



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 358 286**

51 Int. Cl.:  
**F04C 2/10** (2006.01)  
**F04C 14/26** (2006.01)  
**F04C 14/06** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07122748 .2**  
96 Fecha de presentación : **10.12.2007**  
97 Número de publicación de la solicitud: **1961961**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **27.08.2008**

54 Título: **Dispositivo de control de presión de bomba de aceite.**

30 Prioridad: **20.02.2007 JP 2007-39135**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**09.05.2011**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**09.05.2011**

73 Titular/es: **YAMADA MANUFACTURING Co., Ltd.**  
**2757 Hirosawa-cho 1-chome**  
**Kiryu-shi, Gunma-ken, JP**

72 Inventor/es: **Kai, Keichi;**  
**Fujiki, Kenichi y**  
**Ono, Yasunori**

74 Agente: **Ungría López, Javier**

ES 2 358 286 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****ANTECEDENTES DE LA INVENCION****1. Campo de la invención**

La presente invención se refiere a un dispositivo de control de presión de bomba de aceite para una bomba de aceite de tasa de flujo variable en el que se han previsto dos orificios de descarga y que usa tres rotores como medios para la provisión de sus dos fuentes de descarga que facilita un rozamiento reducido manteniendo al mismo tiempo las características de presión (presión de aceite), no en las características multietapa, sino en características idénticas a las características de presión de una bomba común de aceite en base a un método de conmutar pasos de aceite de nueva creación.

**2. Descripción de la técnica relacionada**

Como se describe en la Solicitud de Patente japonesa no examinada número H11-280666, el uso de tres rotores que sirven como medios para transportar aceite a dos posiciones es conocido en la técnica convencional. La Solicitud de Patente japonesa no examinada número H11-280666 se refiere solamente a medios para transportar aceite a dos posiciones y no hace referencia a sus efectos posteriores.

**RESUMEN DE LA INVENCION**

Como se describe en la Solicitud de Patente japonesa no examinada número H11-280666, el perfil de diente se determina una vez establecida la tasa de flujo producida por un rotor lateral interior y un rotor lateral exterior y, consiguientemente, la relación de tasa de flujo permanece sustancialmente constante sin que importen las revoluciones. Más en concreto, se genera una diferencia de presión entre el espacio entre los dientes de lado interior y el espacio entre los dientes de lado exterior debido a las características del perfil de diente de lado interior y el perfil de diente de lado exterior que, como resultado, hay peligro de que el rotor medio sea empujado contra un lado y, a su vez, de que se acelere el desgaste de su superficie de diente. En otros términos, un inconveniente significativo inherente a este dispositivo se debe a la generación de desgaste orientado en el rotor medio producido por diferencia de presión.

La Solicitud de Patente japonesa no examinada número 2005-140022 describe un dispositivo diseñado con la finalidad de disminuir el trabajo superfluo y de incrementar la eficiencia en el rango a baja revolución en base al aceite liberado (devuelto) en un rango de revolución deseado. Con referencia a la figura 8 de su página 13, el trabajo superfluo se reduce y la eficiencia se incrementa como resultado de la caída de la tasa de flujo a un número deseado de revoluciones. Aunque la eficiencia se puede incrementar mediante la adopción de este tipo de bomba de aceite de tasa de flujo variable, los problemas siguientes son inherentes a ella.

Es decir, a este dispositivo es inherente el inconveniente de que, dado que el orificio de descarga de su conjunto de rotor único está dividido en dos, se reduce la zona abierta de sus respectivos pasos de descarga y hay que aumentar el diámetro de rotor para compensar esta reducción, y este aumento del diámetro de rotor da lugar a un mayor rozamiento (par) y una disminución de la eficiencia. Además, a pesar de la finalidad del dispositivo de una mayor eficiencia en base a una especificación de capacidad variable para eliminar el trabajo superfluo, tiene lugar una disminución indeseable de la eficiencia. Además, dado que el orificio de descarga del conjunto de rotor único está simplemente dividido en dos, las características de rotor de los dos orificios de descarga son naturalmente equivalentes y, consiguientemente, hay un límite al grado de libertad disponible en términos de la relación de distribución de las dos cantidades de descarga. En otros términos, la posición de orificio y la zona abierta son controladas por limitaciones de diseño fijas. Existe un inconveniente adicional de que, dado que las dos fuentes de descarga constituyen una descarga del mismo rotor, tiene lugar solapamiento del tiempo de pulso de descarga y tiene lugar un solapamiento y ampliación de su ruido y vibración. Otros inconvenientes se deben a que el rotor es un conjunto de rotor único y, consiguientemente, al hecho de que no hay medios disponibles para reducir el trabajo superfluo cuando se produce.

Por consiguiente, el problema a resolver por la presente invención (problema técnico y objeto, etc) es producir una bomba de aceite de tres rotores para una bomba de aceite de tasa de flujo variable en la que se disponen dos orificios de descarga y que usa tres rotores como medios para la provisión de sus dos fuentes de descarga que facilita el rozamiento reducido manteniendo al mismo tiempo las características de presión (presión de aceite) idénticas a las características de presión de una bomba común de aceite (la bomba de aceite de la Solicitud de Patente japonesa no examinada número 2002-70756 que exhibe la característica escalonada no lineal que pasa a través de la línea discontinua como se representa en la figura 10 de su página 7, e incluye una válvula con una función de alivio de encendido/apagado. Además, exhibe aproximadamente un punto de inflexión característico) en vez de exhibir características de pasos múltiples en base a un método de conmutación de los pasos de aceite de nueva creación.

EP-A-0811765, en la que se basa el preámbulo de la reivindicación 1, describe un dispositivo de control de presión de bomba de aceite incluyendo una bomba de aceite que tiene tres rotores incluyendo

un rotor lateral circunferencial exterior y un rotor lateral circunferencial interior; un primer paso de descarga para alimentar aceite desde el rotor lateral circunferencial exterior a un motor; un primer paso de retorno que vuelve a un lado de admisión del rotor lateral circunferencial exterior; un segundo paso de descarga para alimentar aceite del rotor lateral circunferencial interior al motor; un segundo paso de retorno que vuelve a un lado de admisión del rotor lateral circunferencial interior; y una válvula de control de presión cuyo cuerpo principal de válvula está dispuesto entre un orificio de descarga del rotor lateral circunferencial interior y el primer paso de descarga.

