

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 927 066**

51 Int. Cl.:

**B25D 9/18** (2006.01)

**B25D 9/20** (2006.01)

**B25D 9/26** (2006.01)

**B25D 9/14** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **21.08.2017 PCT/JP2017/029752**

87 Fecha y número de publicación internacional: **08.03.2018 WO18043175**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **21.08.2017 E 17846183 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **17.08.2022 EP 3508308**

54 Título: **Dispositivo percutor hidráulico**

30 Prioridad:

**31.08.2016 JP 2016168995**

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

**02.11.2022**

73 Titular/es:

**FURUKAWA ROCK DRILL CO., LTD. (100.0%)  
6-4, Otemachi 2-chome Chiyoda-ku  
Tokyo 100-8370, JP**

72 Inventor/es:

**MATSUDA TOSHIO**

74 Agente/Representante:

**UNGRÍA LÓPEZ, Javier**

ES 2 927 066 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

Dispositivo percutor hidráulico

5 **Campo técnico**

La presente invención se refiere a un dispositivo percutor hidráulico, tal como una perforadora para roca y un quebrantarrocas.

10 **Antecedentes de la técnica**

15 Como dispositivo percutor hidráulico de este tipo, por ejemplo, se ha divulgado una tecnología descrita en la Bibliografía de patentes 1. Un dispositivo percutor hidráulico descrito en la Bibliografía de patentes 1 se describirá haciendo referencia a la figura 9 según corresponda. Con respecto a cada uno de un pistón (dispuesto en el lado superior en la figura 9) y una válvula (dispuesta en el lado inferior en la figura 9) en la figura 9, el lado superior del eje ilustra un estado del pistón o la válvula cuando el pistón está en una fase de transición de avance a retracción y el lado inferior del eje ilustra un estado del pistón o la válvula cuando el pistón está en una fase de transición de retracción a avance.

20 El dispositivo percutor hidráulico incluye un cilindro 500 y un pistón 522, como se ilustra en la figura 9. El pistón 522 es un cuerpo de cilindro macizo y tiene unas porciones de pistón de diámetro grande 523 y 524 sustancialmente en el medio de este. En la parte delantera de la porción de pistón de diámetro grande 523, está dispuesta una porción de pistón de diámetro medio 525 y, en la parte trasera de la porción de pistón de diámetro grande 524, está dispuesta una porción de pistón de diámetro pequeño 526.

25 Sustancialmente en el medio entre las porciones de pistón de diámetro grande 523 y 524, está formada una ranura anular de conmutación de válvula 527. El diámetro exterior de la porción de pistón de diámetro medio 525 se establece más grande que el diámetro exterior de la porción de pistón de diámetro pequeño 526. Esta configuración hace que el pistón 522 tenga un área de recepción de presión más grande en una cámara de pistón trasera 502, que se describirá más adelante, es decir, una diferencia de diámetro entre la porción de pistón de diámetro grande 524 y la porción de pistón de diámetro pequeño 526, que un área de recepción de presión en una cámara de pistón delantera 501, que se describirá más adelante, es decir, una diferencia de diámetro entre la porción de pistón de diámetro grande 523 y la porción de pistón de diámetro medio 525.

35 El pistón 522 ajustado de manera deslizable en el interior de un cilindro 500 hace que la cámara de pistón delantera 501 y la cámara de pistón trasera 502 estén definidas respectivamente dentro del cilindro 500. La cámara de pistón delantera 501 está constantemente conectada a un circuito de alta presión 513 a través de un paso de cámara de pistón delantera 516. Por otro lado, la cámara de pistón trasera 502 está configurada para poder comunicarse con el circuito de alta presión 513 o con un circuito de baja presión 519 de manera alterna a través de la conmutación entre el avance y la retracción del mecanismo de válvula de conmutación 540. Con el circuito de alta presión 513 y el circuito de baja presión 519, están dispuestos un acumulador de alta presión 536 y un acumulador de baja presión 537, respectivamente.

45 El mecanismo de válvula de conmutación 540 incluye, dentro del cilindro 500, una cámara de válvula 506 formada de manera no concéntrica con el pistón 522 y una válvula 528 ajustada de manera deslizable en la cámara de válvula 506. La cámara de válvula 506 tiene una cámara de válvula delantera 508, una cámara de válvula principal 507 y una cámara de válvula trasera 509 en secuencia desde la parte delantera hasta la parte trasera. En la cámara de válvula principal 506, un puerto de alta presión de cámara de pistón trasera 510, un puerto de conmutación de cámara de pistón trasera 511 y un puerto de baja presión de cámara de pistón trasera 512 están dispuestos separados entre sí a intervalos predeterminados en secuencia desde la parte delantera hasta la parte trasera.

50 La válvula 528 es un cuerpo de cilindro macizo y tiene unas porciones de válvula de diámetro grande 529 y 530 sustancialmente en el medio de este. En la parte delantera de la porción de válvula de diámetro grande 529, está dispuesta una porción de válvula de diámetro medio 531 y, en la parte trasera de la porción de válvula de diámetro grande 530, está dispuesta una porción de válvula de diámetro pequeño 532. Entre la porción de válvula de diámetro grande 530 y la porción de válvula de diámetro pequeño 532, está dispuesta una porción de restricción de retracción de válvula 533 que restringe el movimiento hacia atrás de la válvula 528. Una ranura anular de conmutación de alta presión de cámara de pistón trasera 534 y una ranura de conmutación de baja presión de cámara de pistón trasera 535 están dispuestas entre las porciones de válvula de diámetro grande 529 y 530 y entre la porción de válvula de diámetro grande 530 y la porción de restricción de retracción de válvula 533, respectivamente.

65 Las porciones de válvula de diámetro grande 529 y 530, la porción de válvula de diámetro medio 531 y la porción de válvula de diámetro pequeño 532 están configuradas para ajustarse de manera deslizable en la cámara de válvula principal 507, la cámara de válvula delantera 508 y la cámara de válvula trasera 509, respectivamente. El diámetro exterior de la porción de válvula de diámetro medio 531 se establece más grande que el diámetro exterior de la porción de válvula de diámetro pequeño 532. Por lo tanto, el área de recepción de presión del lado de la porción de

válvula de diámetro medio 531 está configurada para ser más grande que el área de recepción de presión del lado de la porción de válvula de diámetro pequeño 532.

5 Entre la cámara de pistón delantera 501 y la cámara de pistón trasera 502, un puerto de control de avance de pistón (carrera corta) 503a, un puerto de control de avance de pistón 503, un puerto de control de retracción de pistón 504 y un puerto de descarga de aceite 505 están dispuestos separados entre sí a intervalos predeterminados desde la parte delantera hasta la parte trasera.

10 El circuito de alta presión 513 está conectado al puerto de alta presión de cámara de pistón trasera 510 a través de un paso de alta presión 514. El circuito de alta presión 513 está conectado a la cámara de pistón delantera 501 a través del paso de cámara de pistón delantera 516, que se ramifica desde el paso de alta presión 514 y, con este, está conectado a la cámara de válvula trasera 509 a través de un paso de cámara de válvula trasera 517, que se ramifica desde el paso de alta presión 514.

15 A la cámara de válvula delantera 508, está conectado un extremo de un paso de control de válvula 518 y el otro extremo del paso de control de válvula 518 se divide en un paso de alta presión de cámara de válvula delantera (carrera corta) 518a, un paso de alta presión de cámara de válvula delantera 518b y un paso de baja presión de cámara de válvula delantera 518c. El paso de alta presión de cámara de válvula delantera (carrera corta) 518a está conectado al puerto de control de avance de pistón (carrera corta) 503a.

