

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 692 822**

51 Int. Cl.:

F04C 2/10

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **02.11.2010 PCT/JP2010/069481**

87 Fecha y número de publicación internacional: **19.05.2011 WO11058908**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **02.11.2010 E 10829868 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **15.08.2018 EP 2469092**

54 Título: **Rotor para bomba y bomba de engranajes internos que lo usa**

30 Prioridad:

16.11.2009 JP 2009260944

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

05.12.2018

73 Titular/es:

SUMITOMO ELECTRIC SINTERED ALLOY, LTD.

(100.0%)

2901, Nariwa Nariwa-cho Takahashi-shi

Okayama-ken 716-0192, JP

72 Inventor/es:

UOZUMI, MASATO;

SASAKI, HARUMITSU y

YOSHIDA, KENTARO

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

ES 2 692 822 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

Rotor para bomba y bomba de engranajes internos que lo usa

5 Campo técnico

La presente invención se refiere a un rotor de bomba formado combinando un rotor interior que tiene N dientes y un rotor exterior que tiene (N+1) dientes y disponiendo los rotores excéntricamente uno con relación a otro, y a una bomba de engranajes internos que lo usa.

10

Técnica anterior

Las bombas de engranajes internos equipadas con dicho rotor de bomba en el que la diferencia en el número de dientes es uno, se usan ampliamente como bombas de aceite para motores de vehículos o para transmisiones automáticas (AT). Los documentos de patente (DPTs) 1 a 3 siguientes describen ejemplos de tal bomba de engranajes internos de la técnica relacionada.

15

En una bomba de engranajes internos descrita en DPT 1, los perfiles de diente de un rotor interior y un rotor exterior se forman usando un círculo base, un lugar de un punto en un círculo rodante externo que rueda en contacto con el círculo base sin deslizamiento, y un lugar de un punto en un círculo rodante interno.

20

En una bomba de engranajes internos descrita en DPT 2, los perfiles de diente de altura de cabeza y altura de pie se forman usando dos círculos base que tienen diámetros diferentes, un círculo rodante externo que rueda en contacto con uno de los círculos base sin deslizamiento, y un círculo rodante interno que rueda en contacto con el otro círculo base sin deslizamiento, y los perfiles de diente cicloidales de altura de cabeza y altura de pie están conectados uno con otro usando una curva envolvente.

25

En una bomba de engranajes internos descrita en DPT 3, un perfil de diente de un rotor exterior se forma usando una curva de arco convexa o una curva cicloidal. Entonces, un perfil de diente de un rotor interior se determina rodando el rotor interior dentro del perfil de diente del rotor exterior. Además de estos ejemplos, también se conoce una bomba de engranajes internos que usa un perfil de diente de curva trocoidal.

30

Lista de citas

35 Documentos de patente

DPT 1: Patente japonesa número 3293507

DPT 2: Solicitud de Patente japonesa no examinada publicada número 2008-128041

40

DPT 3: Solicitud de Patente japonesa examinada publicada número 62-57835

DE-39 38 346 se refiere a una bomba de aceite para motores de combustión interna y transmisiones automáticas diseñada como una bomba de engranajes anulares.

45

Resumen de la invención**Problema técnico**

50 En los rotores de bomba de la técnica relacionada que usan un perfil de diente trocoidal o un perfil de diente cicloidal, una posición de trabajo del rotor interior y el rotor exterior está situada hacia delante de un eje excéntrico en la dirección de giro del rotor o en una posición que solapa el eje excéntrico.

El término "eje excéntrico" aquí usado se refiere a una línea que se extiende a través de los centros del rotor interior y el rotor exterior en el caso donde los rotores están dispuestos excéntricamente uno con relación a otro en el diseño.

55

Además, cuando el rotor interior y el rotor exterior están dispuestos excéntricamente uno con relación a otro en el diseño y el rotor exterior se gira hacia el rotor interior en una dirección opuesta a la dirección de giro, la posición de trabajo es un primer punto de contacto entre el rotor interior y el rotor exterior. Suponiendo que la distancia desde el centro del rotor interior a la posición de trabajo se define como r, un diámetro de paso de trabajo ϕD es $2r$. Un valor mínimo y un valor máximo del diámetro de paso de trabajo medido mientras gira el rotor interior en pequeñas cantidades en la dirección de giro se definen como ϕD_{min} y ϕD_{max} , respectivamente.

60

65 En las bombas de engranajes internos de la técnica relacionada en las que la posición de trabajo está situada hacia delante del eje excéntrico en la dirección de giro del rotor o en una posición que solapa el eje excéntrico, la

pulsación de descarga disminuye con el número creciente de dientes del rotor. Sin embargo, si se incrementa el número de dientes en el rotor asegurando al mismo tiempo una cantidad de descarga requerida, el diámetro de paso de trabajo es mayor, dando lugar a un diámetro exterior incrementado del rotor.

5 En contraposición, en las bombas montadas en vehículos, un diámetro exterior incrementado de un rotor es indeseable dado que en tales bombas son muy deseables la compacidad y la reducción de peso. Debido a estas circunstancias, no se han satisfecho las demandas de incrementar el número de dientes en un rotor manteniendo al mismo tiempo una cantidad de descarga teórica con el mismo diámetro exterior del rotor.

10 Un objeto de la presente invención es satisfacer las demandas de incrementar el número de dientes en un rotor manteniendo al mismo tiempo una cantidad de descarga teórica y el mismo diámetro exterior del rotor que en la técnica relacionada de modo que el rendimiento de la bomba con relación a la pulsación de descarga se mejora debido al número incrementado de dientes.

15 Solución del problema

Con el fin de lograr dicho objeto, la presente invención proporciona un rotor de bomba en línea con la reivindicación 1 y un engranaje interno de bomba según la reivindicación 2. El rotor de bomba logra mejoras en un rotor de bomba formado combinando un rotor interior que tiene N dientes y un rotor exterior que tiene (N+1) dientes y disponiendo los rotores excéntricamente uno con relación a otro, así como en una bomba de engranajes internos que usa el rotor de bomba. Específicamente, cuando los centros del rotor interior y el rotor exterior se ponen en una disposición excéntrica, una posición de trabajo del rotor interior y el rotor exterior siempre está situada hacia atrás de un eje excéntrico en una dirección de giro del rotor.

25 Un valor máximo ϕD_{\max} de un diámetro de paso de trabajo del rotor interior y el rotor exterior satisface la expresión relacional siguiente:

$$\phi D_{\max} < 1,7e \cdot \text{sen}(\pi/180) / \text{sen}\{\pi/(180 \cdot N)\} \quad (\text{Expresión 1})$$

30 de modo que se puede lograr la configuración antes descrita en la que la posición de trabajo del rotor interior y el rotor exterior siempre está situada hacia atrás del eje excéntrico en la dirección de giro del rotor.