Por consiguiente, como resultado de investigaciones exhaustivas realizadas por los inventores con unas vistas a resolver los problemas descritos anteriormente, dichos problemas se pueden resolver con el dispositivo de control de presión de bomba de aceite de la invención de la reivindicación 1 incluyendo: una bomba de aceite que tiene tres rotores incluyendo un rotor lateral circunferencial exterior y un rotor lateral circunferencial interior; un primer paso de descarga para alimentar aceite desde dicho rotor lateral circunferencial exterior a un motor; un primer paso de retorno que vuelve a un lado de admisión de dicho rotor lateral circunferencial exterior; un segundo paso de descarga para alimentar aceite desde dicho rotor lateral circunferencial interior al motor; un segundo paso de retorno que vuelve a un lado de admisión de dicho rotor lateral circunferencial interior; y una válvula de control de presión cuyo cuerpo principal de válvula está dispuesto entre un orificio de descarga de dicho rotor lateral circunferencial interior y dicho primer paso de descarga, donde dicho primer paso de descarga y dicho segundo paso de descarga están acoplados, y se ejecuta control de paso de flujo en cada uno de: un rango a baja revolución en un estado en el que solamente el primer paso de descarga y el segundo paso de descarga están abiertos; un rango de revolución intermedia en un estado en el que el primer paso de descarga y el segundo paso de descarga están abiertos y dicho primer paso de retorno está cerrado mientras dicho segundo paso de retorno está abierto; y un rango de revolución alta en un estado en el que el segundo paso de descarga está cerrado mientras que el primer paso de descarga está abierto y dicho primer paso de retorno y dicho segundo paso de retorno están abiertos.

Dichos problemas se pueden resolver por el dispositivo de control de presión de bomba de aceite de la invención de la reivindicación 2 según la configuración descrita anteriormente en la que dicha válvula de control de presión está configurada como un tipo incluyendo una primera porción de válvula y una segunda porción de válvula. Dichos problemas se pueden resolver por el dispositivo de control de presión de bomba de aceite de la invención de la reivindicación 3 según la configuración descrita anteriormente en la que dicha válvula de control de presión está configurada como un tipo incluyendo una primera porción de válvula, una segunda porción de válvula y una tercera porción de válvula.

Un mérito significativo de la invención de la reivindicación 1 es que, incluso en bombas de aceite de tasa de flujo variable que usan tres rotores, una relación de presión determinada en la etapa de diseño puede eliminar la otra diferencia de presión producida por los pasos de descarga y los pasos de retorno y puede evitar que un rotor medio a partir del que se configura el rotor lateral circunferencial interior, sea empujado a un lado, por lo que, a su vez, se puede evitar el rozamiento en las superficies de diente y mejorar su durabilidad. Su otro efecto es que, en los tiempos de revolución a alta velocidad del rotor lateral circunferencial exterior y el rotor lateral circunferencial interior, el segundo paso de descarga del rotor lateral circunferencial interior está completamente cerrado con el fin de formar el rotor lateral circunferencial interior como un circuito independiente, por lo que, incluso en la ausencia de la generación de una presión de trabajo superfluo por el rotor lateral circunferencial interior, no hay disminución de la presión general de la bomba. Además, dado que trabajo = presión x tasa de flujo, el trabajo superfluo puede ser reducido a condición de que se reduzca la presión y, dado que la bomba de rotor lateral circunferencial exterior (bomba principal) y la bomba de rotor lateral circunferencial interior (bomba secundaria) no están en comunicación, la presión de la bomba secundaria se reduce de forma significativa.

Además, dado que la bomba de lado circunferencial interior (bomba secundaria) forma un circuito independiente en tiempos de alta revolución, si se incrementa la zona abierta del paso de retorno de la bomba, se puede descargar más aceite y reducir más la presión de la bomba. Dado que un solo orificio de descarga no se divide en dos para sus dos fuentes de descarga y, en cambio, se puede establecer un solo orificio de descarga para cada una, la tasa de flujo no se divide. Consiguientemente, dado que se puede reducir el diámetro de rotor de los tres rotores y la zona de deslizamiento de los rotores disminuye en comparación con un conjunto de rotor único común, se puede reducir el rozamiento (par) e incrementar la eficiencia de la bomba. Un mérito adicional de la invención es que, dado que los tres rotores pueden estar configurados como un rotor que tiene un conjunto de rotor doble, se puede reducir el trabajo superfluo de un rotor.

La invención de la reivindicación 2, en base a la provisión de una simple válvula de control de presión, proporciona una reducción del número de piezas componentes. Además, la invención de la reivindicación 3, en base a la provisión de una válvula de control de presión del tipo de 3 válvulas, facilita un control de presión por el que se pueden lograr mejor los valores deseados.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La figura 1 es un diagrama de sistema de una primera realización de la presente invención que representa un estado en el rango de motor a baja revolución.

5 La figura 2 es un diagrama de sistema de la primera realización de la presente invención que representa un estado en el rango de motor de revolución intermedia.

La figura 3 es un diagrama de sistema de la primera realización de la presente invención que representa un estado en el rango de motor de revolución alta.

La figura 4 es un diagrama de sistema de una segunda realización de la presente invención que representa un estado en el rango de motor a baja revolución.

10 La figura 5 es un diagrama de sistema de parte de la segunda realización de la presente invención que representa un estado en el rango de motor de revolución intermedia.

La figura 6 es un diagrama de sistema de una parte de la segunda realización de la presente invención que representa un estado en el rango de motor de revolución alta.

La figura 7 es un diagrama de sistema simplificado de la presente invención.

15 Y la figura 8A es un gráfico de características de las revoluciones del motor y la presión de descarga de la presente invención, y la figura 8B es un gráfico de características de las revoluciones del motor y tasa de flujo de descarga de la presente invención.

DESCRIPCIÓN DE LAS REALIZACIONES PREFERIDAS

20 En la descripción de las realizaciones de la presente invención dada a continuación con referencia a los dibujos, el dispositivo representado en los diagramas es una bomba de aceite del tipo de tres rotores configurada principalmente por un rotor exterior 1, un rotor medio 2 y un rotor interior 3. Un orificio de admisión de lado circunferencial exterior 4 y un orificio de descarga de lado circunferencial exterior 5 están dispuestos en dicho rotor exterior 1 y dicho rotor medio 2, y un orificio de admisión de lado circunferencial interior 6 y orificio de descarga de lado circunferencial interior 7 están dispuestos en dicho rotor medio 2 y rotor interior 3. Dicho rotor exterior 1, dicho rotor medio 2, el orificio de admisión de lado circunferencial exterior 4 y el orificio de descarga de lado circunferencial exterior 5 describen genéricamente un rotor lateral circunferencial exterior, y dicho rotor medio 2, dicho rotor interior 3, el orificio de admisión de lado circunferencial interior 6 y orificio de admisión de lado circunferencial interior 7 describen genéricamente un rotor lateral circunferencial interior.