20 El paso de alta presión de cámara de válvula delantera 518b y el paso de baja presión de cámara de válvula delantera 518c están conectados al puerto de control de avance de pistón 503 y al puerto de control de retracción de pistón 504, respectivamente. La cámara de pistón trasera 502 está conectada al puerto de conmutación de cámara de pistón trasera 511 a través de un paso de cámara de pistón trasera 515. El puerto de descarga de aceite 505 está conectado al circuito de baja presión 519 a través de un paso de baja presión de válvula 520. El puerto de baja presión de cámara de pistón trasera 512 está conectado al circuito de baja presión 519 a través de un paso de baja presión de pistón 521.

30 El puerto de control de avance de pistón (carrera corta) 503a, el puerto de control de avance de pistón 503, el paso de alta presión de cámara de válvula delantera (carrera corta) 518a y el paso de alta presión de cámara de válvula delantera 518b constituyen un mecanismo de conmutación de carrera conocido y el funcionamiento de un acelerador variable dispuesto en el paso de alta presión de cámara de válvula delantera (carrera corta) 518a permite ajustar una carrera de pistón de manera continua desde una carrera corta (el acelerador variable está en un estado completamente abierto) hasta una carrera normal (el acelerador variable está en un estado completamente cerrado).

35 En este dispositivo percutor hidráulico, el pistón 522 es empujado constantemente hacia atrás porque la cámara de pistón delantera 501 está constantemente conectada a alta presión. Cuando la cámara de pistón trasera 502 está conectada a alta presión a través del funcionamiento de la válvula 528, el pistón 522 avanza debido a una diferencia de área de recepción de presión y, cuando la cámara de pistón trasera 502 está conectada a baja presión a través del funcionamiento de la válvula 528, el pistón 522 se retrae.

45 La válvula 528 es empujada constantemente hacia delante porque la cámara de válvula trasera 509 está constantemente conectada a alta presión. Cuando el paso de control de válvula 518 entra en comunicación con la cámara de válvula delantera 508 y la cámara de válvula delantera 508 está conectada, de este modo, a alta presión, la válvula 528 se retrae debido a una diferencia de área de recepción de presión y, cuando el paso de control de válvula 518 entra en comunicación con el puerto de descarga de aceite 505 y la cámara de válvula delantera 508 está conectada, de este modo, a baja presión, la válvula 528 avanza.

50 Un dispositivo percutor hidráulico que divulga todas las características del preámbulo de la reivindicación 1 adjunta se conoce a partir del documento WO 2015/115105 A1.

#### **Lista de citas**

#### **Bibliografía de patentes**

55 Bibliografía de patentes 1: documento JP 4912785 B

#### **Sumario de la invención**

#### **60 Problema técnico**

65 En ocasiones, es necesario un dispositivo percutor hidráulico de este tipo para ajustar la potencia de percusión. Se considera que las medidas para ajustar la potencia de percusión incluyen una medida de disponer una válvula de ajuste de presión y reducir la presión del aceite presurizado suministrado al dispositivo percutor hidráulico, así como una medida de, al hacer funcionar el mecanismo de conmutación de carrera y al acortar una carrera, reducir la velocidad de pistón en el momento de las carreras. Sin embargo, la medida de disponer la válvula de ajuste de

presión presenta el problema de que la capacidad de control es baja y la medida de utilizar el mecanismo de conmutación de carrera presenta el problema de que la capacidad de funcionamiento es baja.

- 5 Por consiguiente, la presente invención se ha realizado centrándose en tales problemas y un problema que debe resolver la presente invención es proporcionar un dispositivo percutor hidráulico cuyas características de percusión se puedan cambiar fácilmente.

### Solución al problema

- 10 Con el fin de lograr el objeto mencionado anteriormente, de acuerdo con un primer modo de la presente invención, se proporciona un dispositivo percutor hidráulico que incluye: un cilindro; un pistón ajustado de manera deslizable en el interior del cilindro; una cámara de pistón delantera y una cámara de pistón trasera definidas entre una superficie periférica exterior del pistón y una superficie periférica interior del cilindro y dispuestas separadas entre sí en direcciones axialmente delantera y trasera; y un mecanismo de válvula de conmutación configurado para conmutar la cámara de pistón delantera y la cámara de pistón trasera a un estado de alta presión y a un estado de baja presión de manera intercambiable, avanzando y retrayéndose el pistón en el cilindro para percutir una varilla para percutir, en donde el mecanismo de válvula de conmutación incluye una cámara de válvula formada en el cilindro de manera no concéntrica con el pistón, una válvula ajustada de manera deslizable en la cámara de válvula y en la que está formada una porción de conmutación de alta/baja presión para conmutar la cámara de pistón delantera y la cámara de pistón trasera a un estado de alta presión y a un estado de baja presión de manera intercambiable, una porción de empuje de válvula configurada para empujar constantemente la válvula hacia delante y una porción de control de válvula configurada para, cuando se suministra aceite presurizado, mover la válvula hacia atrás contra la fuerza de empuje por parte de la porción de empuje de válvula, al mecanismo de la válvula de conmutación, están conectados un circuito de funcionamiento inverso y un circuito de funcionamiento directo y los estados de conexión del circuito de funcionamiento inverso y el circuito de funcionamiento directo a un circuito de alta presión y a un circuito de baja presión son intercambiables por medio de una válvula de conmutación de funcionamiento, la porción de empuje de válvula incluye una porción de empuje de funcionamiento inverso configurada para funcionar cuando el circuito de funcionamiento inverso está conectado al circuito de alta presión y una porción de empuje de funcionamiento directo configurada para funcionar cuando el circuito de funcionamiento directo está conectado al circuito de alta presión, el dispositivo percutor hidráulico está configurado para, a través del funcionamiento de la válvula de conmutación de funcionamiento, poder seleccionarse entre un modo de funcionamiento inverso, en el que la válvula y el pistón son hechos funcionar en fases opuestas, y un modo de funcionamiento directo, en el que la válvula y el pistón son hechos funcionar en la misma fase, y, en la porción de conmutación de alta/baja presión, está dispuesta una porción de acortamiento para reducir el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera y la cámara de pistón trasera en asociación con la retracción de la válvula para que sea más corto que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera y la cámara de pistón trasera en asociación con el avance de la válvula.

- 40 De acuerdo con el dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con un aspecto de la presente invención, dado que se acorta el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en el momento del avance y de la retracción del pistón en asociación con el avance de la válvula en el modo de funcionamiento directo, el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en el momento del avance y de la retracción del pistón en asociación con el avance de la válvula en el modo de funcionamiento inverso es relativamente prolongado.

- 45 Es decir, centrándose en la cámara de pistón trasera, el tiempo necesario para conmutar de un estado de baja presión a un estado de alta presión en el modo de funcionamiento directo se vuelve más corto que en el modo de funcionamiento inverso, lo que hace que se acorte una carrera de retracción de pistón en el modo de funcionamiento directo y que se prolongue relativamente la carrera de retracción de pistón en el modo de funcionamiento inverso. Por lo tanto, la selección del modo de funcionamiento directo por medio de la válvula de conmutación de funcionamiento hace que la carrera se establezca en una carrera corta y la selección del modo de funcionamiento inverso hace que la carrera se establezca en una carrera larga.

- 55 El mecanismo de ajuste de carrera convencional descrito anteriormente es un mecanismo en el que se ajusta una carrera ajustando un grado de apertura del acelerador variable dispuesto en el cuerpo principal de cilindro y no es adecuado para un uso en el que se conmuten una carrera larga y una carrera corta de conformidad con los detalles de funcionamiento.

- 60 Aunque se ha propuesto proporcionar una válvula de conmutación de carrera que se puede hacer funcionar a distancia por separado, en este caso, es necesario disponer un nuevo accionador en el cilindro. Por tanto, es necesario disponer, adicionalmente, un conducto de manguera en un armazón de guía, lo que genera otro problema.