Aquí, e denota una cantidad de excentricidad entre el rotor interior y el rotor exterior, y

35 N denota el número de dientes en el rotor interior.

Con respecto al rotor interior del rotor de bomba según la presente invención, una o ambas de una curva de altura de cabeza y una curva de altura de pie de un perfil de diente se forma(n) preferiblemente con un método de la figura 2(a) y la figura 2(b) (este método se describirá en detalle más adelante).

40 Con respecto al rotor exterior del rotor de bomba según la presente invención, un perfil de diente del rotor exterior se forma preferiblemente por una envolvente de las curvas de perfil de diente del rotor interior formada haciendo que el rotor interior gire mientras da vueltas a lo largo de un círculo que es concéntrico con el rotor exterior. Esto también se describirá en detalle más adelante.

45 Efectos ventajosos de la invención

En el rotor de la bomba de engranajes internos de la técnica relacionada que usa una curva trocoidal o una curva cicloidal para un perfil de diente, la posición de trabajo del rotor interior y el rotor exterior siempre está situada hacia delante del eje excéntrico en la dirección de giro del rotor o en una región que se extiende desde una posición situada hacia atrás a una posición situada hacia delante del eje excéntrico en la dirección de giro del rotor.

En el caso donde la posición de trabajo está situada hacia delante del eje excéntrico en la dirección de giro del rotor o en una posición que solapa el eje excéntrico, el valor máximo ϕD_{\max} del diámetro de paso de trabajo satisface la expresión relacional siguiente:

$$\phi D_{\max} \geq 1,7e \cdot \text{sen}\alpha / \text{sen}(\alpha/N)$$

60 donde e denota una cantidad de excentricidad entre el rotor interior y el rotor exterior, N denota el número de dientes en el rotor interior, y α (radián) denota un ángulo de minuto, suponiendo aquí que $\alpha = \pi/180$.

En base a esta expresión relacional, cuando la cantidad de excentricidad e es fija y el número N de dientes en el rotor interior se incrementa, el diámetro exterior del rotor tiene que incrementarse inevitablemente dado que el diámetro de paso de trabajo es mayor.

65

5 Cuando el diámetro de paso de trabajo es fijo y el número N de dientes en el rotor interior se incrementa, la cantidad de excentricidad e se reduce, dando lugar a una cantidad de descarga teórica reducida. Específicamente, con el rotor de bomba de la técnica relacionada, cuando se incrementa el número N de dientes del rotor, la demanda de la configuración de cuerpo del rotor o la cantidad de descarga teórica no puede cumplirse.

10 Como una contramedida contra este problema, un tipo que satisface dicha expresión (1) evita que el diámetro de paso de trabajo sea mayor cuando la cantidad de excentricidad e es fija y el número N de dientes del rotor interior se incrementa. Además, cuando el diámetro de paso de trabajo φD es fijo y el número N de dientes del rotor interior se incrementa, se evita que la cantidad de excentricidad e sea menor. Por lo tanto, el número N de dientes puede incrementarse sin producir un aumento del diámetro exterior del rotor o una disminución de la cantidad de descarga, logrando por ello una presión de descarga estable y una mayor cantidad de descarga.

15 El rotor de bomba descrito anteriormente como un ejemplo preferido tiene un alto grado de flexibilidad de diseño del perfil de diente y puede satisfacer fácilmente dicha expresión (1).

Breve descripción de los dibujos

20 [Figura 1] La figura 1 es una vista de extremo que ilustra un ejemplo de un rotor de bomba según la presente invención.

[Figura 2(a)] La figura 2(a) ilustra un método de formación de perfil de diente para un rotor interior usado en el rotor de bomba de la figura 1.

25 [Figura 2(b)] La figura 2(b) es una vista gráfica que ilustra cómo el centro de un círculo de formación de altura de cabeza se mueve en dicho método.

[Figura 3] La figura 3 ilustra un método de formación de perfil de diente para un rotor exterior usado en el rotor de bomba de la figura 1.

30 [Figura 4] La figura 4 es una vista de extremo que ilustra un estado donde una cubierta de una caja de bomba se ha quitado de una bomba de engranajes internos que usa el rotor de bomba de la figura 1.

35 [Figura 5(a)] La figura 5(a) es una vista de extremo que ilustra un perfil de diente de un rotor de bomba de la muestra número 1 correspondiente a un ejemplo práctico de la presente invención.

[Figura 5(b)] La figura 5(b) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 6° desde el estado de la figura 5(a).

40 [Figura 5(c)] La figura 5(c) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 15° desde el estado de la figura 5(a).

[Figura 5(d)] La figura 5(d) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 18° desde el estado de la figura 5(a).

45 [Figura 5(e)] La figura 5(e) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 24° desde el estado de la figura 5(a).

50 [Figura 5(f)] La figura 5(f) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 30° desde el estado de la figura 5(a).

[Figura 6(a)] La figura 6(a) es una vista de extremo que ilustra un perfil de diente de un rotor de bomba de la muestra número 2 correspondiente a un ejemplo práctico de la presente invención.

55 [Figura 6(b)] La figura 6(b) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 10° desde el estado de la figura 6(a).

[Figura 6(c)] La figura 6(c) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 20° desde el estado de la figura 6(a).

60 [Figura 6(d)] La figura 6(d) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 30° desde el estado de la figura 6(a).

65 [Figura 6(e)] La figura 6(e) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 35° desde el estado de la figura 6(a).

[Figura 6(f)] La figura 6(f) ilustra un diámetro de paso de trabajo en una posición donde el rotor interior se ha girado 40° desde el estado de la figura 6(a).

Descripción de realizaciones

5 Un rotor de bomba y una bomba de engranajes internos que lo usa según realizaciones de la presente invención se describirán a continuación con referencia a los dibujos adjuntos de las figuras 1 a 6(f). Un rotor de bomba 1 representado en la figura 1 se forma combinando un rotor interior 2 y un rotor exterior 3, que tiene un diente más que el rotor interior, y disponiendo excéntricamente los rotores uno con relación a otro. Un perfil de diente del rotor interior 2 del rotor de bomba 1 se forma con el método siguiente. Una descripción detallada del método de formación de perfil de diente se dará con referencia a la figura 2(a) y la figura 2(b).

15 El método de formación de perfil de diente de la figura 2(a) y la figura 2(b) implica mover cada círculo de formación B, C que tiene un diámetro B_d , C_d y que tiene, en su circunferencia, un punto j alineado con un punto de referencia J en un círculo de referencia A, que tiene un diámetro A_d y está centrado en un centro O_i del rotor interior, de modo que se cumplen las condiciones siguientes (1) a (3), y dibujando una curva de lugar formada por el punto j durante ese tiempo. Posteriormente, la curva de lugar se invierte simétricamente con respecto a una línea L_2 , L_3 que se extiende desde el centro O_i del rotor interior a un punto de altura de cabeza T_T o un punto de altura de pie T_B . Una curva que es simétrica con respecto a la línea L_2 , L_3 es una o ambas de una curva de altura de cabeza y una curva de altura de pie del perfil de diente del rotor interior 2.

