

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 535 539**

51 Int. Cl.:

F04C 2/10 (2006.01)

F04C 2/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.08.2006 E 06783044 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.02.2015 EP 1921316**

54 Título: **Bomba de engranaje interior**

30 Prioridad:

31.08.2005 JP 2005252374

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

12.05.2015

73 Titular/es:

**DIAMET CORPORATION (100.0%)
1-1, KOGANE-CHO 3-CHOME, HIGASHI-KU
NIIGATA-SHI, NIIGATA-KEN , JP**

72 Inventor/es:

HOSONO, KATSUAKI

74 Agente/Representante:

FÚSTER OLAGUIBEL, Gustavo Nicolás

ES 2 535 539 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 interior

5 Campo técnico

La presente invención se refiere a una bomba de engranaje interior que capta o descarga un fluido usando un cambio de volumen en una celda que se forma entre un rotor interno y un rotor externo.

10 Se reivindica la prioridad de la solicitud de patente japonesa n.º 2005-252374, presentada el 31 de agosto de 2005, cuyo contenido se incorpora en el presente documento como referencia.

Técnica anterior de la invención

15 Este tipo de bomba de engranaje interior es de tamaño pequeño y tiene una estructura sencilla y, por tanto, se usa ampliamente para bombas para lubricantes o para bombas de aceite para transmisiones automáticas de vehículos y similares. Por ejemplo, la bomba de engranaje interior ilustrada en el documento de patente 1 está dotada de un rotor interno sobre el que están formados "n" (n es un número natural) dientes exteriores, un rotor externo sobre el que están formados "n + 1" dientes interiores que engranan con los dientes exteriores, y una carcasa en la que están formadas una abertura de admisión a través de la que se capta un fluido y una abertura de descarga a través de la que se descarga un fluido. Como resultado de la rotación del rotor interno, los dientes exteriores engranan con los dientes interiores de modo que hacen que el rotor externo rote, y el fluido se capta o descarga por el cambio de volumen en una pluralidad de celdas que se forman entre los dos rotores.

25 Las celdas se delimitan individualmente en el lado delantero y en el lado trasero en el sentido de rotación de las mismas por la entrada en contacto de los dientes exteriores del rotor interno y los dientes interiores del rotor externo entre sí, y las dos superficies laterales están delimitadas por la carcasa. Como resultado, se forman cámaras de transporte de fluido independientes. En cada celda, durante el proceso de engranado entre los dientes exteriores y los dientes interiores, después de que el volumen haya alcanzado su mínimo, el fluido se capta expandiéndose su volumen a medida que se mueve a lo largo de la abertura de admisión, mientras que después de que el volumen haya alcanzado su máximo, el fluido se descarga disminuyendo su volumen a medida que se mueve a lo largo de la abertura de descarga.

35 [Documento de patente 1] Solicitud de patente japonesa no examinada, primera publicación n.º 2003-328959

Los documentos GB958779, US 6652253 y US4767296 divulgan ejemplos adicionales de bombas hidráulicas de la técnica anterior.

Divulgación de la invención

40

Problemas que debe resolver la invención

45 En el tipo de bomba de engranaje interior convencional descrito anteriormente, tal como se ilustra en el documento de patente 1, la distancia entre el extremo trasero en el sentido de rotación de los dos rotores de la abertura de admisión y el extremo delantero en el sentido de rotación de la abertura de descarga, concretamente, el ancho de delimitación de las aberturas, es mayor que el ancho de la parte de engranado de los dientes exteriores en el sentido de rotación. En otras palabras, el intervalo entre la abertura de admisión y la abertura de descarga en una carcasa en la posición en la que el volumen de una celda está al mínimo es mayor que el ancho de la celda cuyo volumen está al mínimo. Debido a esto, se genera lo que se conoce como confinamiento de fluido en el que, de la pluralidad de celdas, se sella la celda que tiene el volumen mínimo que está ubicada en la posición de engranado en la que engranan los dos rotores y se transmite la fuerza de accionamiento de rotación de los dientes exteriores a los dientes interiores. Esto hace que la eficiencia de transporte (es decir, la relación de la cantidad de descarga con respecto a la cantidad de admisión) de la bomba de engranaje interior se deteriore y similar.