- 65 Por el contrario, dado que el dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con un aspecto de la presente invención permite disponer la válvula de conmutación de funcionamiento en el lado de cuerpo principal de pedestal, no es necesaria ninguna modificación en el armazón de guía ni en las porciones relacionadas de este.

En el dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con un aspecto de la presente invención, es preferente que la

porción de acortamiento sea una diferencia entre una anchura de apertura de un puerto que está cerrado por la válvula en el momento del avance de la válvula y una anchura de apertura de un puerto que está cerrado por la válvula en el momento de la retracción de la válvula.

5 Una configuración de este tipo hace innecesario disponer un accionador por separado porque la porción de acortamiento es la diferencia entre la anchura de apertura del puerto que está cerrado por la válvula en el momento del avance de la válvula y la anchura de apertura del puerto que está cerrado por la válvula en el momento de la retracción de la válvula, y es adecuado para lograr un mecanismo de conmutación de carrera mediante el uso de una configuración sencilla.

10 En el dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con un aspecto de la presente invención, es preferente que la porción de control de válvula incluya una porción de retardo que incluya un acelerador configurado para no proporcionar ninguna restricción cuando se suministra aceite presurizado y para ajustar un caudal cuando se descarga aceite presurizado.

15 Una configuración de este tipo permite prolongar una carrera de pistón en el modo de funcionamiento inverso porque, en la porción de control de válvula, está dispuesta una porción de retardo que incluye el acelerador configurado para no proporcionar ninguna restricción cuando se suministra aceite presurizado y para ajustar un caudal cuando se descarga aceite presurizado. Por tanto, una configuración de este tipo es adecuada para aumentar un grado de cambio entre una carrera corta en el modo de funcionamiento directo y una carrera larga en el modo de funcionamiento inverso.

20 Es preferente que el dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con un aspecto de la presente invención incluya un acumulador de alta presión dispuesto en el circuito de funcionamiento inverso y un acumulador de baja presión dispuesto en el circuito de funcionamiento directo.

30 Una configuración de este tipo es adecuada porque un acumulador de alta presión y un acumulador de baja presión están dispuestos en el circuito de funcionamiento inverso y en el circuito de funcionamiento directo, respectivamente, y el acumulador de alta presión y el acumulador de baja presión están dispuestos, de este modo, en el lado de circuito de alta presión y en el lado de circuito de baja presión, respectivamente, en un estado de conexión del modo de funcionamiento inverso, que es utilizado por un funcionamiento habitual, es decir, un estado en el que el circuito de funcionamiento inverso y el circuito de funcionamiento directo están conectados al circuito de alta presión y al circuito de baja presión, respectivamente.

35 Es preferente que el dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con un aspecto de la presente invención incluya pares de un acumulador de alta presión y un acumulador de baja presión dispuestos respectivamente en el circuito de funcionamiento inverso y el circuito de funcionamiento directo y que cada uno de los pares del acumulador de alta presión y del acumulador de baja presión estén dispuestos uno al lado del otro de tal manera que el acumulador de alta presión esté dispuesto en el lado de mecanismo de válvula de conmutación.

40 Una configuración de este tipo es adecuada porque los pares de un acumulador de alta presión y un acumulador de baja presión están dispuestos en cada uno del circuito de funcionamiento inverso y el circuito de funcionamiento directo uno al lado del otro de tal manera que los acumuladores de alta presión están dispuestos en el lado de mecanismo de válvula de conmutación y los acumuladores funcionan, de este modo, normalmente en ambos estados de conexión, el modo de funcionamiento inverso y el modo de funcionamiento directo.

### Efectos ventajosos de la invención

50 Como se ha descrito anteriormente, de acuerdo con la presente invención, es posible proporcionar un dispositivo percutor hidráulico cuyas características de percusión se pueden cambiar fácilmente.

### Breve descripción de los dibujos

55 La figura 1 es una vista esquemática de una primera realización de un dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la presente invención;  
 la figura 2 es un diagrama explicativo de las relaciones entre un cuerpo principal de válvula y unos puertos en el dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la primera realización;  
 la figura 3 es una vista esquemática de una segunda realización del dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la presente invención;  
 60 la figura 4 es una vista esquemática de una tercera realización del dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la presente invención;  
 la figura 5 es una vista esquemática de una cuarta realización del dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la presente invención;  
 las figuras 6A a 6D son diagramas del principio de funcionamiento del dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la segunda realización e ilustra un modo de funcionamiento inverso;  
 65 las figuras 7A a 7D son diagramas del principio de funcionamiento del dispositivo percutor hidráulico de acuerdo

con la segunda realización e ilustra un modo de funcionamiento directo;  
 la figura 8 es un diagrama de carrera-velocidad de pistón de los modos de funcionamiento respectivos; y  
 la figura 9 es una vista esquemática descriptiva de un ejemplo de un dispositivo percutor hidráulico convencional.

## 5 Descripción de las realizaciones

En lo sucesivo en el presente documento, las realizaciones respectivas de la presente invención se describirán haciendo referencia a los dibujos según corresponda. Sin embargo, los dibujos son esquemáticos. Por lo tanto, cabría señalar que una relación y una proporción entre el grosor y las dimensiones de plano y similares son diferentes de las reales y también se incluyen porciones donde las relaciones y las proporciones dimensionales son diferentes entre sí entre los dibujos.

De manera adicional, las realizaciones, que se describirán a continuación, ejemplifican un dispositivo y un método para incorporar una idea técnica de la presente invención y la idea técnica de la presente invención no limita los materiales, las formas, las estructuras, las disposiciones y similares de los componentes constituyentes a los descritos en las realizaciones a continuación. En todos los dibujos, los mismos números de referencia se asignan a los mismos componentes constituyentes. Un componente que tiene la misma función que otro componente, pero cuya distribución o forma está alterada, se indica añadiendo un apóstrofe al mismo número de referencia.

Como se utiliza en el presente documento, un "modo de funcionamiento directo" se refiere a un modo en el que los movimientos de avance y de retracción de un pistón y los movimientos de avance y de retracción de una válvula funcionan en la misma fase y un "modo de funcionamiento inverso" se refiere a un modo en el que los movimientos de avance y de retracción de un pistón y los movimientos de avance y de retracción de una válvula funcionan en fases opuestas. En los dispositivos percutores hidráulicos generales, el modo de funcionamiento inverso se emplea a menudo con la expectativa de que hacer funcionar los movimientos de avance y de retracción de un pistón y los movimientos de avance y de retracción de una válvula en fases opuestas provoque que las fuerzas de reacción se compensen entre sí y, en el presente documento, se hará una descripción suponiendo el modo de funcionamiento inverso como modo de funcionamiento habitual.

En primer lugar, se describirá una configuración de un dispositivo percutor hidráulico de una primera realización de la presente invención haciendo referencia a las figuras 1 y 2.

Como se ilustra en la figura 1, el dispositivo percutor hidráulico de la primera realización incluye un cilindro 100 y un pistón 200 que está ajustado de manera deslizable en el interior del cilindro 100 de tal manera que puede moverse de manera deslizable a lo largo de la dirección axial. El pistón 200 tiene una porción de diámetro grande (delantera) 201 y una porción de diámetro grande (trasera) 202 en una porción media axialmente y unas porciones de diámetro pequeño 203 y 204 que están formadas en la parte delantera y en la parte trasera de las porciones de diámetro grande 201 y 202. Sustancialmente en el medio entre las porciones de pistón de diámetro grande 201 y 202, está formada una ranura anular de conmutación de válvula 205.