Condiciones de movimiento de los círculos de formación B y C

25 (1) Cada círculo de formación (B, C) está dispuesto de modo que el punto (j) en el círculo de formación esté en alineación con el punto de referencia (J) en el círculo de referencia (A). Un centro (p_a , p_b) del círculo de formación en ese tiempo se pone como un punto de inicio de movimiento (S_{pa} , S_{pb}). Posteriormente, el círculo de formación (B, C) se dispone de modo que el punto (j) en el círculo de formación se coloque en el punto de altura de cabeza (T_T) o el punto de altura de pie (T_B), y el centro (p_a , p_b) del círculo de formación en ese tiempo se pone como un punto de fin de movimiento (L_{pa} , L_{pb}). Entonces, el centro (p_a , p_b) del círculo de formación se mueve a lo largo de una curva de movimiento de centro de círculo de formación (AC_1 , AC_2) que se extiende desde el punto de inicio de movimiento (S_{pa} , S_{pb}) al punto de fin de movimiento (L_{pa} , L_{pb}), y el círculo de formación (B, C) gira a una velocidad angular constante en la misma dirección que la dirección de movimiento del círculo.

35 (2) Cuando el círculo de formación (B, C) se mueve desde el punto de inicio de movimiento (S_{pa} , S_{pb}) al punto de fin de movimiento (L_{pa} , L_{pb}), la curva de movimiento de centro de círculo de formación (AC_1 , AC_2) aumenta en la distancia entre el centro (O_i) del rotor interior y el centro (p_a , p_b) del círculo de formación para la curva de altura de cabeza y disminuye en la distancia para la curva de altura de pie.

40 (3) La distancia entre el punto de altura de cabeza (T_T) y el centro O_i del rotor interior es mayor que la suma del radio del círculo de referencia A y el diámetro del círculo de formación en el tiempo del inicio del movimiento, o la distancia entre el punto de altura de pie (T_B) y el centro O_i del rotor interior es menor que la diferencia entre el radio del círculo de referencia A y el diámetro del círculo de formación en el tiempo del inicio del movimiento.

45 En la formación de perfil de diente del rotor interior 2 usando este método, el círculo de formación de altura de cabeza B se mueve en un rango del ángulo O_T desde el punto de inicio de movimiento S_{pa} al punto de fin de movimiento L_{pa} mientras gira a una velocidad angular constante hacia la línea L_2 , y también se mueve una distancia R en la dirección radial del círculo de referencia A durante ese tiempo.

50 El círculo de formación de altura de cabeza B gira un ángulo θ durante el recorrido desde el punto de inicio de movimiento S_{pa} al punto de fin de movimiento L_{pa} . Específicamente, el punto j en el círculo de formación gira el ángulo θ de modo que llegue al punto de altura de cabeza T_T . Una curva que constituye la mitad de la curva de altura de cabeza del rotor interior es trazada por el lugar del punto j formado durante el movimiento del círculo de formación de altura de cabeza B desde el punto de inicio de movimiento S_{pa} al punto de fin de movimiento L_{pa} .

55 En este caso, la dirección de giro del círculo de formación de altura de cabeza B es la misma que su dirección de movimiento en el rango de ángulo θ_T .

Específicamente, cuando la dirección de giro es hacia la derecha, la dirección de movimiento del círculo de formación de altura de cabeza B también es hacia la derecha.

60 La curva trazada de esta manera está invertida con respecto a la línea L_2 . Específicamente, la curva se hace en forma simétrica con respecto a la línea L_2 . En consecuencia, se forma la curva de altura de cabeza del rotor interior 2.

65 La curva de altura de pie puede trazarse de manera similar. El círculo de formación de altura de pie C que tiene un diámetro ϕC_d es movido en un rango de ángulo θ_B desde el punto de inicio de movimiento S_{pb} al punto de fin de

movimiento L_{pb} , girándose al mismo tiempo a una velocidad angular constante en una dirección opuesta a la dirección de giro del círculo de formación de altura de cabeza B. El punto j en la circunferencia del círculo de formación de altura de pie C avanza desde la posición donde el punto j está alineado con el punto de referencia J en el círculo de referencia A al punto de altura de pie T_B puesto en la línea L_3 , y una curva que constituye la mitad de la curva de altura de pie del rotor interior es trazada por el lugar del punto j.

Cada uno de los círculos de formación B y C usados en este método es un círculo que se mueve desde el punto de inicio de movimiento al punto de fin de movimiento manteniendo al mismo tiempo su diámetro constante o un círculo que se mueve desde el punto de inicio de movimiento al punto de fin de movimiento reduciendo al mismo tiempo su diámetro (preferiblemente, un círculo cuyo diámetro en el punto de fin de movimiento no es menor que 0,2 veces su diámetro en el punto de inicio de movimiento).

Preferiblemente, cada una de las curvas AC_1 y AC_2 es una curva que usa una función de seno y satisface la expresión siguiente con respecto a una cantidad de cambio o en la distancia desde el centro O_i del rotor interior a la curva AC_1 , AC_2 :

$$\Delta R = R_x \text{sen}((\pi/2) \times (m/s)) \quad (\text{Expresión 2})$$

donde

R: (la distancia (R_1) desde el centro (O_i) del rotor interior al punto de fin de movimiento (L_{pa}) en el centro (pa) del círculo de formación) - (la distancia (R_0) desde el centro (O_i) del rotor interior al punto de inicio de movimiento (Spa) en el centro (pa) del círculo de formación) o (la distancia (r_0) desde el centro (O_i) del rotor interior al punto de inicio de movimiento (Spb) en el centro (pb) del círculo de formación) - (la distancia (r_1) desde el centro (O_i) del rotor interior al punto de fin de movimiento (L_{pb}) en el centro (pb) del círculo de formación),

s: el número de pasos, y

$$m = 0 \rightarrow s.$$

El número de pasos s se refiere al número de segmentos en los que un ángulo (θ_T : $\angle LSpa, O_i$, y Lpa , y θ_B : $\angle LSpb, O_i$, y Lpb) formado por el punto de inicio de movimiento (Spa, Spb), el centro (O_i) del rotor interior, y el punto de fin de movimiento (Lpa, Lpb) está igualmente segmentado.

Cada una de las curvas AC_1 y AC_2 puede ser alternativamente una curva de coseno, una curva de orden alto, una curva de arco, una curva elíptica, o una curva formada por una combinación de estas curvas y una línea recta que tiene una inclinación fija.

Además, es preferible que los círculos de formación B y C sean movidos a lo largo de las curvas AC_1 y AC_2 en las que una tasa de cambio $\Delta R'$ de la cantidad de cambio ΔR es cero en los puntos de fin de movimiento Lpa y Lpb .

