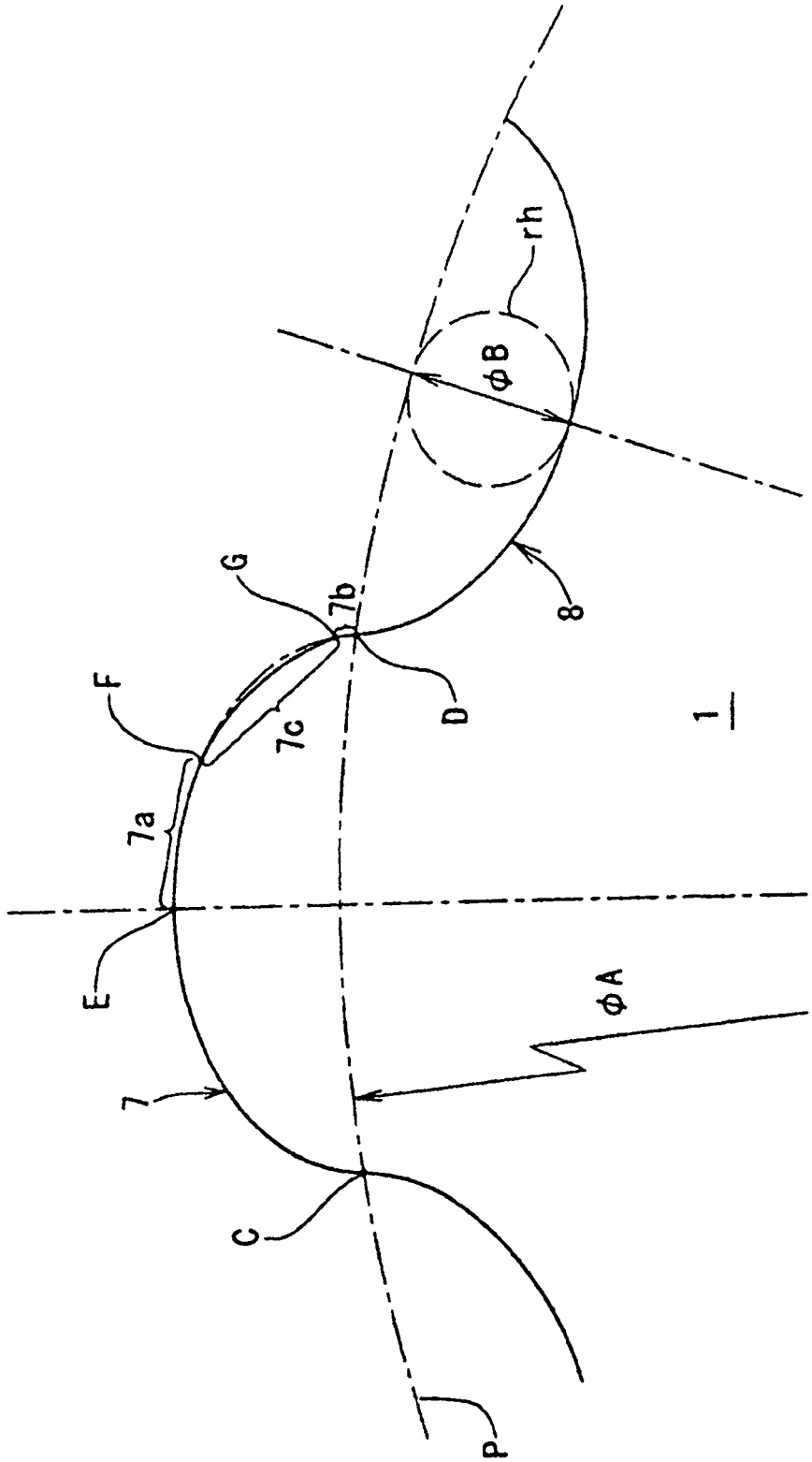


FIG. 13

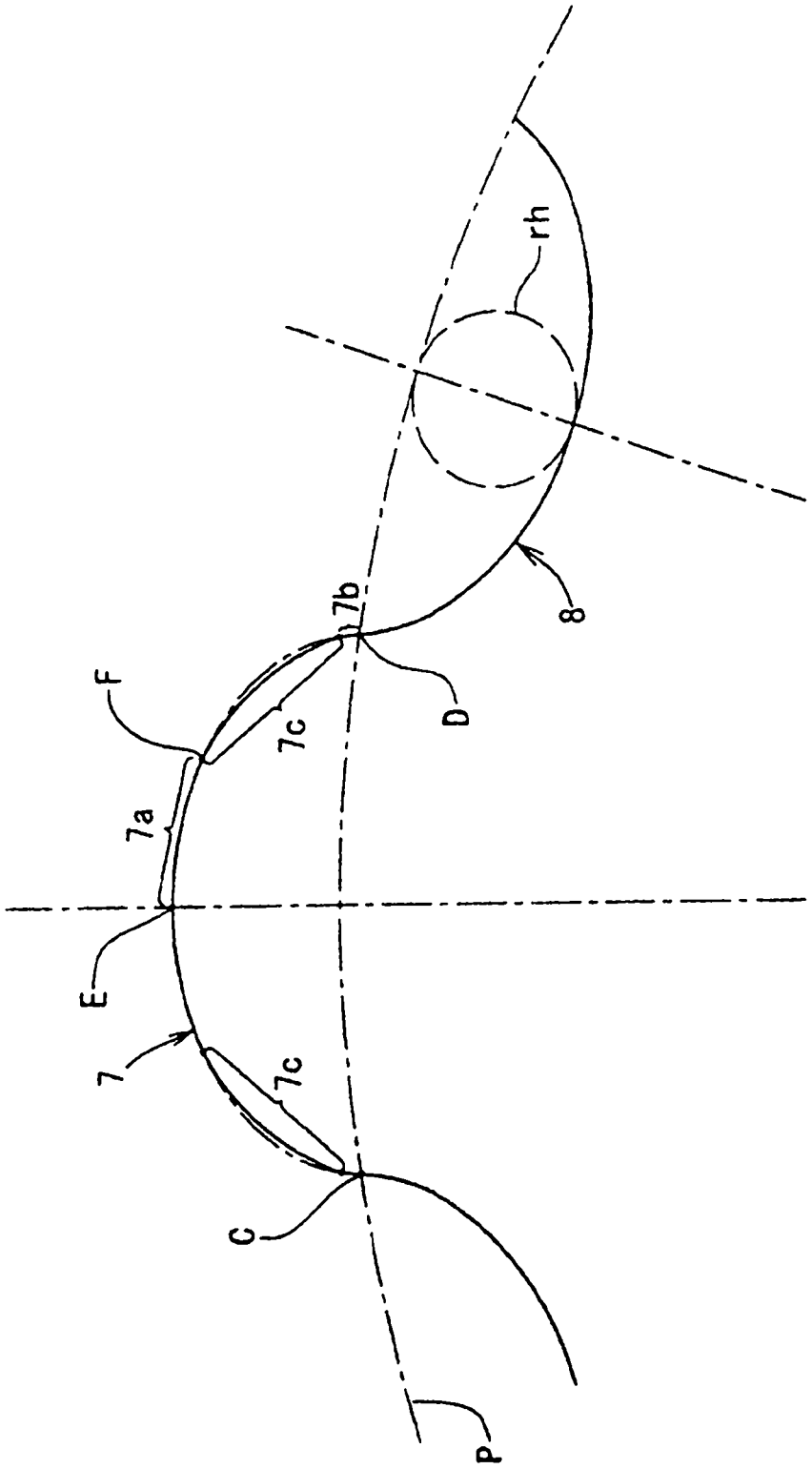