30 La bomba de aceite del tipo de tres rotores está configurada por un primer paso de descarga 11 para alimentar aceite desde dicho orificio de descarga de lado circunferencial exterior 5 a un motor E, un primer paso de retorno 12 que vuelve a un paso de admisión 8 del orificio de admisión de lado circunferencial exterior 4, un segundo paso de descarga 13 para alimentar aceite desde dicho orificio de descarga de lado circunferencial interior 7 al motor E, y un segundo paso de retorno 14 que vuelve a un paso de admisión 9 de dicho orificio de admisión de lado circunferencial interior 6, estando acoplada una porción de lado de extremo de dicho segundo paso de descarga 13 con dicho primer paso de descarga 11 en una posición adecuada a lo largo. Además, dicho paso de admisión 8 y dicho paso de admisión 9 pueden describir genéricamente un cuerpo de admisión D (véase la figura 4). Además, dicho primer paso de retorno 12 y dicho segundo paso de retorno 14 pueden describir genéricamente un paso de retorno E (véase la figura 4).

45 El símbolo C denota una válvula de control de presión configurada por un cuerpo principal de válvula 20 y un alojamiento de válvula 30 dispuesto a través de dicho primer paso de descarga 11, el primer paso de retorno 12, el segundo paso de descarga 13 y el segundo paso de retorno 14. Dicho cuerpo principal de válvula 20 está configurado por una primera porción de válvula 21, una porción de acoplamiento de diámetro estrecho 23 y una segunda porción de válvula 22. Una válvula incluyendo dicha primera porción de válvula 21 y segunda porción de válvula 22 se denomina una válvula de control de presión de dos válvulas C. Además, una porción de agujero largo 31 deslizante según la necesidad con respecto a dicho cuerpo principal de válvula 20 está formada en la válvula de control de presión C, siendo empujado constantemente dicho cuerpo principal de válvula 20 desde un cuerpo de cubierta 33 fijado en un lado de porción trasera de la segunda porción de válvula 22 a dicho lado de primera porción de válvula 21 por la presión elástica producida por un muelle helicoidal de compresión 40 dentro de la porción de agujero largo 31. El símbolo 32 denota una porción de tope formada en un extremo de dicha porción de agujero largo 31 y colocada en una posición adecuada de dicho primer paso de descarga 11.

55 Además de los elementos que determinan de forma variada las condiciones de presión, el diámetro del cuerpo principal de válvula 20 y la constante elástica del muelle helicoidal de compresión 40, el control de la válvula de control de presión C también requiere que se cumplan varias condiciones dependientes del cambio de la presión de descarga de dicho primer paso de descarga 11. Más específicamente,

un control de tasa de flujo debe ser ejecutado en cada rango a baja revolución que constituye un estado en el que solamente el primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 están abiertos como se representa en la figura 1, un rango de revolución intermedia que constituye un estado en el que el primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 están abiertos y dicho primer paso de  
 5 retorno 12 está cerrado para abrir el segundo paso de retorno 14 como se representa en la figura 2 y, además, en un rango de revolución alta que constituye un estado en el que el segundo paso de descarga 13 está cerrado para abrir el primer paso de descarga 11 y el primer paso de retorno 12 y el segundo paso de retorno 14 están abiertos como se representa en la figura 3.

La operación de la válvula de control de presión C se describirá a continuación. En primer lugar, en el rango a baja revolución del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B, en otros términos, cuando las revoluciones del motor están en el rango a baja revolución que constituye el estado de la figura 1, cada uno de los pasos de retorno del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B son cerrados por la primera porción de válvula 21 y la segunda porción de válvula 22 de la válvula de control de presión C, y todo el aceite descargado del primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 es descargado al motor. El primer paso de descarga 11 del rotor lateral circunferencial exterior A y el segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial interior B están en comunicación y, consiguientemente, tiene lugar una igualación de presión. Además, dado que los pasos de retorno están cerrados, la tasa de flujo de descarga general de la bomba de aceite es equivalente a la suma de las tasas de flujo del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B. Las características producidas en el rango a baja revolución se representan en un gráfico de características del número de revoluciones y la presión de descarga (véase la figura 8A) y un gráfico de características del número de revoluciones y la tasa de flujo de descarga (véase la figura 8B).  
 10  
 15  
 20

Un estado en el que las revoluciones del motor han subido más, se considera el rango de revolución intermedia. En este estado, que constituye el estado de la figura 2, una porción de agujero 141 del segundo paso de retorno 14 empieza a abrirse, y una porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 empieza a cerrarse. A continuación se ofrecerá una descripción más específica. El primer paso de descarga 11 del rotor lateral circunferencial exterior A y el segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial interior B permanecen en comunicación. Dado que la porción de agujero 141 del segundo paso de retorno 14 del rotor lateral circunferencial interior B empieza a abrirse, en primer lugar, la subida de presión en el rotor lateral circunferencial interior B se detiene. Simultáneamente, dado que el primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 están en comunicación, tiene lugar un reflujo de aceite de la descarga del rotor lateral circunferencial exterior A y, en este estado, es expulsado a través del segundo paso de retorno 14 del rotor lateral circunferencial interior B y devuelto al paso de admisión 9 del rotor lateral circunferencial interior B. El estado proporcionado por esta serie de acciones da lugar a una igualación sustancial de la presión del rotor lateral circunferencial exterior A y la presión del rotor lateral circunferencial interior B.  
 25  
 30  
 35

Dado que la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial interior B se cierra gradualmente y la porción de agujero 141 del segundo paso de retorno 14 del rotor lateral circunferencial interior B se abre gradualmente consiguientemente a un aumento del número de revoluciones en el rango de revolución intermedia, es despreciable el aumento general de la tasa de flujo cuando aumenta el número de revoluciones. En realidad, la presión no expresada en la verdadera superficie de la descarga del rotor lateral circunferencial interior B cae gradualmente debido a que la porción de agujero 141 del segundo paso de retorno 14 del rotor lateral circunferencial interior B se abre gradualmente. Sin embargo, dado que el primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 están en comunicación, tiene lugar una igualación de la presión del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B, y la presión del rotor lateral circunferencial interior B tiene el aspecto de no caer.  
 40  
 45