55 La presente invención se concibió en vista de los aspectos problemáticos descritos anteriormente y un objetivo de la misma es proporcionar una bomba de engranaje interior que impida que se genere un confinamiento de fluido y que tenga una eficiencia de transporte mejorada.

Medios para resolver el problema

60

65 Con el fin de resolver los problema descritos anteriormente y conseguir el objetivo descrito anteriormente, una bomba de engranaje interior de la presente invención es una bomba de engranaje interior que transporta un fluido captando y descargando el fluido cuando un rotor interno y un rotor externo engranan entre sí y rotan usando un cambio en el volumen de celdas que se forman entre superficies de diente de los dos rotores, que comprende: un rotor interno sobre el que están formados "n" ("n" es un número natural) dientes exteriores; un rotor externo sobre el que están formados "n + 1" dientes interiores que engranan con los dientes exteriores; y una carcasa en la que están

5 formadas una abertura de admisión a través de la que se capta el fluido y una abertura de descarga a través de la que se descarga el fluido, en la que un primer ángulo formado por una primera línea recta que conecta un eje de rotación del rotor interno con una punta de diente de un diente exterior y una segunda línea recta que conecta el eje de rotación con una parte de engranado del diente exterior no es menor que 1,4 veces el tamaño y no es mayor que 1,8 veces el tamaño de un segundo ángulo formado por una tercera línea recta que conecta el eje de rotación con una base de diente del diente exterior y la segunda línea recta.

10 Según esta invención, puesto que el primer ángulo no es menor que 1,4 veces y no es mayor que 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo, puede ampliarse el ancho en el sentido de rotación de los dos rotores en la parte de punta de diente incluida la parte de engranado de los dientes exteriores, y este ancho puede aproximarse a la distancia entre el extremo delantero de la abertura de admisión en el sentido de rotación y el extremo trasero de la abertura de descarga en el sentido de rotación, concretamente, aproximarse al ancho de delimitación de las aberturas. Por consiguiente, es posible impedir la generación de lo que se conoce como confinamiento de fluido en el que, de la pluralidad de celdas, se sella la celda que tiene el volumen mínimo que está ubicada en la posición de engranado en la que engranan dos rotores y se transmite la fuerza de accionamiento de rotación de los dientes exteriores a los dientes interiores, y es posible mejorar la eficiencia de transporte de la bomba de engranaje interior.

20 Si el primer ángulo es menor que 1,4 veces el tamaño del segundo ángulo, los efectos descritos anteriormente no son evidentes y no es posible mejorar la eficiencia de transporte de la bomba de engranaje interior. Si el primer ángulo es más de 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo, las superficies de los dientes de los dientes interiores del rotor externo tienden a desgastarse y se deteriora la durabilidad de la bomba de engranaje interior.

25 La distancia entre un extremo trasero de la abertura de admisión en un sentido de rotación de los dos rotores y un extremo delantero de la abertura de descarga en el sentido de rotación puede hacerse igual a un ancho en el sentido de rotación de la parte de engranado de los dientes exteriores.

30 En este caso, puesto que el ancho en el sentido de rotación de la parte de engranado de los dientes exteriores es igual al ancho de delimitación de las aberturas, en la celda que tiene el volumen mínimo, no solo es posible evitar la generación de confinamiento de fluido tal como se describió anteriormente, sino que también es posible evitar el flujo inverso del fluido desde la abertura de descarga a través de la celda que tiene el volumen mínimo hasta la abertura de admisión, y es posible mejorar adicionalmente la eficiencia de transporte de la bomba de engranaje interior.

35 En particular, estableciendo el primer ángulo de modo que no sea menor que 1,4 veces y no sea mayor que 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo, el ancho en el sentido de rotación de los dos rotores de la parte de punta de diente incluida la parte de engranado de los dientes exteriores se hace igual al ancho de delimitación de las aberturas. Por consiguiente, incluso si los niveles actuales se mantienen sin hacer el ancho de delimitación de las aberturas más estrecho, es posible impedir de manera fiable que se produzca el flujo inverso mencionado anteriormente.