FIG. 14

FIG. 15B

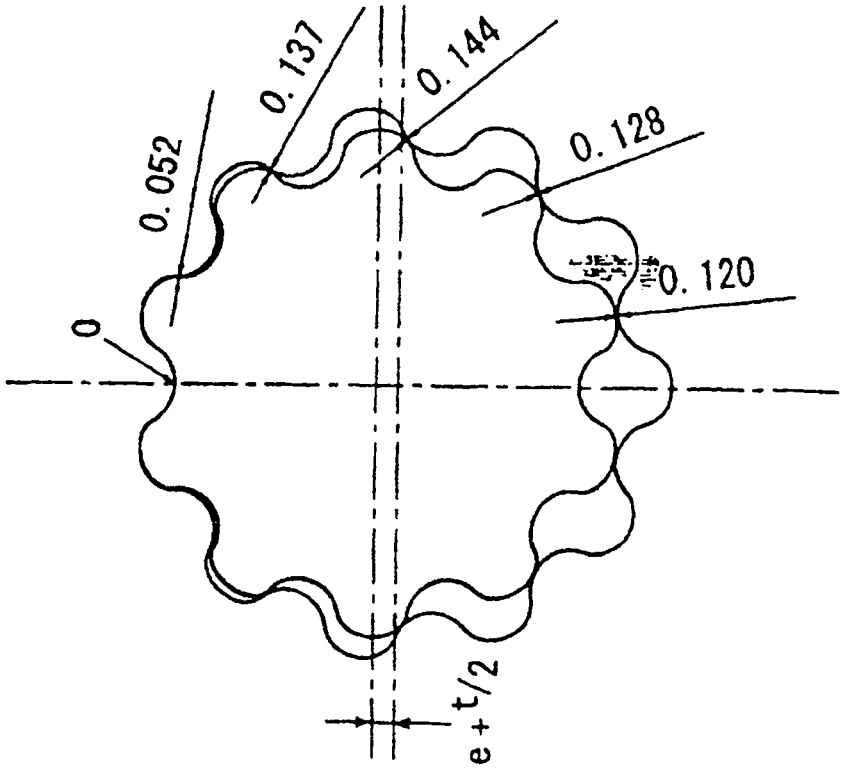