Además, dado que la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 todavía no se ha abierto en el rango de revolución intermedia, la tasa de flujo de descarga del rotor lateral circunferencial exterior A aumenta conjuntamente con el número de revoluciones. La tasa de flujo de descarga del rotor lateral circunferencial interior B disminuye conjuntamente con el número de revoluciones y la porción de agujero 141 del segundo paso de retorno 14 del rotor lateral circunferencial interior B se abre. La tasa de reflujo de la descarga del rotor lateral circunferencial exterior A excede de la tasa de flujo de descarga del rotor lateral circunferencial interior B después de alcanzar un cierto número de revoluciones y, consiguientemente, la tasa de flujo de descarga resultante del rotor lateral circunferencial interior B es negativa. La generación de una tasa de flujo negativa de esta forma significa que se puede producir una tasa de flujo equivalente a una suma de la tasa de flujo de dos bombas de aceite y que se puede producir una tasa de flujo equivalente a menos de una tasa de flujo de una sola bomba y, consiguientemente, que es posible una amplia variación de la tasa de flujo. Las características en el rango de revolución intermedia se expresan en los gráficos de características de presión de las revoluciones con respecto a la presión de descarga y tasa de flujo de descarga (véase la figura 8) y, mientras el aumento en el rotor lateral circunferencial exterior A es constante, se produce una tasa de flujo negativa de descarga en el lado de rotor lateral circunferencial interior B debido a reflujo, y una línea de conexión de presión obtenida como una suma del  
 50  
 55  
 60

rotor lateral circunferencial exterior A y rotor lateral circunferencial interior B es sustancialmente idéntica a las características de presión de una bomba de aceite convencional.

5 Un estado en el que las revoluciones del motor han aumentado más, se toma como el rango de revolución alta. En este estado, que es el estado representado en la figura 3, la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 empieza a abrirse y la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 ha acabado de cerrarse. A continuación se hará su descripción más específica. Dado que la descarga del rotor lateral circunferencial interior B está completamente cerrada, la descarga del rotor lateral circunferencial exterior A y la descarga del rotor lateral circunferencial interior B ya no están en comunicación.  
10 Es decir, el rotor lateral circunferencial interior B se ha formado como un circuito de aceite independiente del rotor lateral circunferencial exterior A. La presión de la descarga del rotor lateral circunferencial exterior A es incapaz de llegar al rotor lateral circunferencial interior B y, en cambio, es devuelta simplemente a través del segundo paso de retorno 14 del rotor lateral circunferencial interior B, y esto da lugar a una caída instantánea de la presión del rotor lateral circunferencial interior B. Dado que el reflujo al rotor lateral circunferencial interior B también para y todo el aceite descargado del rotor lateral circunferencial interior B es devuelto por medio del segundo paso de retorno 14, se establece una tasa de flujo cero del rotor lateral circunferencial interior B al motor E.

20 En otros términos, dado que se puede hacer que el rozamiento (par) caiga al instante y se puede eliminar el trabajo superfluo debido a la tasa de flujo cero del rotor lateral circunferencial interior B y la descarga del rotor lateral circunferencial interior B no realiza ningún trabajo, la eficiencia general de la bomba aumenta. Las características en el rango de revolución alta se expresan en los gráficos de características de presión de las revoluciones con respecto a la presión de descarga y la tasa de flujo de descarga (véase la figura 8) y, mientras hay un aumento gradual del rotor lateral circunferencial exterior A, el rotor lateral circunferencial interior B está en un estado cerrado y una línea de conexión de presión obtenida como una suma del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B es equivalente al rotor lateral circunferencial exterior A solo. A causa de la disminución del rozamiento (par) debido a la caída de la presión del rotor lateral circunferencial interior B de esta forma, la eficiencia aumenta.

30 Con respecto a la presión del rotor lateral circunferencial exterior A, mientras tiene lugar un retorno de aceite por medio del segundo paso de retorno 14 en el rango de revolución intermedia porque el primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 están en comunicación, a causa del retorno continuo de aceite del primer paso de retorno 12 que tiene lugar en el rango de revolución alta, el cambio en la presión del rotor lateral circunferencial exterior entre el rango de revolución intermedia y el rango de revolución alta es despreciable. Además, dado que la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 se abre y tiene lugar rebosamiento al primer paso de retorno 12 en el instante de su apertura, el cambio en la tasa de flujo del rotor lateral circunferencial exterior A que tiene lugar después de esta caída de tasa de flujo es despreciable. En términos estrictos, tiene lugar muy poco aumento debido al aumento del número de revoluciones.

40 Dado que la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial interior B está completamente cerrada, la "presión" del cuerpo de bomba principal (suma del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B) es equivalente a la presión del rotor lateral circunferencial exterior A solo. Mientras que el cambio en la presión del rotor lateral circunferencial exterior A es despreciable debido a que la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 está abierta, en términos estrictos, solamente se producen muy pequeños incrementos de la presión consiguientemente a incrementos del número de revoluciones. Además, para la "tasa de flujo" del cuerpo de bomba principal, dado que la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial interior B está completamente cerrada, la "tasa de flujo" del rotor lateral circunferencial exterior A constituye la tasa de flujo general de la bomba. Mientras el cambio en la presión del rotor lateral circunferencial exterior A es despreciable debido a que la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 está abierta, en términos estrictos, solamente se producen muy pequeños aumentos de presión consiguientemente a los incrementos del número de revoluciones.

55 A continuación se describirá otra realización de la válvula de control de presión C. La válvula de control de presión C está configurada por un cuerpo de válvula 20 y un alojamiento de válvula 30 y está dispuesta entre dicho primer paso de descarga 11, el primer paso de retorno 12, el segundo paso de descarga 13 y el segundo paso de retorno 14. Dicho cuerpo principal de válvula 20 está configurado por una primera porción de válvula 21, una porción de acoplamiento de diámetro estrecho 23, una segunda porción de válvula 22, una tercera porción de válvula 24 y una porción de acoplamiento de diámetro estrecho 25. El resto de su configuración es idéntico a la configuración representada en la figura 1 a la figura 3. Una válvula incluyendo dicha primera porción de válvula 21, segunda porción de válvula 22 y tercera porción de válvula 24 se denomina una válvula de control de presión C del tipo de tres válvulas.

60 A continuación se describirá la acción que produce. En primer lugar, en el rango a baja revolución del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B, en otros términos, cuando las revoluciones del motor están en el rango a baja revolución que constituye el estado de la figura

4, los pasos de retorno de cada uno del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B están cerrados por la primera porción de válvula 21 y la tercera porción de válvula 24 de la válvula de control de presión C, y todo el aceite descargado del primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 es descargado al motor. Dado que el primer paso de descarga 11 del rotor lateral circunferencial exterior A y el segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial interior B están en comunicación, tiene lugar una igualación de presión. Además, dado que los pasos de retorno están cerrados, la tasa de flujo de descarga de la bomba de aceite en conjunto constituye una suma de las tasas de flujo del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B.