El pistón 200, que está dispuesto ajustado de manera deslizable en el cilindro 100, hace que una cámara de pistón delantera 110 y una cámara de pistón trasera 111 estén definidas separadas entre sí en las direcciones axialmente delantera y trasera, respectivamente, entre la superficie periférica exterior del pistón 200 y la superficie periférica interior del cilindro 100. Dentro del cilindro 100, está dispuesto un mecanismo de válvula de conmutación 210 que conmuta la comunicación de la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 con un circuito de alta presión 103 y un circuito de baja presión 104 de manera intercambiable y suministra y descarga aceite hidráulico de modo que los movimientos de avance y de retracción del pistón 200 se repitan.

El mecanismo de válvula de conmutación 210 incluye, dentro del cilindro 100, una cámara de válvula 130 formada de manera no concéntrica con el pistón 200 y una válvula (carrete) 300 ajustada de manera deslizable en la cámara de válvula 130. La cámara de válvula 130 tiene una porción de cámara de válvula de diámetro pequeño 132, una porción de cámara de válvula de diámetro grande 131 y una porción de cámara de válvula de diámetro medio 133 formadas en secuencia desde la parte delantera hasta la parte trasera. En la porción de cámara de válvula de diámetro grande 131, una cámara de control de válvula 137, un puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135, un puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 y un puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera 136 están dispuestos separados entre sí a intervalos predeterminados desde la parte delantera hasta la parte trasera.

El lado de extremo de base (lado de cuerpo principal de pedestal) del circuito de alta presión 103 y el lado de extremo de base del circuito de baja presión 104 están conectados a una bomba P y a un tanque T, respectivamente. El lado de extremo de punta (lado de cilindro 100) del circuito de alta presión 103 está conectado a un circuito de funcionamiento inverso 101 o a un circuito de funcionamiento directo 102 a través de una válvula de conmutación de funcionamiento 105 de manera conmutable. En el circuito de funcionamiento inverso 101 y el circuito de funcionamiento directo 102, están dispuestos un acumulador de alta presión 400 y un acumulador de baja presión 401, respectivamente.

A la cámara de pistón delantera 110, está conectado un paso de cámara de pistón delantera 120 que comunica la cámara de pistón delantera 110 con el circuito de funcionamiento inverso 101 o el circuito de funcionamiento directo 102 a través de la conmutación entre el avance y la retracción de la válvula 300. Por otro lado, a la cámara de pistón trasera 111, está conectado un paso de cámara de pistón trasera 121 que comunica la cámara de pistón trasera 111 con el circuito de funcionamiento inverso 101 o el circuito de funcionamiento directo 102 a través de la conmutación entre el avance y la retracción de la válvula 300.

Entre la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111, un puerto de control de retracción de pistón 113, un puerto de control de válvula 114 y unos puertos de control de avance de pistón 112 están dispuestos separados entre sí a intervalos predeterminados desde la parte delantera hasta la parte trasera. Con respecto a los puertos de control de avance de pistón 112, las porciones de apertura para una carrera normal y una carrera corta están dispuestas en dos posiciones. Un puerto de control de avance de pistón 112a en el lado de la cámara de pistón delantera 110 es un puerto que es para la carrera corta y está provisto de un acelerador variable 127. En el presente documento, se hará una descripción bajo el supuesto de que se establece la carrera normal, es decir, con el acelerador variable 127 establecido en un estado completamente cerrado, el puerto de control de avance de pistón 112 en el lado de la cámara de pistón trasera 111 funciona.

Como se ilustra en la figura 2, la válvula 300 es un cuerpo de válvula de forma cilíndrica hueca que tiene un paso hueco de válvula penetrante axialmente 311.

En la figura 2, el lado superior del eje ilustra un estado en el que el puerto de control de retracción de pistón 113 entra en comunicación mientras el pistón 200 avanza cuando el circuito de funcionamiento inverso 101 está conectado al circuito de alta presión 103 y la válvula 300 comienza, de este modo, a moverse hacia atrás (figura 6B, que se describirá más adelante) o un estado en el que el puerto de control de avance de pistón 112 entra en comunicación mientras el pistón 200 se retrae cuando el circuito de funcionamiento directo 102 está conectado al circuito de alta presión 103 y la válvula 300 comienza, de este modo, a moverse hacia atrás (figura 7D, que se describirá más adelante).

En la figura 2, el lado inferior del eje ilustra un estado en el que el puerto de control de avance de pistón 112 entra en comunicación mientras el pistón 200 se retrae cuando el circuito de funcionamiento inverso 101 está conectado al circuito de alta presión 103 y la válvula 300 comienza, de este modo, a moverse hacia delante (figura 6D, que se describirá más adelante) o un estado en el que el puerto de control de retracción de pistón 113 entra en comunicación mientras el pistón 200 avanza cuando el circuito de funcionamiento directo 102 está conectado al circuito de alta presión 103 y la válvula 300 comienza, de este modo, a moverse hacia delante (figura 7B, que se describirá más adelante).

La válvula 300 tiene, en la superficie periférica exterior, unas porciones de válvula de diámetro grande 301, 302 y 303, una porción de válvula de diámetro pequeño 304, que está dispuesta en la parte delantera de la porción de válvula de diámetro grande 301, y una porción de válvula de diámetro medio 305, que está dispuesta en la parte trasera de la porción de válvula de diámetro grande 303. Entre las porciones de válvula de diámetro grande 301 y 302, está dispuesta una ranura anular de conmutación de cámara de pistón delantera 306. Entre las porciones de válvula de diámetro grande 302 y 303, está dispuesta una ranura anular de conmutación de cámara de pistón trasera 307. En la realización, estas ranuras de conmutación de cámara de pistón delantera 306 y la ranura de conmutación de cámara de pistón trasera 307 corresponden a la "porción de conmutación de alta/baja presión" descrita en la Solución al problema descrita anteriormente.

El mecanismo de válvula de conmutación 210 está configurado de tal manera que las porciones de válvula de diámetro grande 301, 302 y 303, la porción de válvula de diámetro pequeño 304 y la porción de válvula de diámetro medio 305 se ajustan de manera deslizable en la porción de cámara de válvula de diámetro grande 131, la porción de cámara de válvula de diámetro pequeño 132 y la porción de cámara de válvula de diámetro medio 133, respectivamente.

La cara de extremo delantero y la cara de extremo trasero de la válvula 300 son una cara de extremo de válvula delantero 308 y una cara de extremo de válvula trasero 309, respectivamente. En los límites entre la porción de válvula de diámetro pequeño 304 y la porción de válvula de diámetro grande 301 y entre la porción de válvula de diámetro grande 303 y la porción de válvula de diámetro medio 305, están formadas una cara de válvula escalonada (delantera) 310 y una cara de válvula escalonada (trasera) 312, respectivamente. En una porción media de la porción de válvula de diámetro grande 302, están dispuestos unos pasos de funcionamiento inverso de cuerpo principal de válvula 313 que penetran la porción de válvula de diámetro grande 302 en direcciones radiales de tal manera que se comunican con el paso hueco de válvula 311.