FIG. 15A

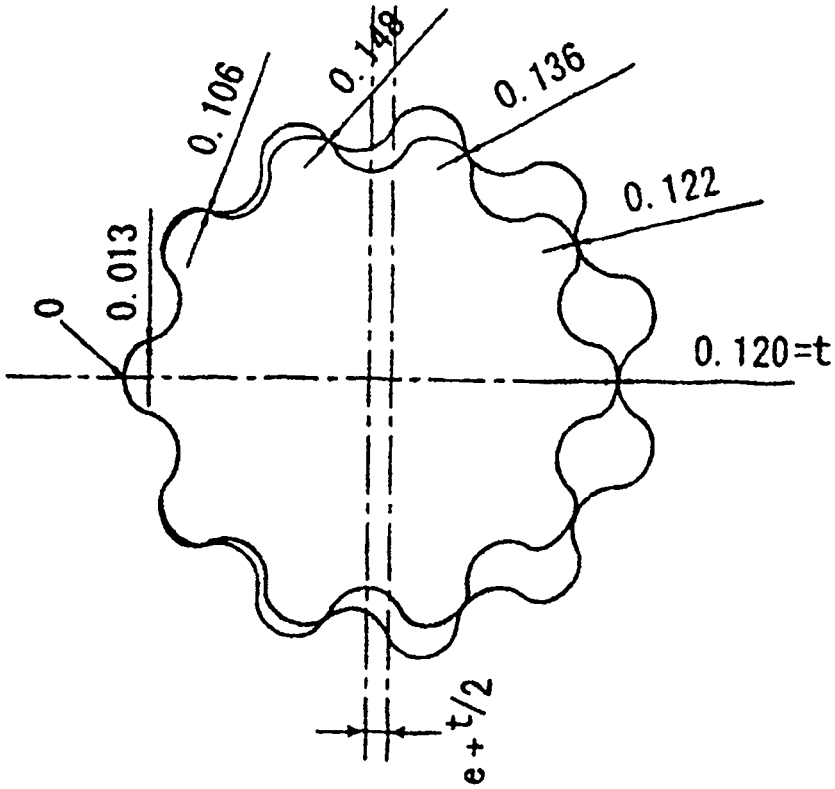


FIG. 16B