Un estado en el que las revoluciones del motor han subido más, se toma como el rango de revolución intermedia. En este estado, que constituye el estado de la figura 5, la porción de agujero 141 del segundo paso de retorno 14 empieza a abrirse y la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 empieza a cerrarse. Se omite su descripción. Un estado resultante de aumentar más las revoluciones del motor se toma como el rango de revolución alta. En este estado, que constituye el estado de la figura 6, la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 empieza a abrirse y la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 ha acabado de cerrarse. Dado que la descarga del rotor lateral circunferencial interior B está completamente cerrada, la descarga del rotor lateral circunferencial exterior A y la descarga del rotor lateral circunferencial interior B ya no están en comunicación. Es decir, el rotor lateral circunferencial interior B forma un circuito de aceite independiente del rotor lateral circunferencial exterior A. La presión de la descarga del rotor lateral circunferencial exterior A es incapaz de llegar al rotor lateral circunferencial interior B y, en cambio, es devuelta simplemente a través del segundo paso de retorno 14 del rotor lateral circunferencial interior B dando lugar a una caída instantánea de la presión del rotor lateral circunferencial exterior B. Dado que el reflujo al rotor lateral circunferencial interior B también se detiene y todo el aceite descargado del rotor lateral circunferencial interior B es devuelto por medio del segundo paso de retorno 14, se establece una tasa de flujo cero del rotor lateral circunferencial interior B al motor E.

En otros términos, dado que se puede hacer que el rozamiento (par) disminuya al instante y se elimina el trabajo superfluo debido a la tasa de flujo cero del rotor lateral circunferencial interior B y la descarga del rotor lateral circunferencial interior B no realiza ningún trabajo, la eficiencia general de la bomba se incrementa. Las características en este rango de revolución alta se expresan en los gráficos de características de presión de las revoluciones con respecto a presión de descarga y tasa de flujo de descarga (véase la figura 8) y, mientras el aumento en el rotor lateral circunferencial exterior A es gradual, el rotor lateral circunferencial interior B está en un estado cerrado y una línea de conexión de presión obtenida como una suma del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial interior B es equivalente al rotor lateral circunferencial exterior A solo. A causa de la disminución de rozamiento (par) debida a la caída de la presión del rotor lateral circunferencial interior B de esta forma, se incrementa la eficiencia.

Con respecto a la presión del rotor lateral circunferencial exterior A, mientras tiene lugar un retorno de aceite por medio del segundo paso de retorno 14 en el rango de revolución intermedia porque el primer paso de descarga 11 y el segundo paso de descarga 13 están en comunicación, a causa del retorno continuo del primer paso de retorno 12 que tiene lugar en el rango de revolución alta, el cambio en la presión del rotor lateral circunferencial exterior entre el rango de revolución intermedia y el rango de revolución alta es despreciable. Además, dado que la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 se abre y tiene lugar rebosamiento al primer paso de retorno 12 en el instante de su apertura, el cambio en la tasa de flujo del rotor lateral circunferencial exterior A que tiene lugar después de esta caída de la tasa de flujo es despreciable. En términos estrictos, se producen aumentos muy pequeños consiguientemente a los incrementos del número de revoluciones.

Dado que la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial interior B está completamente cerrada, la "presión" del cuerpo de bomba principal (suma del rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial exterior B) es equivalente a la presión del rotor lateral circunferencial exterior A solo. Mientras el cambio en la presión del rotor lateral circunferencial exterior A es despreciable debido a que la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 se abre, en términos estrictos, tienen lugar solamente subidas muy pequeñas consiguientes a los incrementos del número de revoluciones. Además, para la "tasa de flujo" del cuerpo de bomba principal, dado que la porción de agujero 131 del segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial exterior B está completamente cerrada, la "tasa de flujo" del rotor lateral circunferencial exterior A constituye la tasa de flujo general de la bomba. Mientras el cambio en la presión del rotor lateral circunferencial exterior A es despreciable debido a que la porción de agujero 121 del primer paso de retorno 12 se abre, en términos estrictos, solamente tienen lugar muy pequeños aumentos de presión consiguientes a los incrementos del número de revoluciones.

Aunque la invención de la presente solicitud constituye un dispositivo de control de presión de bomba de aceite como se ha descrito anteriormente, también puede constituir una bomba de aceite de tasa de flujo variable. Ésta es una bomba de aceite incluyendo dos orificios de descarga que usan tres rotores como medios para la provisión de sus dos fuentes de descarga. Además, en tiempos de alta revo-

- 5 lución cuando la cantidad de potencia consumida por la bomba es alta, dado que un orificio de descarga 130 o el segundo paso de descarga 13 del rotor lateral circunferencial exterior B están cerrados, el rotor lateral circunferencial exterior A y el rotor lateral circunferencial exterior B están desenganchados. Dado que la tasa de flujo y la presión del rotor lateral circunferencial exterior B ya no tienen ningún efecto en la tasa de flujo y la presión del cuerpo de bomba principal, aunque la tasa de flujo y presión del rotor lateral circunferencial exterior B se regule con la finalidad de incrementar la eficiencia, esto no tiene ningún efecto en las características de la bomba y, consiguientemente, permite un mayor grado de libertad al diseñarla.



**REIVINDICACIONES**

1. Un dispositivo de control de presión de bomba de aceite incluyendo:

5 una bomba de aceite que tiene tres rotores incluyendo un rotor lateral circunferencial exterior (1) y un rotor lateral circunferencial interior (3); un primer paso de descarga (11) para alimentar aceite del rotor lateral circunferencial exterior a un motor (E); un primer paso de retorno (12) que vuelve a un lado de admisión del rotor lateral circunferencial exterior (1); un segundo paso de descarga (13) para alimentar aceite desde el rotor lateral circunferencial interior al motor; un segundo paso de retorno (14) que vuelve a un lado de admisión del rotor lateral circunferencial interior; y una válvula de control de presión (C) cuyo cuerpo principal de válvula está dispuesto entre un orificio de descarga del rotor lateral circunferencial interior (3) y el primer paso de descarga (11), caracterizado porque

10 el primer paso de descarga (11) y el segundo paso de descarga (12) están acoplados, y se ejecuta control de paso de flujo en cada uno de: un rango a baja revolución en un estado en el que solamente el primer paso de descarga y el segundo paso de descarga están abiertos; un rango de revolución intermedia en un estado en el que el primer paso de descarga y el segundo paso de descarga están abiertos y el primer paso de retorno está cerrado mientras el segundo paso de retorno está abierto; y un rango de revolución alta en un estado en el que el segundo paso de descarga está cerrado mientras el primer paso de descarga y el primer paso de retorno y el segundo paso de retorno están abiertos.

20 2. El dispositivo de control de presión de bomba de aceite según la reivindicación 1, donde la válvula de control de presión (C) está configurada como un tipo incluyendo una primera porción de válvula y una segunda porción de válvula.