Haciendo cada una de las curvas AC_1 y AC_2 de la figura 2(a) de tal manera que la cantidad de cambio ΔR en la expresión (2) sea cero en el punto de fin de movimiento Lpa, Lpb en el centro del círculo de formación correspondiente, se evita que las alturas de cabeza o las alturas de pie trazadas por el lugar del punto j en el círculo de formación de altura de cabeza B o el círculo de formación de altura de pie C sean pronunciadas. Por lo tanto, se logran las ventajas de evitar el ruido durante la operación de la bomba y de mejorar la durabilidad del rotor.

Si cada uno de los círculos de formación B y C se mueve desde el punto de inicio de movimiento (Spa, Spb) al punto de fin de movimiento (Lpa, Lpb) reduciendo al mismo tiempo su diámetro, una cantidad de cambio Δr en su diámetro satisface preferiblemente la expresión siguiente:

$$\Delta r = ((\text{diámetro en el punto de inicio de movimiento}) - (\text{diámetro en el punto de fin de movimiento})) \times \text{sen}((\pi/2) \times (m/s)) \quad (\text{Expresión 3})$$

donde s denota el número de pasos, y $m = 0 \rightarrow s$.

Con referencia a la figura 2(a), con una línea que conecta el punto de referencia J en el círculo de referencia A y el centro O_i del rotor interior que se define como una línea L_1 , el punto de altura de cabeza T_T y el punto de altura de pie T_B se ponen respectivamente en la línea L_2 girada desde la línea L_1 un ángulo θ_T y en la línea L_3 girada desde la línea L_1 un ángulo θ_B . Además, el ángulo θ_T entre la línea L_1 y la línea L_2 y el ángulo θ_B entre la línea L_1 y la línea L_3 se ponen en vista del número de dientes y la relación de zonas donde se han de poner las alturas de cabeza y las alturas de pie.

Los puntos de inicio de movimiento Spa y Spb del círculo de formación de altura de cabeza B y el círculo de formación de altura de pie C están dispuestos en la línea L_1 , mientras que los puntos de fin de movimiento Lpa y Lpb están dispuestos respectivamente en las líneas L_2 y L_3 .

Con respecto a la curva de altura de pie del rotor interior 2 obtenida aplicando la curva formada por el método representado en la figura 2(a) y la figura 2(b) a la curva de altura de cabeza, una curva formada con el mismo método para formar la curva de altura de cabeza puede emplearse usando el círculo de formación de altura de pie C, o una curva cicloidal o una curva formada usando una curva trocoidal conocida puede emplearse como una curva de perfil de diente. Igualmente, con respecto a la curva de altura de cabeza del rotor interior 2 obtenida aplicando la curva de perfil de diente formada por el método representado en la figura 2(a) y la figura 2(b) a la curva de altura de pie, puede emplearse una curva cicloidal o una curva formada usando una curva trocoidal.

Un método de formar una curva de perfil de diente para el rotor exterior 3 se representa en la figura 3. El centro O_i del rotor interior 2 gira a lo largo de un círculo S que tiene un diámetro $(2e+t)$ y centrado en un centro O_o del rotor exterior 3. Posteriormente, mientras el centro O_i del rotor interior hace una revolución a lo largo del círculo S, el rotor interior 2 hace $1/N$ rotación. Una envolvente de las curvas de perfil de diente del rotor interior formado de esta manera sirve como una curva de perfil de diente para el rotor exterior.

Específicamente,

e: cantidad de excentricidad entre el centro del rotor interior y el centro del rotor exterior,

t: holgura máxima entre los dientes del rotor exterior y el rotor interior empujado a él, y

N: el número de dientes en el rotor interior.

El rotor de bomba con el perfil de diente formado de esta manera tiene un grado de flexibilidad en el establecimiento de los perfiles de diente del rotor interior y el rotor exterior y en el establecimiento de un diámetro de paso de trabajo ϕD .

Con respecto al diámetro de paso de trabajo ϕD del rotor interior y el rotor exterior, se realiza un proceso de diseño de modo que se cumpla la expresión relacional siguiente:

$$\phi D_{\max} < 1,7e \cdot \text{sen}(\pi/180) / \text{sen}\{\pi/(180 \cdot N)\} \quad (\text{Expresión 1})$$

En el rotor de bomba fabricado de esta manera, el rotor interior 2 y el rotor exterior 3 enganchan en una posición hacia atrás de un eje excéntrico CL en la dirección de giro del rotor.

Realizando el proceso de diseño que satisface dicha expresión (1) para el diámetro de paso de trabajo, el diámetro de paso de trabajo no es demasiado grande y por ello no tiene ningún efecto en el cuerpo del rotor cuando la cantidad de excentricidad e es fija y el número N de dientes en el rotor interior se incrementa. Además, cuando el diámetro de paso de trabajo es fijo y el número N de dientes en el rotor interior se incrementa, se evita que la cantidad de excentricidad e sea menor. Cuando la cantidad de excentricidad e o un valor máximo ϕD_{\max} del diámetro de paso de trabajo es fijo en la expresión (1), la expresión todavía se cumple, aunque el valor de N se incremente en ese estado. Por lo tanto, el número N de dientes puede incrementarse sin tener que hacer más grande el cuerpo del rotor o reducir la cantidad de descarga teórica.

Un ejemplo de una bomba de engranajes internos que usa el rotor de bomba 1 representado en la figura 1 se representa en la figura 4. Una bomba de engranajes internos 4 se forma acomodando el rotor de bomba 1 en una cámara de rotor 6 formada en una caja de bomba 5. La caja de bomba 5 incluye una cubierta (no representada) que cubre la cámara de rotor 6.

Un orificio de admisión 7 y un orificio de descarga 8 están formados en una superficie lateral de la cámara de rotor 6 dispuesta en la caja de bomba 5. Se ha formado una cámara de bomba 9 entre el rotor interior 2 y el rotor exterior 3. La capacidad de esta cámara de bomba 9 aumenta o disminuye cuando el rotor gira. En un proceso de admisión, la capacidad de la cámara de bomba 9 aumenta, y se introduce un líquido, tal como aceite, a la cámara de bomba 9 a través del orificio de admisión 7.

En un proceso de descarga, la capacidad de la cámara de bomba 9 disminuye cuando el rotor gira, de modo que el líquido dentro de la cámara de bomba 9 es distribuido al orificio de descarga 8. En la figura 4, el número de referencia 10 denota un agujero de eje formado en el rotor interior 2, y un eje de accionamiento (no representado) que gira el rotor se extiende a través de este agujero de eje 10.

Ejemplo práctico 1

Las figuras 5(a) a 6(f) ilustran un ejemplo práctico del rotor de bomba según la presente invención. El rotor de bomba 1 de la figura 5 incluye una combinación del rotor interior 2 que tiene 10 dientes y el rotor exterior 3 que tiene 11 dientes, y el rotor de bomba 1 de la figura 6 incluye una combinación del rotor interior 2 que tiene ocho dientes y el rotor exterior 3 que tiene nueve dientes.