Cuando se supone que el diámetro exterior de las porciones de válvula de diámetro grande 301, 302 y 303, el diámetro exterior de la porción de válvula de diámetro pequeño 304 y el diámetro exterior de la porción de válvula de diámetro medio 305 se indican mediante  $\phi D1$ ,  $\phi D2$  y  $\phi D3$ , respectivamente, y el diámetro interior del paso hueco de válvula 311 se indica mediante  $\phi D4$ , expresándose las relaciones entre  $\phi D1$  a  $\phi D4$  mediante la Fórmula 1 a continuación:

$$\phi D4 < \phi D2 < \phi D3 < \phi D1 \dots \text{(Fórmula 1).}$$

5 Cuando se supone que las áreas de recepción de presión de la cara de extremo de válvula delantero 308, la cara de extremo de válvula trasero 309, la cara de válvula escalonada (delantera) 310 y la cara de válvula escalonada (trasera) 312 se indican mediante S1, S2, S3 y S4, respectivamente, las áreas de recepción de presión se expresan mediante la Fórmula 2 a continuación:

$$10 \quad S1 = \pi/4 \times (D2^2 - D4^2),$$

$$S2 = \pi/4 \times (D3^2 - D4^2),$$

$$S3 = \pi/4 \times (D1^2 - D2^2),$$

15 y

$$S4 = \pi/4 \times (D1^2 - D3^2) \dots \text{(Fórmula 2).}$$

20 Las relaciones entre las áreas de recepción de presión S1 a S4 se expresan mediante las Fórmulas 3 a 5 a continuación:

$$S1 < S2 \dots \text{(Fórmula 3),}$$

25 y

$$[S1 + S3] > S2 \dots \text{(Fórmula 4),}$$

$$S3 > S4 \dots \text{(Fórmula 5).}$$

30 Una diferencia entre las áreas de recepción de presión S2 y S1 corresponde a la "porción de empuje de funcionamiento inverso", descrita en la Solución al problema descrita anteriormente, que funciona cuando el circuito de funcionamiento inverso está conectado al circuito de alta presión, y el área de recepción de presión S4 corresponde a la "porción de empuje de funcionamiento directo", descrita en la Solución al problema descrita anteriormente, que funciona cuando el circuito de funcionamiento directo está conectado al circuito de alta presión.

35 La "porción de empuje de funcionamiento inverso" y la "porción de empuje de funcionamiento directo" corresponden a la "porción de empuje de válvula" descrita en la Solución al problema descrita anteriormente. El área de recepción de presión S3 corresponde a la "porción de control de válvula", descrita en la Solución al problema descrita anteriormente, que, cuando se suministra aceite presurizado, mueve la válvula hacia atrás contra la fuerza de empuje de la porción de empuje de válvula.

40 Cuando, en la figura 2, una pared lateral en el lado delantero del puerto de funcionamiento inverso de pistón 134, una pared lateral en el lado trasero del puerto de funcionamiento inverso de pistón 134, una pared lateral en el lado trasero del puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135, una pared lateral en el lado delantero del puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera 136, una pared lateral en el lado delantero de la ranura de conmutación de cámara de pistón delantera 306, una pared lateral en el lado trasero de la ranura de conmutación de cámara de pistón delantera 306, una pared lateral en el lado delantero de la ranura de conmutación de cámara de pistón trasera 307 y una pared lateral en el lado trasero de la ranura de conmutación de cámara de pistón trasera 307 se indican mediante los números de referencia 134a, 134b, 135b, 136a, 306a, 306b, 307a y 307b, respectivamente, las relaciones entre las anchuras de apertura y las longitudes de sellado de los puertos que forman la válvula 300 y la cámara de válvula 130 cooperativamente se expresan de la siguiente manera.

50 Cuando se asume la siguiente indicación:

(1) en el momento de la retracción de la válvula 300:

- 55 Ln1: anchura de apertura que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera (trasera) 135b y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón delantera (delantera) 306a;
- 60 Ln2: longitud de sellado que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento inverso de pistón (delantera) 134a y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón delantera (trasera) 306b;
- Ln3: anchura de la abertura que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento inverso de pistón (trasera) 134b y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón trasera (delantera) 307a; y
- 65 Ln4: longitud de sellado que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera (delantera) 136a y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón

trasera (trasera) 307b; y

(2) en el momento del avance de la válvula 300:

5 Lr1: longitud de sellado que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera (trasera) 135b y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón delantera (delantera) 306a;  
 10 Lr2: anchura de apertura que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento inverso de pistón (delantera) 134a y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón delantera (trasera) 306b;  
 Lr3: longitud de sellado que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento inverso de pistón (trasera) 134b y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón trasera (delantera) 307a; y  
 15 Lr4: anchura de apertura que forman la superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera (delantera) 136a y la pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón trasera (trasera) 307b, las siguientes fórmulas son válidas:

$$L_n = L_{n1} = L_{n2} = L_{n3} = L_{n4} \dots \text{(Fórmula 6)}$$

20 (sin embargo, las longitudes de sellado  $L_{n2}$  y  $L_{n4}$  están configuradas para ser ligeramente más largas que las anchuras de apertura  $L_{n1}$  y  $L_{n3}$ );

$$L_r = L_{r1} = L_{r2} = L_{r3} = L_{r4} \dots \text{(Fórmula 7)}$$

25 (Sin embargo, las longitudes de sellado  $L_{r2}$  y  $L_{r4}$  están configuradas para ser ligeramente más largas que las anchuras de apertura  $L_{r1}$  y  $L_{r3}$ ); y

$$L_n < L_r \dots \text{(Fórmula 8),}$$

30 donde una diferencia entre  $L_n$  y  $L_r$  corresponde a la "porción de acortamiento", descrita en la Solución al problema descrita anteriormente, que reduce el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera y la cámara de pistón delantera en asociación con la retracción de la válvula para que sea más corto que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera y la cámara de pistón delantera en asociación con el  
 35 avance de la válvula.

Como se ilustra en la figura 1, el circuito de funcionamiento inverso 101 y el circuito de funcionamiento directo 102 están conectados al puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 y tanto el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135 como el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera 136, respectivamente. Un extremo y el otro extremo del paso de cámara de pistón delantera 120 están conectados a la cámara de pistón delantera 110 y a una porción intermedia entre el puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 y el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135 de la porción de cámara de válvula de diámetro grande 131, respectivamente. Un extremo y el otro extremo del paso de cámara de pistón trasera 121 están conectados a la cámara de pistón trasera 111 y una porción intermedia entre el puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 y el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera 136 de la porción de cámara de válvula de diámetro grande 131, respectivamente.

Un paso de funcionamiento inverso de válvula 123, un paso de funcionamiento directo de válvula 125 y un paso de control de válvula 126 están conectados entre el puerto de control de retracción de pistón 113 y la cara de extremo delantero de la cámara de válvula 130, entre el puerto de control de avance de pistón 112 y el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera 136, y entre el puerto de control de válvula 114 y la cámara de control de válvula 137, respectivamente. Por lo tanto, la presión en el paso hueco de válvula 311 es constantemente alta en el modo de funcionamiento inverso y constantemente baja en el modo de funcionamiento directo.

55 El paso de funcionamiento inverso de válvula 123 puede estar conectado directamente entre el puerto de control de retracción de pistón 113 y el puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 o puede estar conectado directamente entre el puerto de control de retracción de pistón 113 y el circuito de funcionamiento inverso 101. El paso de funcionamiento directo de válvula 125 puede estar conectado directamente entre el puerto de control de avance de pistón 112 y el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135 o puede estar conectado directamente entre el puerto de control de avance de pistón 112 y el circuito de funcionamiento directo 102.

A continuación, se describirá una configuración de un dispositivo percutor hidráulico de una segunda realización de la presente invención haciendo referencia a la figura 3. Una diferencia entre la segunda y la primera realizaciones es que el paso de control de válvula 126 que está conectado entre el puerto de control de válvula 114 y la cámara de control de válvula 137, en la primera realización, se transforma en un paso de control de válvula 126' mediante la disposición de un acelerador variable 128 y una válvula de retención 129 en el paso de control de válvula 126. La

válvula de retención 129 está dispuesta de tal manera que permite que el aceite presurizado fluya desde el lado del puerto de control de válvula 114 hacia la cámara de control de válvula 137 y restringe el flujo de aceite presurizado desde el lado de la cámara de control de válvula 137 hacia el puerto de control de válvula 114.