3. El dispositivo de control de presión de bomba de aceite según la reivindicación 1, donde la válvula de control de presión (C) está configurada como un tipo incluyendo una primera porción de válvula, una segunda porción de válvula y una tercera porción de válvula.

Fig. 1

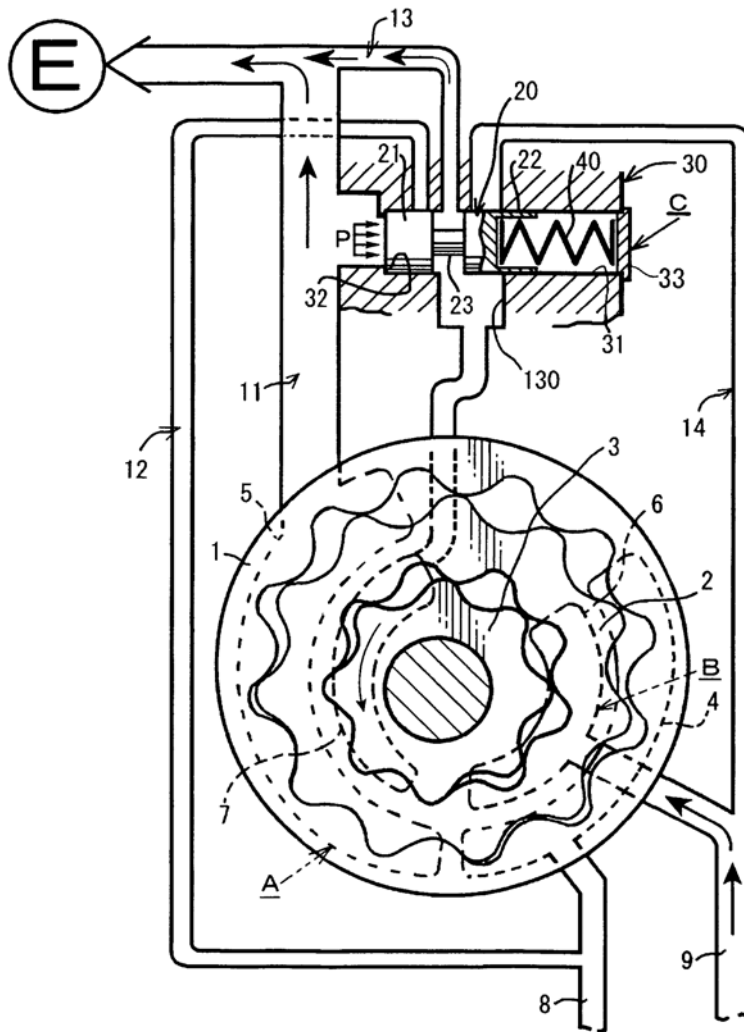


Fig.2

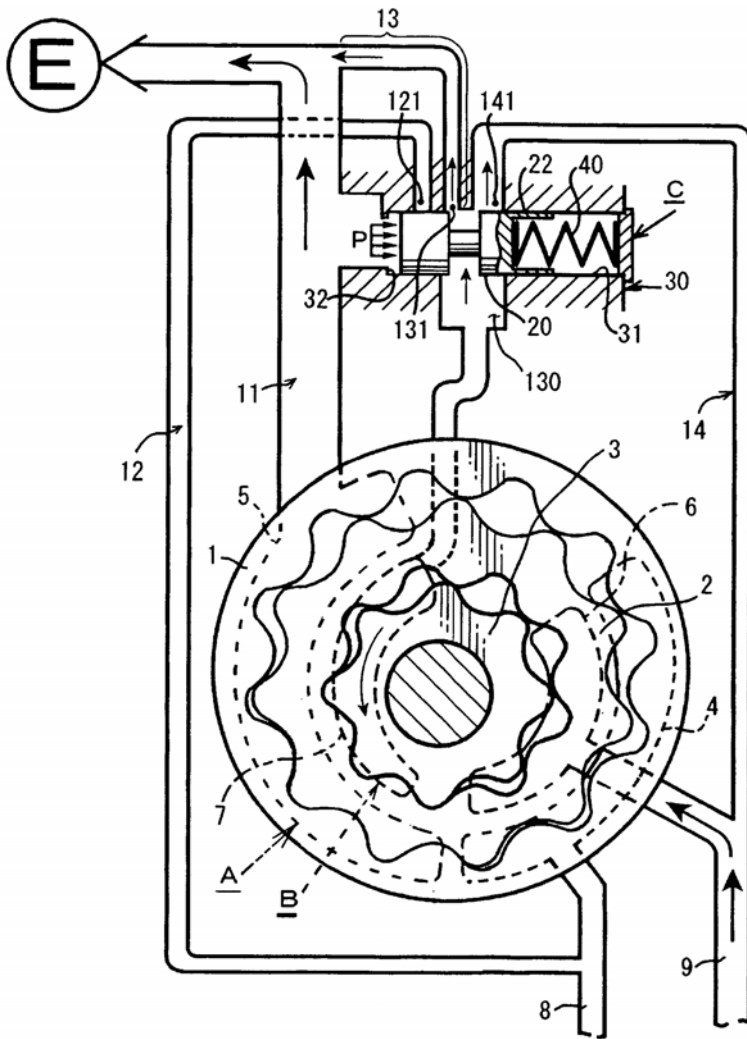


Fig.3

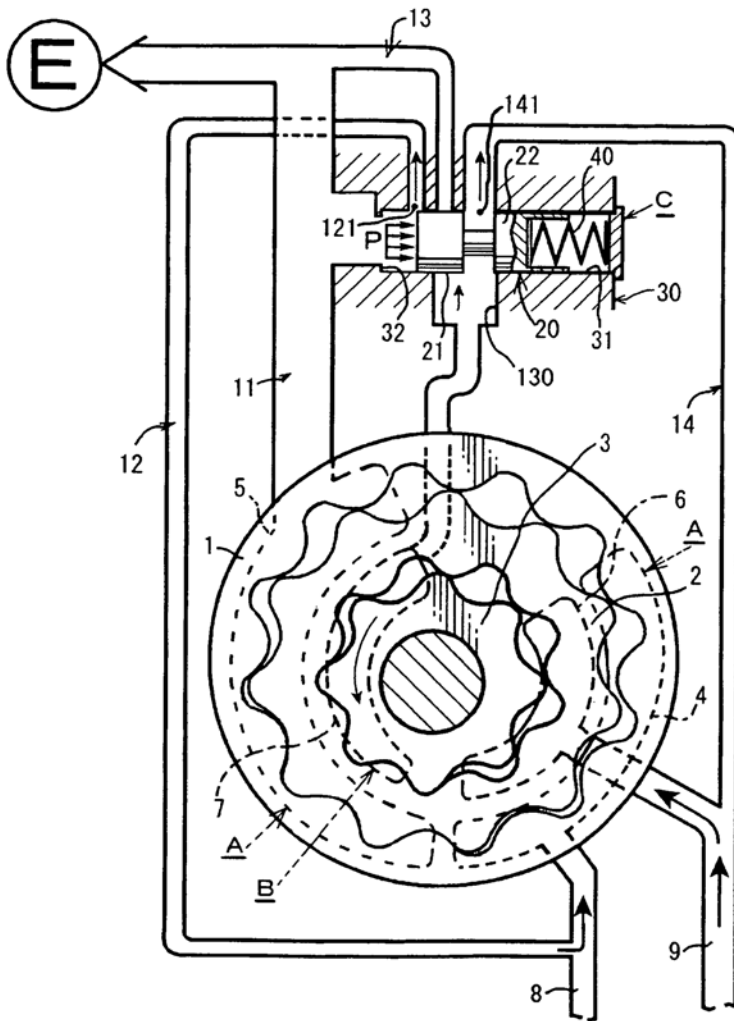


Fig.4

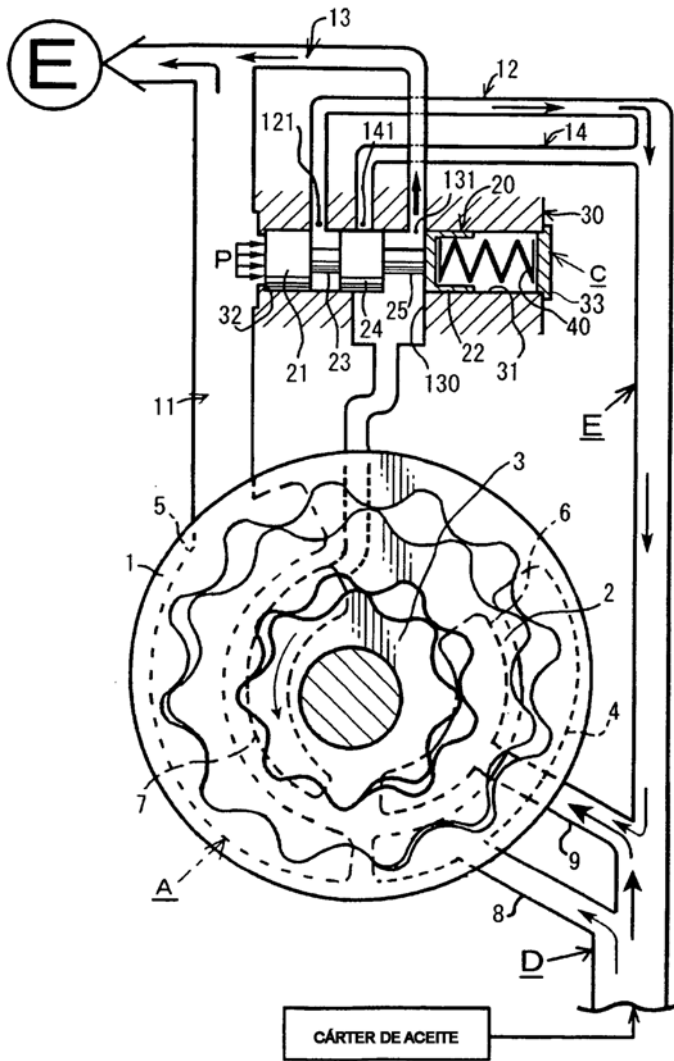
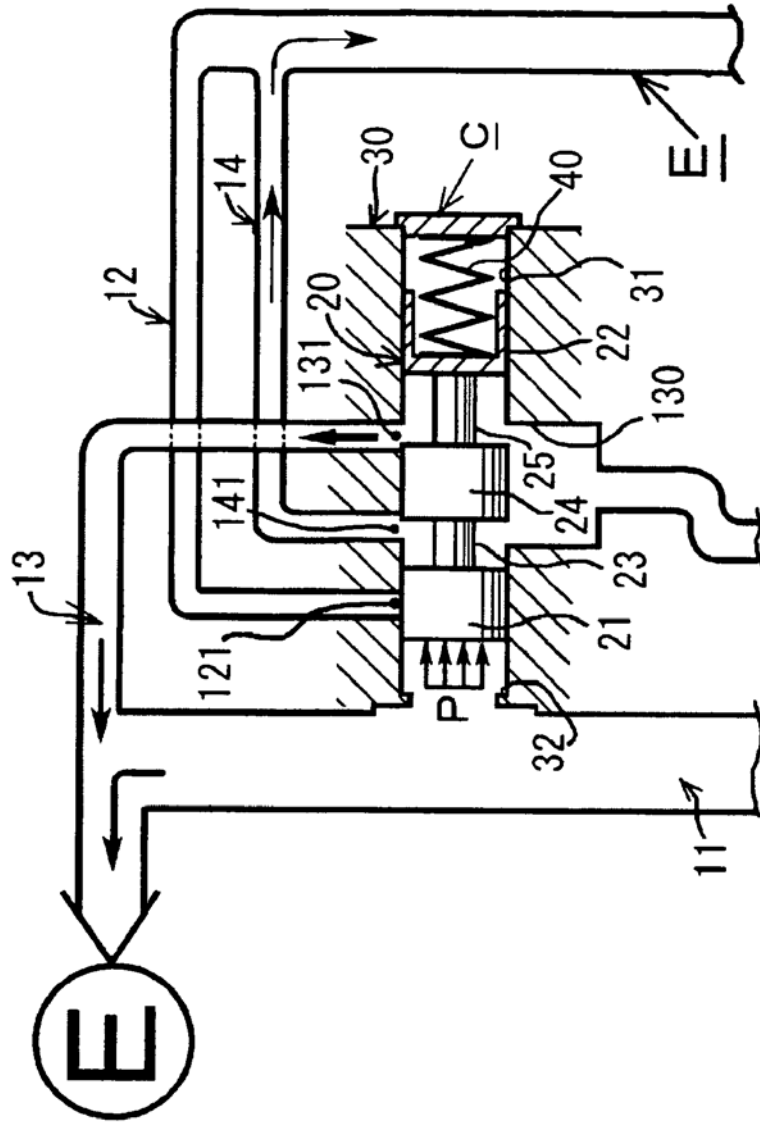