- 5 Con respecto al rotor de bomba 1 de la figura 5(a) a la figura 5(f), las curvas de perfil de diente tanto para las alturas de cabeza como para las alturas de pie del rotor interior 2 se forman usando el método de las figuras 2(a) y 2(b). Además, se usan curvas sinusoidales de tal manera que la cantidad de cambio ΔR en la distancia desde el centro del rotor interior a las respectivas curvas AC_1 y AC_2 sea cero en los puntos de fin de movimiento correspondientes. Las especificaciones de diseño se muestran bajo el número de muestra 1 en la Tabla I.
- 10 Con respecto al rotor de bomba 1 de la figura 6(a) a la figura 6(f), las curvas de perfil de diente tanto para las alturas de cabeza como para las alturas de pie del rotor interior 2 se forman usando el método de las figuras 2(a) y 2(b). Además, se usan curvas sinusoidales de tal manera que la cantidad de cambio ΔR sea cero en los puntos de fin de movimiento correspondientes. Las especificaciones de diseño se muestran bajo el número de muestra 2 en la Tabla I. Con respecto al rotor exterior 3 en el rotor de bomba según cada una de las muestras 1 y 2, la curva de perfil de diente se forma usando el método de la figura 3 que usa la envuelta de perfiles de diente del rotor interior.
- 15 Con respecto al rotor interior 2 según cada muestra número 3 a 5, las curvas de perfil de diente tanto para las alturas de cabeza como para sus alturas de pie se forman usando el método de las figuras 2(a) y 2(b). Las especificaciones de diseño se exponen en la Tabla I.

[Tabla I]

Muestra número	1	2	3	4	5
Número N de dientes en el rotor interior	10	8	8	14	12
Diámetro de altura de cabeza (mm) del rotor interior	45,08	45,08	33,41	58,93	49,52
Diámetro de altura de pie (mm) del rotor interior	31,48	31,48	22,41	47,97	39,64
Diámetro de altura de pie (mm) del rotor exterior	51,94	51,92	39	64,53	54,64
Diámetro de altura de cabeza (mm) del rotor exterior	38,34	38,32	28	53,57	44,76
Cantidad de excentricidad e (mm)	3,4	3,4	2,75	2,74	2,47
Diámetro (mm) del círculo de referencia A	36	37	26,83	52,4	44
Diámetro (mm) del círculo de formación B en el punto de inicio de movimiento	1,98	2,31	1,68	1,87	1,83
Diámetro (mm) del círculo de formación B en el punto de fin de movimiento	1,5	2,3	1,3	1,5	1,7
Cantidad de carga Δ en el diámetro del círculo de formación B	Expresión 3	Expresión 3	Expresión 3	Expresión 3	Expresión 3
Distancia de movimiento R (mm) del centro del círculo de formación B	3,68	2,75	2,35	2,2	1,75
Curva AC_1	Expresión 2	Expresión 2	Expresión 2	Expresión 2	Expresión 2
θT (°)	9,9	11,25	11,25	6,43	7,5
Diámetro (mm) del círculo de formación C en el punto de inicio de movimiento	1,62	2,31	1,68	1,87	1,83
Diámetro (mm) del círculo de formación C en el punto de fin de movimiento	1,5	2,3	1,1	1,6	1,7
Cantidad de carga Δ en el diámetro del círculo de formación C	Expresión 3	Expresión 3	Expresión 3	Expresión 3	Expresión 3
Distancia de movimiento R (mm) del centro del círculo de formación C	1,12	1,06	1,18	0,8	0,93
Curva AC_2	Expresión 2	Expresión 2	Expresión 2	Expresión 2	Expresión 2
θB (°)	8,1	11,25	11,25	6,43	7,5
Número de pasos s	30	30	30	30	30
Diámetro máximo de paso de trabajo ϕD_{max} (mm)	44,18	44,16	32,53	57,11	47,43
Diámetro mínimo de paso de trabajo ϕD_{min} (mm)	36,08	37,39	27,07	52,49	44,25
Cantidad de descarga teórica (cc/rev/cm)	8,52	8,21	4,89	9,29	6,89

20 Las dimensiones de cada componente y la cantidad de descarga teórica se han redondeado a la segunda posición decimal (lo mismo se aplica a continuación).

25 La cantidad de descarga teórica en la Tabla I es un valor numérico de un grosor de rotor por 10 mm. Un diámetro grande del rotor exterior indica un diámetro de altura de pie del rotor exterior, un diámetro pequeño del rotor exterior indica un diámetro de altura de cabeza del rotor exterior, un diámetro grande del rotor interior indica un diámetro de altura de cabeza del rotor interior, y un diámetro pequeño del rotor interior indica un diámetro de altura de pie del rotor interior.

Las figuras 5(a) a 5(f) ilustran cambios en el estado de enganche del rotor de bomba. En la posición representada en la figura 5(a), cuando el diámetro de paso de trabajo ϕD es 42,82 mm, los dientes del rotor interior 2 y el rotor exterior 3 enganchan uno con otro de modo que la holgura entre los dientes de los dos rotores es cero.

5 Una sección correspondiente a la holgura cero entre los dientes es una posición de trabajo G.

10 Las figuras 5(b) a 5(f) ilustran estados donde el rotor interior 2 se ha girado desde la posición de la figura 5(a) 6° , 15° , 18° , 24° , y 30° , respectivamente. El diámetro de paso de trabajo ϕD es 43,14 mm en la posición de la figura 5(b), es un máximo de 44,18 mm en la posición de la figura 5(c), es un mínimo de 36,08 mm en la posición de la figura 5(d), es 38,40 mm en la posición de la figura 5(e), y es 41,40 mm en la posición de la figura 5(f), y la posición de trabajo G está situada hacia atrás del eje excéntrico CL en la dirección de giro del rotor en todas estas posiciones.

15 Cuando se pasa la posición en la figura 5(c) en la que el diámetro de paso de trabajo ϕD es el máximo, la posición de trabajo G se desplaza a la posición de la figura 5(d) en la que el diámetro de paso de trabajo ϕD es el mínimo. Así, se evita que la posición de trabajo G se desplace hacia delante pasado el eje excéntrico CL en la dirección de giro del rotor.

20 Lo mismo se aplica al rotor de bomba 1 de la figura 6. Las figuras 6(b) a 6(f) ilustran estados donde el rotor interior 2 se ha girado desde la posición de la figura 6(a) 10° , 20° , 30° , 35° , y 40° , respectivamente. El diámetro de paso de trabajo ϕD es 37,31 mm en la posición de la figura 6(a), es 39,39 mm en la posición de la figura 6(b), es 42,00 mm en la posición de la figura 6(c), es 43,74 mm en la posición de la figura 6(d), es un máximo de 44,16 mm en la posición de la figura 6(e), y es 37,39 mm en la posición de la figura 6(f). En este caso, cuando se pasa la posición de la figura 6(e), la posición de trabajo G se desplaza de forma similar hacia atrás en la dirección de giro del rotor de manera que se evite que se desplace hacia delante pasado el eje excéntrico CL en la dirección de giro del rotor.