5 La configuración constituida por el acelerador variable 128 y la válvula de retención 129 corresponde a la "porción de retardo" descrita en la Solución al problema descrita anteriormente. La porción de retardo sirve como un medio para prolongar el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en las cámaras de pistón delantera y trasera en asociación con la retracción de la válvula para que sea más largo que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en las cámaras de pistón delantera y trasera en asociación con el avance de la válvula. Por lo tanto, la segunda realización incluye tanto la "porción de acortamiento" como la "porción de retardo".

10 Los efectos operativos de la primera y la segunda realizaciones se describirán más adelante en detalle haciendo referencia a los diagramas del principio de funcionamiento en las figuras 6A a 6D y 7A a 7D.

15 A continuación, se describirá un dispositivo percutor hidráulico de una tercera realización de la presente invención haciendo referencia a la figura 4. Una diferencia con la primera realización es que, en un circuito de funcionamiento inverso 101, están dispuestos un acumulador de alta presión 400 y un acumulador de baja presión 402 uno al lado del otro de tal manera que el acumulador de alta presión 400 está dispuesto en el lado del mecanismo de válvula de conmutación 210 y, con este, en un circuito de funcionamiento directo 102, están dispuestos un acumulador de alta presión 403 y un acumulador de baja presión 401 uno al lado del otro de tal manera que el acumulador de alta presión 403 está dispuesto en el lado del mecanismo de válvula de conmutación 210.

20 A continuación, se describirá un dispositivo percutor hidráulico de una cuarta realización de la presente invención haciendo referencia a la figura 5. Una diferencia con la primera realización es que se omiten un acumulador de alta presión 400 y un acumulador de baja presión 401, un cabezal posterior 410 está dispuesto en la parte trasera de un cilindro 100 y un espacio dentro del cabezal posterior 410 en el que se inserta un pistón 200 está formado en una cámara de gas 411 que se llena con un gas.

25 A continuación, se describirá un funcionamiento y los efectos de funcionamiento de un dispositivo percutor hidráulico de la presente invención utilizando la segunda realización como ejemplo haciendo referencia a las figuras 6A a 6D y 7A a 7D. En las figura 6A a 6D y 7A a 7D, los pasos que están en un estado de alta presión y los pasos que están en un estado de baja presión se ilustran con "sombreado oscuro" y "sombreado claro", respectivamente.

30 En las figura 6A a 6D, la válvula de conmutación de funcionamiento 105 se ha conmutado al modo de funcionamiento inverso, es decir, una posición en la que el circuito de funcionamiento inverso 101 y el circuito de alta presión 103 están conectados entre sí (una posición en la que el circuito de funcionamiento directo 102 y el circuito de baja presión 104 están conectados entre sí).

35 Cuando, como se ilustra en la figura 6A, la válvula 300 en el mecanismo de válvula de conmutación 210 se conmuta a una posición avanzada, el puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón trasera 121, lo que hace que la presión en la cámara de pistón trasera 111 se vuelva alta. Al mismo tiempo, el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón delantera 120, lo que hace que la presión en la cámara de pistón delantera 110 se vuelva baja. Esta operación hace que el pistón 200 avance.

40 En este momento, la cámara de válvula 130 está constantemente conectada al circuito de funcionamiento inverso 101 a través de los pasos de funcionamiento inverso de cuerpo principal de válvula 313, lo que hace que la presión tanto en la cara de extremo de válvula delantero 308 como en la cara de extremo de válvula trasero 309 se mantenga alta. Dado que la alta presión funciona tanto en la cara de extremo de válvula delantero 308 como en la cara de extremo de válvula posterior 309, la válvula 300 se mantiene en la posición avanzada de la Fórmula 3 descrita anteriormente (véase la figura 6A).

45 A continuación, como se ilustra en la figura 6B, el pistón 200 avanza, se corta la comunicación entre el puerto de control de válvula 114 y el puerto de control de avance de pistón 112 y, en lugar de esta, el puerto de control de válvula 114 entra en comunicación con el puerto de control de retracción de pistón 113. Esta operación hace que se suministre aceite de alta presión desde el paso de funcionamiento inverso de válvula 123 hasta la cámara de control de válvula 137 a través del paso de control de válvula 126'. Dado que, en este momento, el aceite presurizado pasa por la válvula de retención 129 en el paso de control de válvula 126', el flujo del aceite presurizado no se ajusta mediante el acelerador variable 128.

50 Cuando la presión en la cámara de control de válvula 137 se vuelve alta, la alta presión funciona en la cara de válvula escalonada 310, lo que hace que la válvula 300 comience a retraerse desde la Fórmula 4 descrita anteriormente (véase la figura 6B). En este momento, el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con la retracción de la válvula 300 es proporcional a  $\ln$  de la Fórmula 6 descrita anteriormente.

El pistón 200 alcanza un punto de impacto cuando la eficiencia de percusión es máxima (entre las figuras 6B y 6C) y, en el punto de impacto, la punta del pistón 200 percute el extremo trasero de una varilla para percutir (que no se ilustra). Esta operación hace que una onda de choque producida por la percusión se propague hasta una broca o similar en la punta de la varilla a través de la varilla y se utilice como energía para triturar lecho rocoso o similares.

5 Inmediatamente después de que el pistón 200 haya alcanzado el punto de impacto, la válvula 300 completa la conmutación a una posición retraída de esta. Cuando la válvula 300 está en la posición retraída de esta, el puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón delantera 120, lo que hace que la presión en la cámara de pistón delantera 110 se vuelva alta. Al mismo tiempo, el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera 136 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón trasera 121, lo que hace que la presión en la cámara de pistón trasera 111 se vuelva baja. Esta operación hace que el pistón 200 pase a retraerse. Mientras la presión en la cámara de control de válvula 137 se mantiene alta, la válvula 300 se mantiene en la posición retraída (véase la figura 6C).

15 A continuación, el pistón 200 se retrae, se corta la comunicación entre el puerto de control de válvula 114 y el puerto de control de retracción de pistón 113 y, en lugar de esta, el puerto de control de válvula 114 entra en comunicación con el puerto de control de avance de pistón 112. Esta operación hace que la cámara de control de válvula 137 esté conectada al circuito de baja presión 104 a través del paso de control de válvula 126' y el paso de funcionamiento directo de válvula 125. Cuando la presión en la cámara de control de válvula 137 se vuelve baja, la válvula 300 comienza a avanzar desde la Fórmula 3 descrita anteriormente.

25 En este momento, el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con el avance de la válvula 300 es proporcional a  $L_r$  de la Fórmula 7 descrita anteriormente. Dado que, en el paso de control de válvula 126', el aceite presurizado pasa por el acelerador variable 128 bloqueado mediante la válvula de retención 129, se ajusta un caudal en el paso de control de válvula 126' y el interior del paso de control de válvula 126' pasa de un estado de alta presión a un estado de baja presión a través de un estado de presión media (el paso se ilustra con "líneas discontinuas") (véase la figura 6D). La válvula 300 se conmuta de nuevo a la posición avanzada y se repite el ciclo de percusión descrito anteriormente.

30 El tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con la retracción de la válvula 300, en la figura 6B, se reduce para que sea más corto que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con el avance de la válvula 300, en la figura 6D, de la Fórmula 8 descrita anteriormente. Además, dado que, en la figura 6D, la velocidad de flujo del aceite presurizado en el paso de control de válvula 126' se ajusta mediante el acelerador variable 128, el movimiento de avance de la válvula 300 se retarda.

40 Por otro lado, en las figuras 7A a 7D, la válvula de conmutación de funcionamiento 105 se ha cambiado al modo de funcionamiento directo, es decir, una posición en la que el circuito de funcionamiento directo 102 y el circuito de alta presión 103 están conectados entre sí (una posición en la que el circuito de funcionamiento inverso 101 y el circuito de baja presión 104 están conectados entre sí). Cuando, como se ilustra en la figura 7A, la válvula 300 en el mecanismo de válvula de conmutación 210 se conmuta a una posición retraída, el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera 136 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón trasera 125, lo que hace que la presión en la cámara de pistón trasera 111 se vuelva alta. Al mismo tiempo, el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón delantera 120, lo que hace que la presión en la cámara de pistón delantera 110 se vuelva baja. Esta operación hace que el pistón 200 avance.