40 **Efectos de la invención**

Según la bomba de engranaje interior de la presente invención, es posible conseguir una mejora en la eficiencia de transporte.

45 **Breve descripción de los dibujos**

[FIG. 1] La FIG. 1 es una vista en planta que muestra partes principales de una bomba de engranaje interior según una primera realización de la presente invención.

50 [FIG. 2] La FIG. 2 es una vista ampliada que muestra una parte de engranado de la bomba de engranaje interior mostrada en la FIG. 1.

[FIG. 3] La FIG. 3 es una gráfica que muestra los resultados de un primer experimento para examinar los efectos de funcionamiento de la bomba de engranaje interior según la presente invención.

55 [FIG. 4] La FIG. 4 es una gráfica que muestra los resultados de un segundo experimento para examinar los efectos de funcionamiento de la bomba de engranaje interior según la presente invención.

60 **Breve descripción de las referencias**

- 60 10 bomba de engranaje interior
- 20 rotor interno
- 65 21 dientes exteriores

21d	punta de diente
21e	base de diente
5	30 rotor externo
	31 dientes interiores
	50 carcasa
10	C celda
	L1 primera línea recta
15	L2 segunda línea recta
	L3 tercera línea recta
	O ₁ eje de rotación del rotor interno
20	θ1 primer ángulo
	θ2 segundo ángulo

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

Una bomba de engranaje interior 10 mostrada en la FIG. 1 está formada por un rotor interno 20 sobre el que están formados "n" ("n" es un número natural: n= 11 en la presente realización) dientes exteriores 21, un rotor externo 30 sobre el que están formados "n + 1" dientes internos 31 (n= 12 en la presente realización) que engranan con los dientes exteriores 21 respectivos, y un árbol de accionamiento 60 que se inserta en un orificio de montaje 22 formado en el rotor interno 20. Todos estos elementos están alojados dentro de una carcasa 50. Un eje de rotación O₂ del rotor externo 30 está desplazado una cantidad de desplazamiento "e" con respecto a un eje de rotación O₁ del rotor interno 20. Un eje de rotación del árbol de accionamiento 60 coincide con el eje de rotación O₁ del rotor interno 20.

35 Como resultado de la rotación del árbol de accionamiento 60 alrededor del eje de rotación O₁, se transmite una fuerza de accionamiento de rotación del mismo al orificio de montaje 22 y el rotor interno 20 también rota alrededor del eje de rotación O₁. La fuerza de accionamiento de rotación del rotor interno 20 se transmite al rotor externo 30 como resultado del engranado de los dientes exteriores 21 con los dientes internos 31, y el rotor externo 30 rota alrededor del eje de rotación O₂.

45 Cuando el rotor interno 20 y el rotor externo 30 están rotando, una superficie interior 50a de la carcasa 50 está en contacto deslizante con una superficie de extremo 20a del rotor interno 20, una superficie de extremo 30a del rotor externo 30 y una superficie circunferencial externa 30b del rotor externo 30.

Se forman una pluralidad de celdas C entre superficies de dientes de engranaje del rotor interno 20 y superficies de dientes de engranaje del rotor externo 30 que discurren en un sentido de rotación F del rotor interno 20 y el rotor externo 30. Cada celda C se delimita individualmente en el lado delantero y en el lado trasero en el sentido de rotación F como resultado de que los dientes exteriores 21 del rotor interno 20 y los dientes internos 31 del rotor externo 30 están en contacto entre sí. Además, ambas superficies laterales de cada celda C están delimitadas por la superficie interior 50a de la carcasa 50. Como resultado, se forman cámaras de transporte de fluido independientes. Las celdas C se mueven en una rotación que acompaña a la rotación del rotor interno 20 y el rotor externo 30 y su volumen se expande y se contrae repetidamente tomando una rotación como un ciclo. La fuerza de accionamiento de rotación del rotor interno 20 se transmite al rotor externo 30 como resultado del engranado de un diente exterior 21 con un diente interior 31 en la posición en la que se forma la celda C_{min} que tiene el volumen mínimo.