25 En todas las muestras números 1 a 5 en la Tabla I, el valor máximo ϕD_{max} del diámetro de paso de trabajo satisface dicha expresión (1), y la posición de trabajo G del rotor interior y el rotor exterior está situada hacia atrás del eje excéntrico en la dirección de giro del rotor.

30 Como un ejemplo comparativo, un rotor interior en base a un perfil de diente trocoidal se forma usando una curva trocoidal como la curva de perfil de diente del rotor interior 2. El perfil de diente trocoidal se forma de la siguiente manera. Un círculo rodante B rueda a lo largo del círculo de referencia A sin deslizamiento. Se traza una curva trocoidal por un punto distante del centro del círculo rodante B una distancia equivalente a una cantidad de excentricidad e. Una envolvente de un círculo de lugar C que tiene su centro en la curva trocoidal sirve como el perfil de diente trocoidal. El perfil de diente del rotor exterior 3 se forma en base al método de la figura 3 usando la envolvente de los perfiles de diente del rotor interior. Las especificaciones del perfil de diente se exponen en la Tabla II siguiente.

40 [Tabla II]

Muestra número	Ejemplo comparativo
Número N de dientes del rotor interior	6
Diámetro de altura de cabeza (mm) del rotor interior	45,68
Diámetro de altura de pie (mm) del rotor interior	31,16
Diámetro de altura de pie (mm) del rotor exterior	52
Diámetro de altura de cabeza (mm) del rotor exterior	39,48
Cantidad de excentricidad e (mm)	3,14
Diámetro (mm) del círculo de referencia A	47,34
Diámetro (mm) del círculo rodante B (mm)	7,89
Diámetro (mm) del círculo de lugar C (mm)	15,79
Diámetro máximo de paso de trabajo ϕD_{max} (mm)	42,43
Diámetro mínimo de paso de trabajo ϕD_{min} (mm)	40,8
Cantidad de descarga teórica (cc/rev/cm)	7,6
Resultado del cálculo del lado derecho de la expresión 1 (mm)	31,92

45 Aunque los dientes en el ejemplo comparativo tienen el mismo tamaño que los de las muestras números 1 y 2, el número de dientes y la cantidad de descarga teórica son más pequeños que los de las muestras números 1 y 2. El valor máximo ϕD_{max} del diámetro de paso de trabajo no satisface dicha expresión (1), y la posición de trabajo G del rotor interior y el rotor exterior a veces se desplaza hacia delante pasando el eje excéntrico en la dirección de giro del rotor.

50 **Lista de signos de referencia**

1: rotor de bomba

- 2: rotor interior
- 3: rotor exterior
- 5 4: bomba de engranajes internos
- 5: caja de bomba
- 10 6: cámara de rotor
- 7: orificio de admisión
- 8: orificio de descarga
- 15 9: cámara de bomba
- 10: agujero de eje
- 20 O_I : centro de rotor interior
- O_O : centro de rotor exterior
- E: cantidad de excentricidad entre el rotor interior y el rotor exterior
- 25 N: número de dientes del rotor interior

REIVINDICACIONES

5 1. Un rotor de bomba para una bomba de engranajes internos, formándose el rotor de bomba combinando un rotor interior (2) que tiene N dientes y un rotor exterior (3) que tiene (N+1) dientes y disponiendo los rotores excéntricamente uno con relación a otro,

10 donde una posición de trabajo (G) del rotor interior (2) y el rotor exterior (3), que es un primer punto de contacto entre el rotor interior y el rotor exterior, siempre está situada hacia atrás de un eje excéntrico (CL) con relación a una dirección de giro de los rotores cuando los rotores giran, haciendo referencia el eje excéntrico (CL) a una línea que se extiende a través de los centros del rotor interior (2) y el rotor exterior (3) en el caso donde los rotores están dispuestos excéntricamente uno con relación a otro en diseño; y

15 **caracterizado porque** un valor máximo φD_{max} de un diámetro de paso de trabajo φD del rotor interior (2) y el rotor exterior (3) satisface la expresión relacional siguiente:

$$\varphi D_{max} < 1,7e \cdot \text{sen}(\pi/180) / \text{sen}\{\pi/(180 \cdot N)\} \text{ (Expresión 1)}$$

20 donde e denota una cantidad de excentricidad entre el rotor interior y el rotor exterior, y N denota el número de dientes en el rotor interior.

2. Una bomba de engranajes internos incluyendo:

el rotor de bomba (1) según la reivindicación 1; y

25 una caja de bomba (5),

donde la caja de bomba tiene una cámara de bomba (9) que acomoda el rotor de bomba, un orificio de admisión (7), y un orificio de descarga (8).

FIG. 1

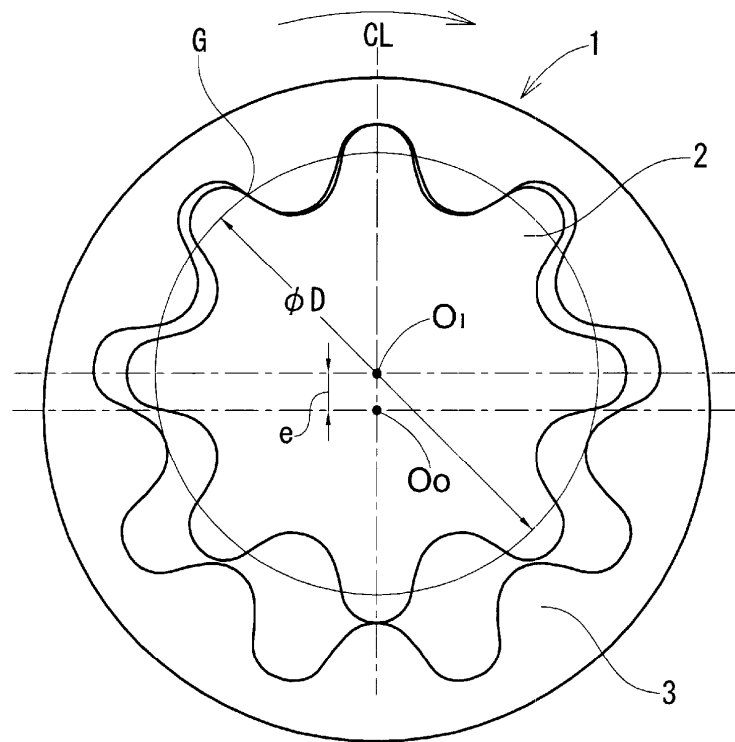


FIG. 2(a)

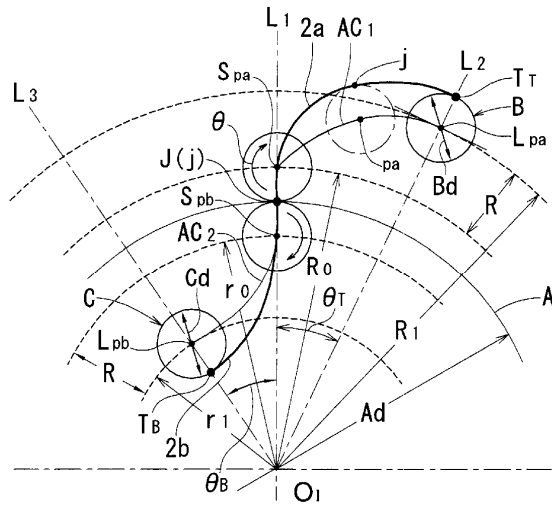


FIG. 2(b)