50 Aunque, en este momento, la cámara de válvula 130 está constantemente conectada al circuito de funcionamiento inverso 101 a través de los pasos de funcionamiento inverso de cuerpo principal de válvula 313 y la presión tanto en la cara de extremo de válvula delantero 308 como en la cara de extremo de válvula trasero 309 se mantiene, de este modo, baja, la válvula 300 se mantiene en la posición retraída de la Fórmula 5 descrita anteriormente porque la alta presión funciona tanto en la cara de válvula escalonada (delantera) 310 como en la cara de válvula escalonada 312 (véase la figura 7A).

60 A continuación, el pistón 200 avanza, se corta la comunicación entre el puerto de control de válvula 114 y el puerto de control de avance de pistón 112 y, en lugar de esta, el puerto de control de válvula 114 entra en comunicación con el puerto de control de retracción de pistón 113. Esta operación hace que el aceite de alta presión en la cámara de control de válvula 137 fluya fuera hacia el circuito de funcionamiento inverso de válvula 123 a través del paso de control de válvula 126'.

65 En este momento, el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con el avance de la válvula 300 es proporcional a  $L_r$  de la Fórmula 7 descrita anteriormente. Dado que, en el paso de control de válvula 126', el aceite presurizado pasa por el acelerador variable 128 bloqueado mediante la válvula de retención 129, se ajusta un caudal en el paso de

control de válvula 126' y el interior del paso de control de válvula 126' pasa de un estado de alta presión a un estado de baja presión a través de un estado de presión media. Cuando la presión en la cámara de control de válvula 137 se vuelve baja, la alta presión funciona únicamente en la cara de válvula escalonada 312, lo que hace que la válvula 300 comience a avanzar (véase la figura 7B).

5 El pistón 200 alcanza un punto de impacto al aumentar la eficiencia de percusión (entre las figuras 7B y 7C) y, en el punto de impacto, la punta del pistón 200 percute el extremo trasero de la varilla para percutir (que no se ilustra). Esta operación hace que una onda de choque producida por la percusión se propague hasta una broca o similar en la punta de la varilla a través de la varilla y se utilice como energía para triturar lecho rocoso o similares.

10 Cuando la válvula 300 está en la posición avanzada de esta, el puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera 135 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón delantera 120, lo que hace que la presión en la cámara de pistón delantera 110 se vuelva alta. Al mismo tiempo, el puerto de funcionamiento inverso de pistón 134 entra en comunicación con el paso de cámara de pistón trasera 121, lo que hace que la presión en la cámara de pistón trasera 111 se vuelva baja.

15 Esta operación hace que el pistón 200 pase a retraerse. Mientras la presión en la cámara de control de válvula 137 se mantiene baja, la válvula 300 se mantiene en la posición avanzada. Aunque la válvula 300 completa el movimiento hasta la posición avanzada de esta ligeramente más tarde que un punto en el tiempo en el que el pistón 200 alcanza el punto de impacto, como se describirá más adelante, la diferencia de temporización tiene poca influencia sobre la potencia de percusión porque el pistón 200 ya ha comenzado el movimiento de retracción debido al rebote después de la percusión en la varilla (figura 7C).

20 A continuación, el pistón 200 se retrae, se corta la comunicación entre el puerto de control de válvula 114 y el puerto de control de retracción de pistón 113 y, en lugar de esta, el puerto de control de válvula 114 entra en comunicación con el puerto de control de avance de pistón 112. Esta operación hace que la cámara de control de válvula 137 esté conectada al circuito de funcionamiento directo 102 a través del paso de control de válvula 126' y el paso de funcionamiento directo de válvula 125. Cuando la presión en la cámara de control de válvula 137 se vuelve alta, la válvula 300 comienza a retraerse desde la Fórmula 5 descrita anteriormente.

25 En este momento, el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con la retracción de la válvula 300 es proporcional a  $L_n$  de la Fórmula 6 descrita anteriormente. Dado que el aceite presurizado pasa por la válvula de retención 129 en el paso de control de válvula 126', el flujo del aceite presurizado no se ajusta mediante el acelerador variable 128 (véase la figura 7D). La válvula 300 se conmuta de nuevo a la posición avanzada y se repite el ciclo de percusión descrito anteriormente.

30 El tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con la retracción de la válvula 300, en la figura 7D, se reduce para que sea más corto que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con el avance de la válvula 300, en la figura 7B, de la Fórmula 8 descrita anteriormente. Además, en la figura 7B, dado que la velocidad de flujo del aceite presurizado en el paso de control de válvula 126' se ajusta mediante el acelerador variable 128, el movimiento de avance de la válvula 300 se retarda.

35 A continuación, el modo de funcionamiento inverso ilustrado en las figuras 6A a 6D y el modo de funcionamiento directo ilustrado en las figuras 7A a 7D se comparan entre sí centrándose en la "porción de acortamiento", que es un elemento constituyente principal de la presente invención.

40 a) En una fase en la que el pistón 200 pasa de retracción a avance

La válvula 300 se mantiene en la posición avanzada en el modo de funcionamiento inverso (figura 6A) y en la posición retraída en el modo de funcionamiento directo (figura 7A) y no existe diferencia en el movimiento de avance del pistón 200 entre ambos modos.

45 b) En una fase en la que el pistón 200 avanza y el puerto de control de retracción de pistón 113 entra en comunicación

50 La válvula 300 pasa a la retracción en el modo de funcionamiento inverso (figura 6B) y pasa al avance en el modo de funcionamiento directo (figura 7B).

55 De la Fórmula 8 descrita anteriormente, el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con la retracción de la válvula se reduce para que sea más corto que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con el avance de la válvula. Dado que, como se ha descrito anteriormente, los dispositivos percutores hidráulicos generales emplean el modo de

funcionamiento inverso, la temporización de conmutación de la válvula 300 en el modo de funcionamiento inverso se establece como temporización habitual en esta fase, lo que significa que la temporización de conmutación de la válvula 300 en el modo de funcionamiento directo se retarda relativamente.

5 c) En una fase en la que el pistón 200 alcanza el punto de impacto y la válvula 300 completa la conmutación

A pesar de que, como se ha descrito en el punto b), en el modo de funcionamiento directo (durante un proceso desde la figura 7B hasta la figura 7C), la temporización de conmutación de la válvula 300 cuando el pistón 200 gira del avance a la retracción se retarda respecto de la temporización habitual con respecto al modo de funcionamiento  
10 inverso (durante un proceso desde la figura 6B hasta la figura 6C), el retardo no tiene una gran influencia sobre las características de percusión porque el pistón 200 pasa a la retracción debido al rebote después de que el pistón 200 haya alcanzado el punto de impacto y haya percutido la varilla.

15 d) En una fase en la que el pistón 200 se retrae y el puerto de control de avance de pistón 112 entra en comunicación

La válvula 300 pasa al avance en el modo de funcionamiento inverso (figura 6B) y pasa a la retracción en el modo de funcionamiento directo (figura 7B).

20 Del mismo modo que con el punto b) descrito anteriormente, el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con la retracción de la válvula se reduce para que sea más corto que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera 110 y la cámara de pistón trasera 111 en asociación con el  
25 avance de la válvula. Por lo tanto, una temporización de conmutación de la válvula 300 en el modo de funcionamiento directo se cambia a un punto de tiempo anterior a la temporización de conmutación de la válvula 300 en el modo de funcionamiento inverso, como resultado de lo cual una posición de finalización de retracción, es decir, un punto muerto posterior, del pistón 200 se mueve hacia delante y la carrera de pistón, de este modo, se acorta.