Una abertura de admisión 51 que tiene forma de arco circular cuando se observa en una vista en planta y que se comunica con las celdas C a medida que se expande su volumen, y una abertura de descarga 52 que tiene forma de arco circular y que se comunica con las celdas C a medida que se contraen, están previstas en la carcasa 50. El fluido que entra en las celdas C desde la abertura de admisión 51 se transporta junto con la rotación del rotor interno 20 y el rotor externo 30 y se descarga desde la abertura de descarga 52.

El rotor interno 20 mostrado en los dibujos está formado de modo que una parte de punta de diente 21b de los dientes exteriores 21 tiene la forma de una curva epicloide que se crea mediante un primer epiciclo que circunscribe un primer círculo primitivo "di" mientras rota sin deslizamiento, y una parte de ranura de diente 21c de los dientes exteriores 21 tiene la forma de una curva hipocicloide que se crea mediante un primer hipociclo que

inscribe el primer círculo primitivo “di” mientras rota sin deslizamiento.

El rotor externo 30 está formado de modo que una parte de ranura de diente 31b de los dientes internos 31 tiene la forma de una curva epicicloide que se crea mediante un segundo epiciclo que circunscribe un segundo círculo primitivo “do” mientras rota sin deslizamiento, y una parte de punta de diente 31c de los dientes internos 31 tiene la forma de una curva hipocicloide que se crea mediante un segundo hipociclo que inscribe el segundo círculo primitivo “do” mientras rota sin deslizamiento.

En la presente realización, un primer ángulo θ_1 formado por una primera línea recta L1 que conecta el eje de rotación O_1 del rotor interno 20 con una parte central en una dirección transversal de un diente exterior 21 en el sentido de rotación F, concretamente, con el centro de una punta de diente 21d, y una segunda línea recta L2 que conecta el eje de rotación O_1 con una parte de engranado 21a del diente exterior 21 no es menor que 1,4 veces el tamaño y no es mayor que 1,8 veces el tamaño de un segundo ángulo θ_2 formado por una tercera línea recta L3 que conecta el eje de rotación O_1 con una base de diente 21e de un diente exterior 21 y la segunda línea recta L2. Tal como se muestra en la FIG. 2, la parte de engranado 21a de los dientes exteriores 21 es una intersección entre una superficie de diente de engranaje de un diente exterior 21 y el primer círculo primitivo “di”.

Una distancia en la dirección circunferencial entre un extremo trasero 51a en el sentido de rotación F de la abertura de admisión 51 y un extremo delantero 52a en el sentido de rotación F de la abertura de descarga 52 es igual al ancho en las partes de engranado 21a de los dientes exteriores 21 en el sentido de rotación F. En la presente realización, la distancia entre la intersección entre el extremo trasero 51a de la abertura de admisión 51 y el primer círculo primitivo “di” y la intersección entre el extremo delantero 52a de la abertura de descarga 52 y el primer círculo primitivo “di” es igual al ancho en las partes de engranado 21a de los dientes exteriores 21 en el sentido de rotación F.

Tal como se describió anteriormente, según la bomba de engranaje interior 10 de la presente realización, debido a que el primer ángulo θ_1 no es menor que 1,4 veces el tamaño y no es mayor que 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo θ_2 , el ancho en el sentido de rotación F del rotor interno 20 y el rotor externo 30 en la parte de punta de diente 21b incluidas las partes de engranado 21a de los dientes exteriores 21 puede aproximarse a la distancia entre el extremo trasero 51a de la abertura de admisión 51 y el extremo delantero 52a de la abertura de descarga 52, concretamente, aproximarse al ancho de delimitación de las aberturas. Por consiguiente, es posible impedir la generación de lo que se conoce como confinamiento de fluido en el que, de la pluralidad de celdas C, se sella la celda C_{min} que tiene el volumen mínimo que está ubicada en la posición de engranado en la que engranan el rotor interno 20 y el rotor externo 30 y se transmite la fuerza de accionamiento de rotación de los dientes exteriores 21 a los dientes internos 31, y es posible mejorar la eficiencia de transporte de la bomba de engranaje interior 10.