Fig.05



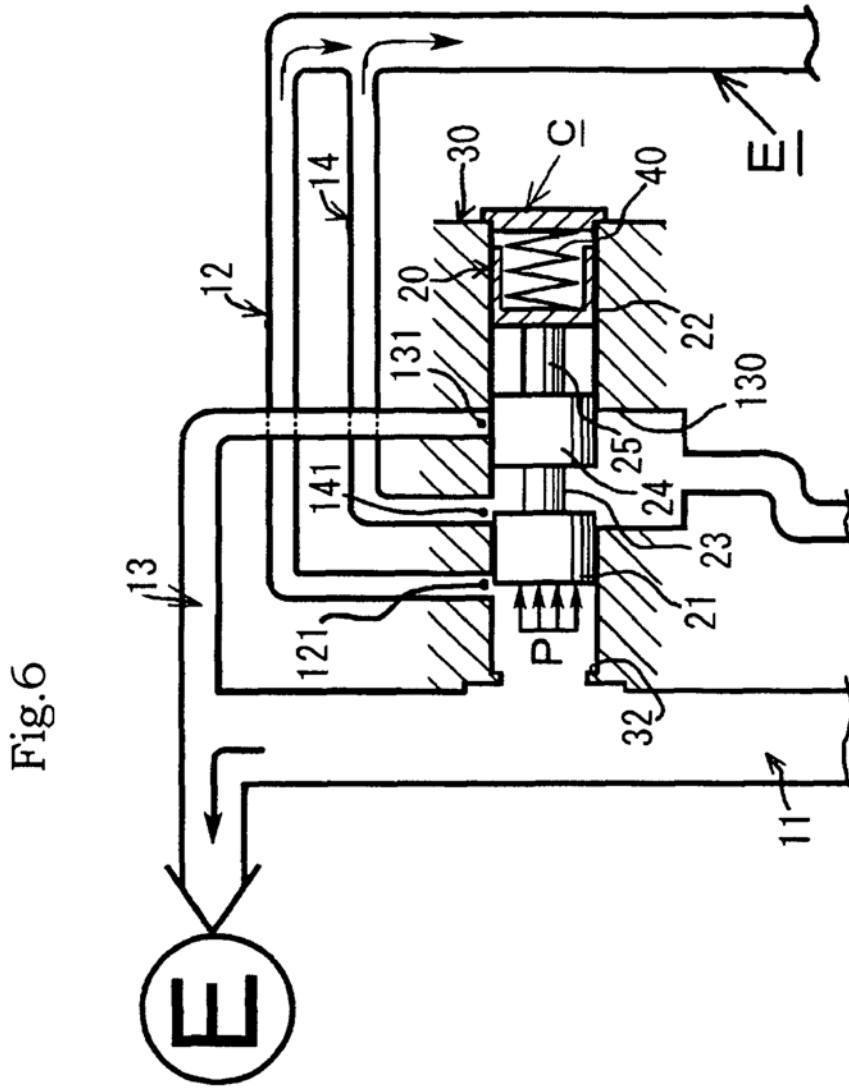


Fig.7

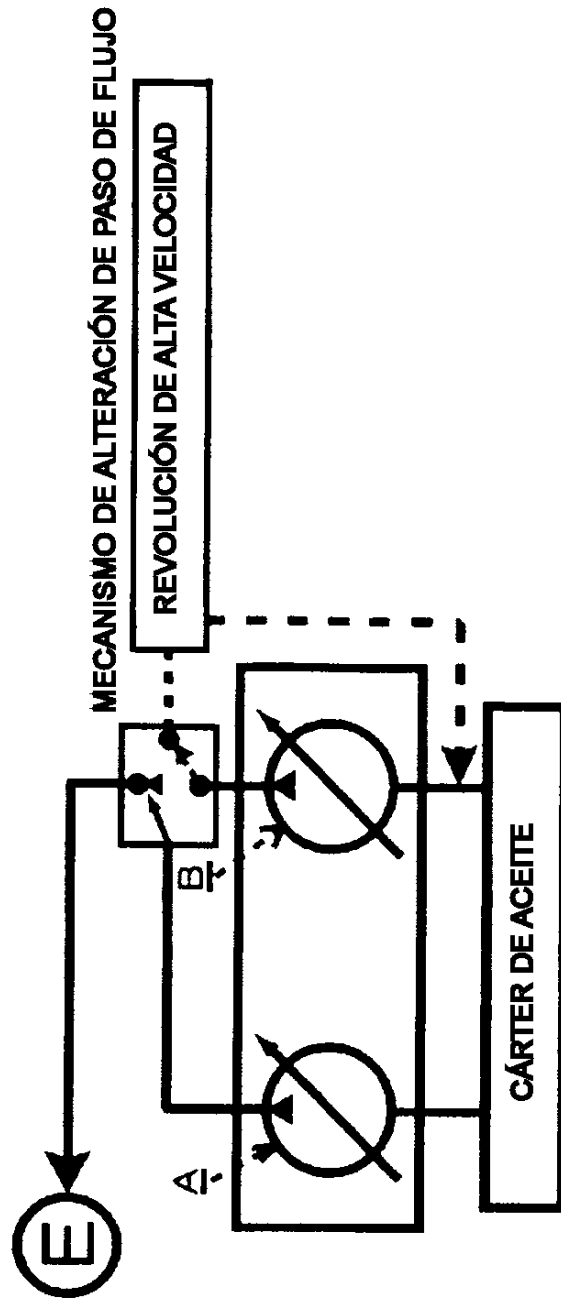




Fig.8A

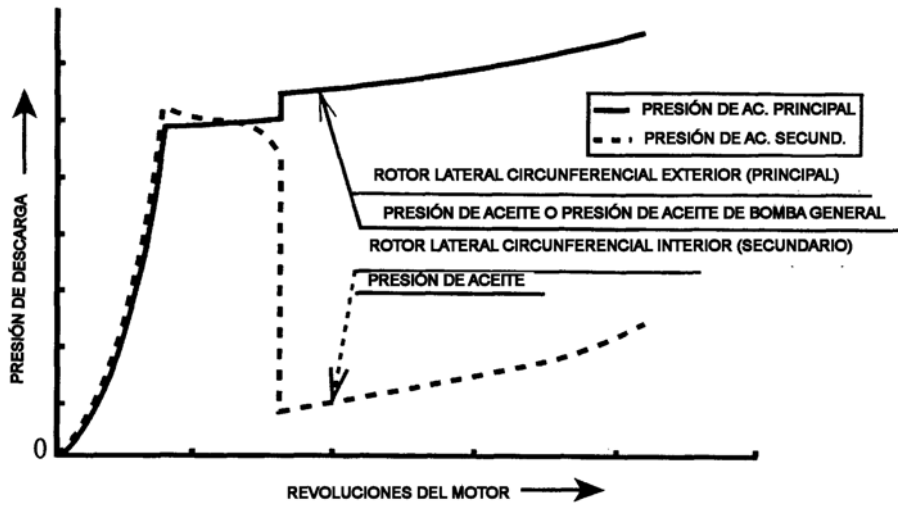


Fig.8B