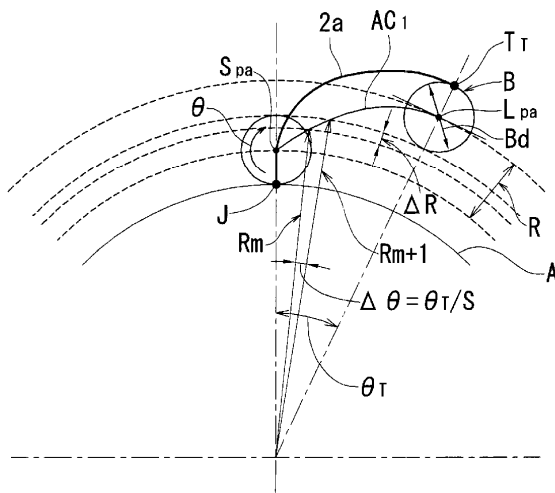


FIG. 3

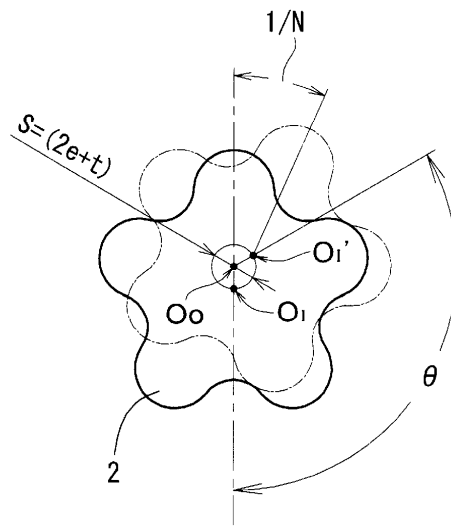


FIG. 4

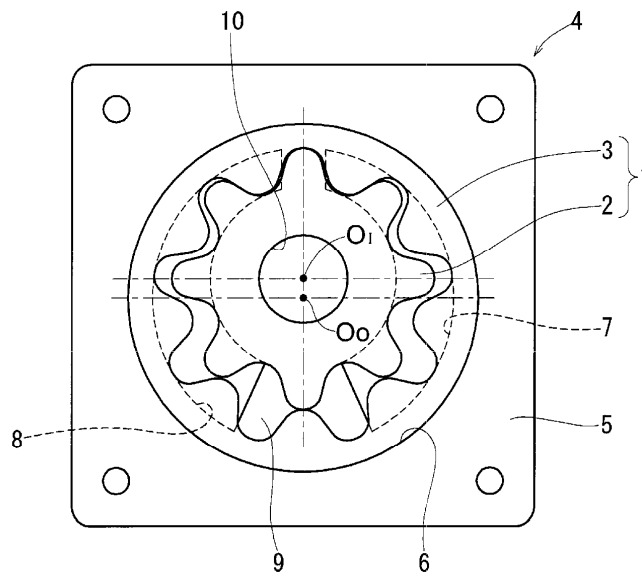


FIG. 5(a)

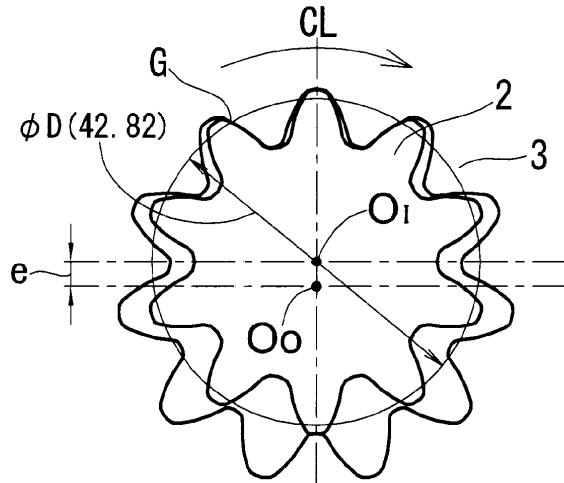


FIG. 5(b)

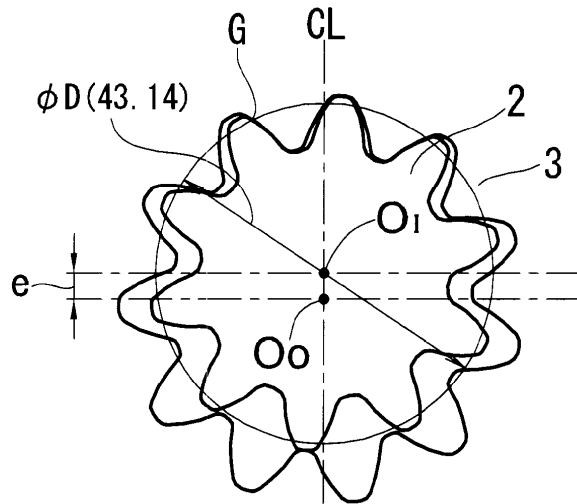


FIG. 5(c)

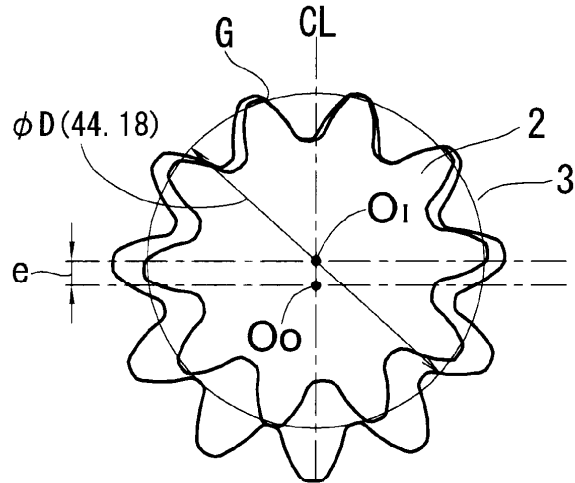


FIG. 5(d)

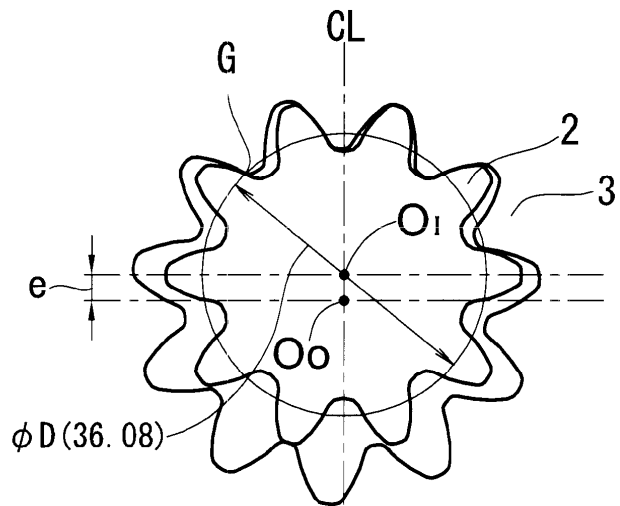


FIG. 5(e)