Debido a que el ancho en el sentido de rotación F de las partes de engranado 21a de los dientes exteriores 21 es igual al ancho de delimitación de las aberturas, en la celda C_{min} que tiene el volumen mínimo, no solo es posible evitar la generación de confinamiento de fluido tal como se describió anteriormente, sino que también es posible evitar el flujo inverso del fluido desde la abertura de descarga 52 a través de esta celda C_{min} hasta la abertura de admisión 51. Por consiguiente, es posible mejorar adicionalmente la eficiencia de transporte de la bomba de engranaje interior 10.

En particular, estableciendo el primer ángulo θ_1 de modo que no sea menor que 1,4 veces y no mayor que 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo θ_2 y ampliando el ancho en el sentido de rotación F de la parte de punta de diente 21b incluidas las partes de engranado 21a de los dientes exteriores 21, este ancho se hace igual al ancho de delimitación de las aberturas. Por consiguiente, los niveles actuales pueden mantenerse sin que el ancho de delimitación de las aberturas se vuelva más estrecho, y es posible impedir de manera fiable que se produzca el flujo de inversión mencionado anteriormente.

El alcance técnico de la presente invención no se limita a la realización descrita anteriormente y pueden realizarse diversas modificaciones en la misma sin apartarse de la finalidad de la presente invención.

Por ejemplo, en la realización descrita anteriormente se emplea una estructura en la que las configuraciones de los dientes exteriores 21 y los dientes internos 31 se forman basándose en una curva cicloide; sin embargo, en lugar de esto, también es posible formar la configuración de superficie de diente de engranaje basándose en, por ejemplo, una curva trocoide.

Estableciendo el primer ángulo θ_1 de modo que no sea menor que 1,4 veces el tamaño y no sea mayor que 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo θ_2 , si se amplía el ancho en el sentido de rotación F de la parte de punta de diente 21b incluida la parte de engranado 21a de los dientes exteriores 21, entonces no es necesario que el ancho en el sentido de rotación F en las partes de engranado 21a de los dientes exteriores 21 sea igual al ancho de delimitación de las aberturas.

Experimentos de verificación

5 Se realizaron experimentos de verificación de los efectos de funcionamiento de la presente invención. Se emplearon una pluralidad de estructuras que tienen una variedad de relaciones diferentes entre el primer ángulo θ_1 y el segundo ángulo θ_2 , para las bombas de engranaje interior previstas en este experimento. En las bombas de engranaje interior respectivas, se midieron las cantidades de descarga reales cuando se estableció la presión de descarga en 300 kPa y el rotor interno se hizo rotar a 750 rpm. Estas cantidades de descarga se dividieron entonces entre una cantidad de descarga teórica y se calculó la eficiencia de volumen multiplicando los valores obtenidos por 100.

10 Tal como se muestra en la FIG. 3, los resultados mostraron que si el primer ángulo θ_1 es igual a o mayor que 1,4 veces el tamaño del segundo ángulo θ_2 , entonces la eficiencia de volumen era del 85 % o más, y se confirmó que se mejoró la eficiencia de transporte.

15 A continuación, en cada una de la pluralidad de bombas de engranaje interior, se midieron las cantidades de desgaste máximas de las superficies de diente de engranaje de los dientes interiores del rotor externo cuando se estableció la presión de descarga en 600 kPa y se hizo rotar el rotor interno a 6000 rpm durante 500 horas.

20 Tal como se muestra en la FIG. 4, los resultados mostraron que si el primer ángulo θ_1 es igual a o menor que 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo θ_2 , entonces se limitó la cantidad de desgaste máxima en 50 μm o menos y se confirmó que la durabilidad de esta bomba de engranaje interior se mantenía igual a los niveles actuales.

25 Como resultado de lo anterior, estableciendo el primer ángulo θ_1 de modo que no sea menor que 1,4 veces y no mayor que 1,8 veces el tamaño del segundo ángulo θ_2 , se confirmó que se suprimía el desgaste de las superficies de diente de engranaje de los dientes interiores del rotor externo mientras que se mejoraba la eficiencia de transporte de la bomba de engranaje interior.