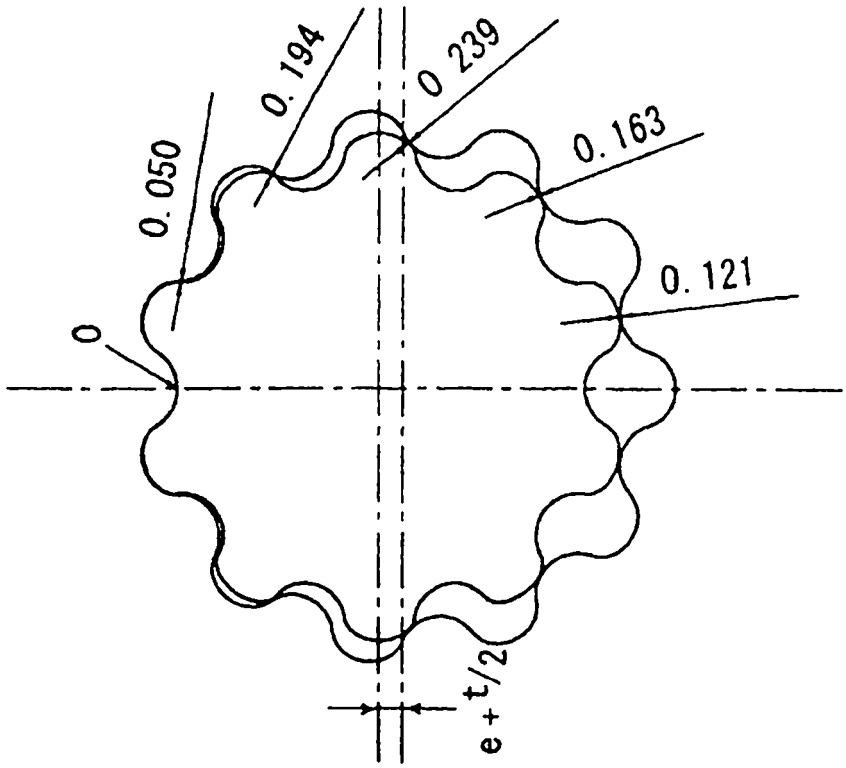
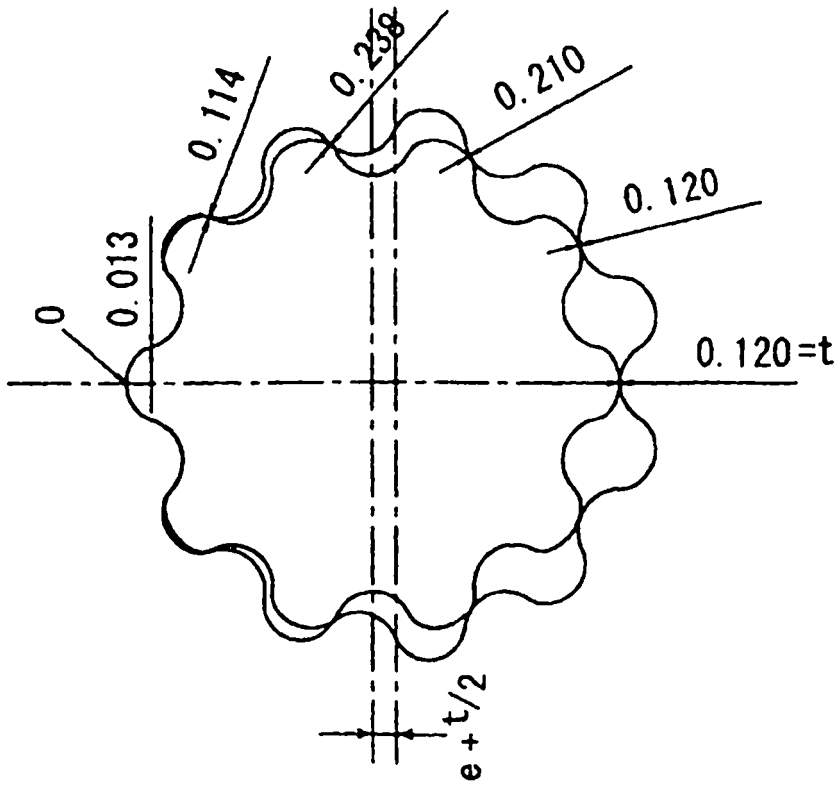



FIG. 16A