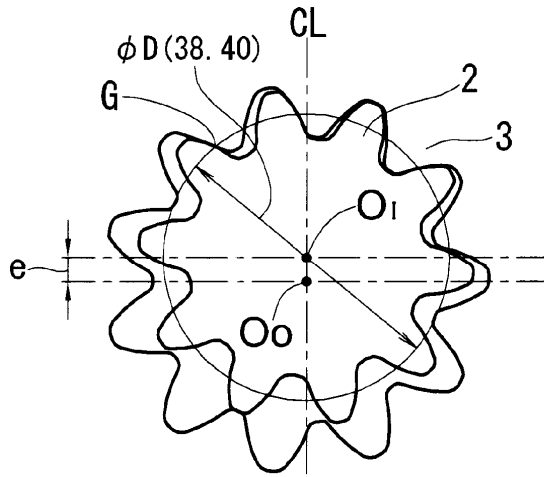


FIG. 5(f)

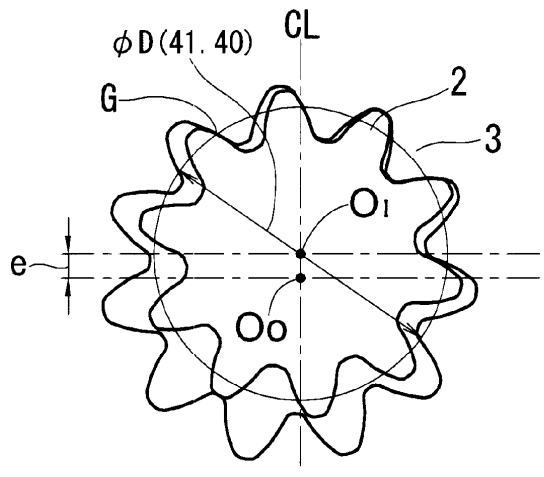


FIG. 6(a)

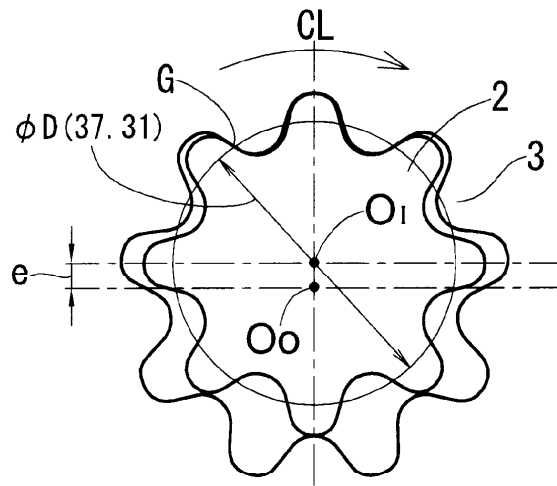


FIG. 6(b)

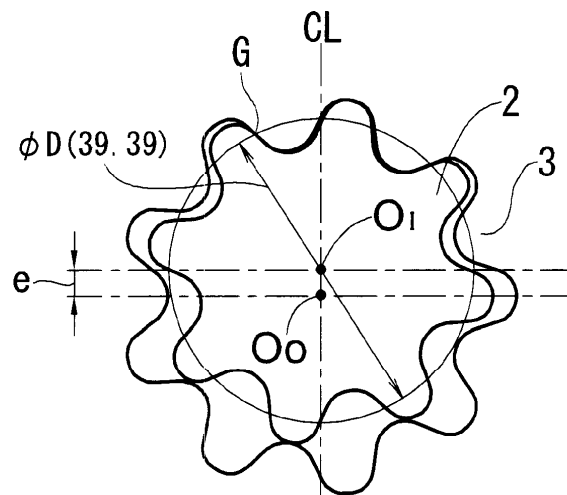


FIG. 6(c)

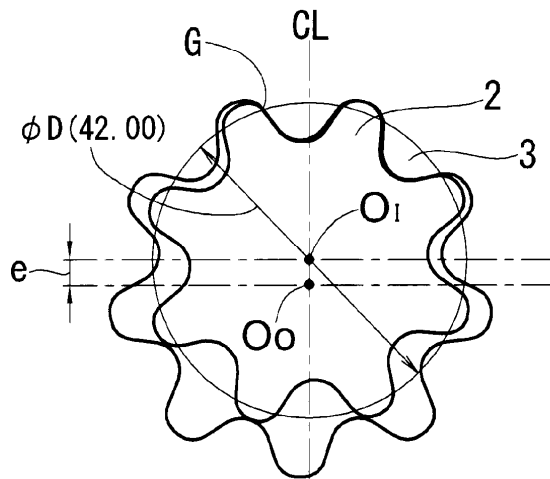


FIG. 6(d)

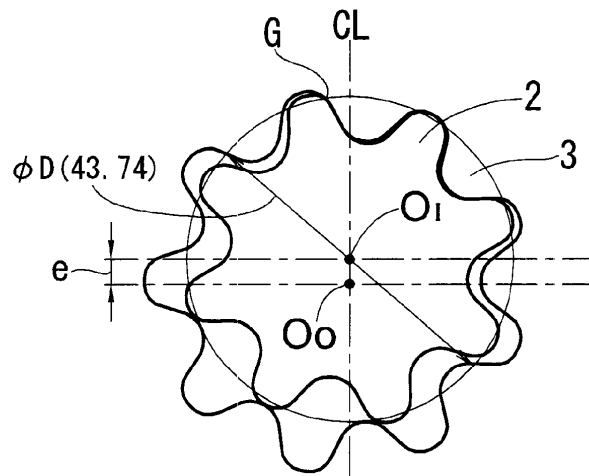


FIG. 6(e)

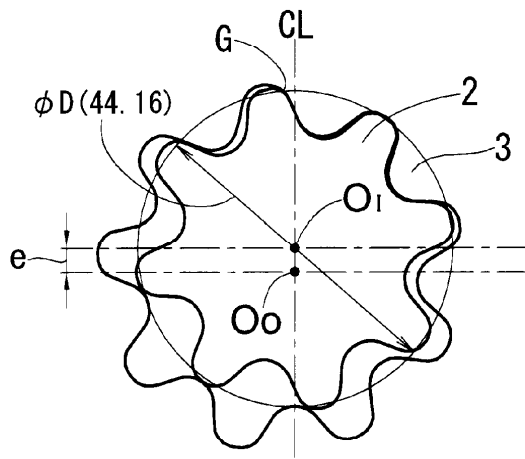


FIG. 6(f)