Aplicabilidad industrial

30 Puede proporcionarse una bomba de engranaje interior en la que se impide que se produzca un confinamiento de fluido y se mejora la eficiencia de transporte.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Una bomba de engranaje interior (10) que transporta un fluido captando y descargando el fluido cuando un rotor interno (20) y un rotor externo (30) engranan entre sí y rotan usando un cambio en el volumen de celdas que se forman entre superficies de diente de los dos rotores, que comprende:
- un rotor interno sobre el que están formados "n" ("n" es un número natural) dientes exteriores (21);
- 10 un rotor externo sobre el que están formados "n + 1" dientes internos (31) que engranan con los dientes exteriores; y
- una carcasa (50) en la que están formadas una abertura de admisión a través de la que se capta el fluido y una abertura de descarga a través de la que se descarga el fluido, caracterizada porque
- 15 un primer ángulo (θ_1) formado por una primera línea recta (L1) que conecta un eje de rotación del rotor interno (O_1) con una punta de diente (21d) de un diente exterior (21) y una segunda línea recta (L2) que conecta el eje de rotación (O_1) con una parte de engranado del diente exterior no es menor que 1,4 veces el tamaño y no es mayor que 1,8 veces el tamaño de un segundo ángulo (θ_2) formado por una tercera línea recta (L3) que conecta el eje de rotación con una base de diente (21e) del diente exterior (21) y la segunda
- 20 línea recta (L2).
2. La bomba de engranaje interior según la reivindicación 1, en la que una distancia entre un extremo trasero de la abertura de admisión en un sentido de rotación de los dos rotores y un extremo delantero de la abertura de descarga en el sentido de rotación se hace igual a un ancho en el sentido de rotación de la parte de engranado
- 25 de los dientes exteriores.

FIG. 3

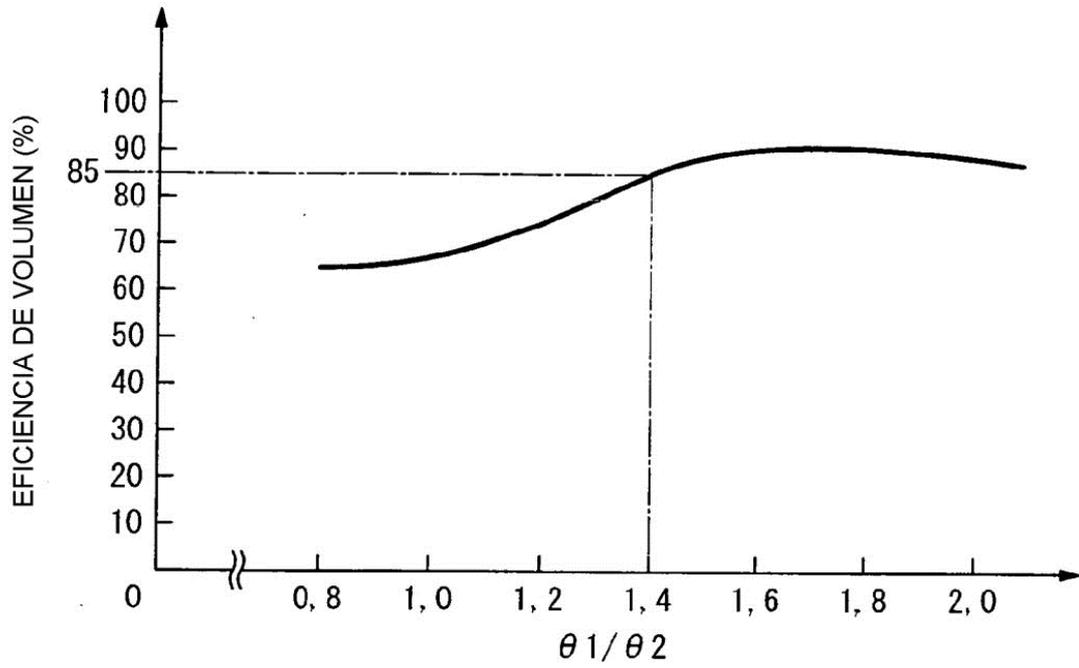


FIG. 4