30 Resumiendo la descripción anterior, la disposición de la "porción de acortamiento" en el mecanismo de válvula de conmutación 210 permite acortar una carrera en el modo de funcionamiento directo en comparación con el modo de funcionamiento inverso. Por lo tanto, es posible realizar un funcionamiento habitual mediante el uso del modo de funcionamiento inverso y realizar trabajos que necesiten percusiones ligeras utilizando una potencia de percusión baja mediante la conmutación al modo de funcionamiento directo por medio de la válvula de conmutación de  
35 funcionamiento 105. Cabe destacar que la primera realización incluye únicamente la "porción de acortamiento" descrita anteriormente.

A continuación, el modo de funcionamiento inverso ilustrado en las figuras 6A a 6D y el modo de funcionamiento directo ilustrado en las figuras 7A a 7D se comparan entre sí centrándose en la "porción de retardo", que es otro elemento constituyente principal de la presente invención.

40 a') En una fase en la que el pistón 200 pasa de retracción a avance

La válvula 300 se mantiene en la posición avanzada en el modo de funcionamiento inverso (figura 6A) y en la posición retraída en el modo de funcionamiento directo (figura 7A) y no existe diferencia en el movimiento de avance  
45 del pistón 200 entre ambos modos.

b') En una fase en la que el pistón 200 avanza y el puerto de control de retracción de pistón 113 entra en comunicación

50 Dado que, aunque el acelerador variable 128 no funciona en el modo de funcionamiento inverso (figura 6B), la velocidad a la que el aceite de alta presión fluye fuera de la cámara de control de válvula 137 se ajusta mediante el acelerador variable 128 en el modo de funcionamiento directo (figura 7B), la temporización de conmutación de la válvula 300 en el modo de funcionamiento directo se retarda.

55 c') En una fase en la que el pistón 200 alcanza el punto de impacto y la válvula 300 completa la conmutación

A pesar de que, como se ha descrito en el punto b), en el modo de funcionamiento directo (durante un proceso desde la figura 7B hasta la figura 7C), la temporización de conmutación de la válvula 300 cuando el pistón 200 gira del avance a la retracción se retarda respecto de la temporización habitual con respecto al modo de funcionamiento  
60 inverso (durante un proceso desde la figura 6B hasta la figura 6C), el retardo no tiene una gran influencia sobre las características de percusión porque el pistón 200 pasa a la retracción debido al rebote después de que el pistón 200 haya alcanzado un punto de impacto y haya percutido la varilla.

65 d') En una fase en la que el pistón 200 se retrae y el puerto de control de avance de pistón 112 entra en comunicación

Dado que, en el modo de funcionamiento inverso (figura 6B), la velocidad a la que el aceite de alta presión fluye fuera de la cámara de control de válvula 137 se ajusta mediante el acelerador variable 128 y, en el modo de funcionamiento directo (figura 7B), el acelerador variable 128 no funciona, la temporización de conmutación de la válvula 300 en el modo de funcionamiento inverso se retarda, la posición de finalización de retracción, es decir, el punto muerto posterior, del pistón 200 se mueve hacia atrás y la carrera de pistón, de este modo, se prolonga.

Resumiendo la descripción anterior, la disposición de la "porción de retardo" en el mecanismo de válvula de conmutación 210 permite prolongar una carrera en el modo de funcionamiento inverso en comparación con el modo de funcionamiento directo. La cantidad de prolongación en una carrera puede controlarse mediante la cantidad de ajuste del acelerador variable 128.

Por lo tanto, de acuerdo con el dispositivo percutor hidráulico de la presente realización, como se ilustra en un diagrama de carrera-velocidad de pistón en la figura 8, la disposición de la porción de acortamiento y de la porción de retardo permite que la carrera de pistón, en el modo de funcionamiento directo, se establezca a una carrera corta (Scorta en la figura 8) y, en el modo de funcionamiento inverso, se establezca a una carrera que se puede cambiar dentro de un intervalo desde una carrera normal (Snormal en la figura 8) hasta una carrera larga (Slarga en la figura 8).

Cabe destacar que, en la figura 8, la abscisa S y la ordenada V representan la carrera de pistón y la velocidad de pistón, respectivamente, Vlarga, Vnormal y Vcorta representan velocidades en el momento de las percusiones cuando están en funcionamiento a lo largo de la carrera corta Scorta, la carrera normal Snormal y la carrera larga Slarga, respectivamente, y  $S_0$  representa una velocidad máxima cuando el pistón se retrae desde un punto de impacto.

A continuación, una comparación entre la primera y la tercera realizaciones de la presente invención, es decir, los efectos de funcionamiento proporcionados por una diferencia en las distribuciones de los acumuladores, se describirá.

Dado que, como se ha descrito anteriormente, el modo de funcionamiento inverso se emplea como modo de funcionamiento habitual en la presente invención, el acumulador de alta presión 400 y el acumulador de baja presión 401 están dispuestos en el circuito de funcionamiento inverso 101 y el circuito de funcionamiento directo 102, respectivamente, en la primera realización. Mientras que el acumulador de alta presión 400 y el acumulador de baja presión 401 utilizan componentes constituyentes comunes, tales como un recipiente de presión y un diafragma, los valores de establecimiento de la presión de un gas sellado se establecen a alta presión y a baja presión para el acumulador de alta presión 400 y para el acumulador de baja presión 401, respectivamente.

En la primera realización, dado que la válvula de conmutación de funcionamiento 105 se conmuta a una posición de modo de funcionamiento inverso como modo de funcionamiento habitual, el acumulador de alta presión 400 absorbe el choque y la pulsación que se propagan a través del aceite de alta presión mediante la acumulación del aceite de alta presión y, cuando la cantidad de aceite se vuelva insuficiente en el circuito, compensa la insuficiencia en el suministro del aceite presurizado mediante la descarga del aceite presurizado acumulado. Por otro lado, el acumulador de baja presión 401 absorbe el choque y la pulsación que se propagan a través del aceite de baja presión mediante la acumulación del aceite de baja presión.

En la primera realización, existe la preocupación de que, cuando se selecciona el modo de funcionamiento directo mediante la conmutación de la válvula de conmutación de funcionamiento 105, la presión en el acumulador de alta presión 400 y la presión en el acumulador de baja presión 401 se vuelven baja y alta, respectivamente, y, en particular, el acumulador de baja presión 401, que se hace que acumule aceite de alta presión, puede tener una ausencia de rendimiento. Sin embargo, dado que, como se describe en los diagramas del principio de funcionamiento, el modo de funcionamiento directo hace que la carrera de pistón se acorte a una carrera corta, el choque y la pulsación en los pasos se vuelven relativamente moderados. Por lo tanto, no existe inconveniente significativo en el uso del acumulador de baja presión 401.

Por otro lado, en la tercera realización, dado que un par del acumulador de alta presión 400 y el acumulador de baja presión 402 y un par del acumulador de alta presión 403 y el acumulador de baja presión 401 están dispuestos en el circuito de funcionamiento inverso 101 y en el circuito de funcionamiento directo 102 uno al lado del otro de tal manera que los acumuladores de alta presión 400 y 403 estén dispuestos en el lado del mecanismo de válvula de conmutación 210, respectivamente, se hace posible que los acumuladores de alta presión y los acumuladores de baja presión alcancen el rendimiento original incluso cuando se selecciona el modo de funcionamiento inverso o el modo de funcionamiento directo.

A continuación, se describirán los efectos de funcionamiento de la cuarta realización de la presente invención.

Los efectos de funcionamiento de los acumuladores utilizados en un dispositivo percutor hidráulico de este tipo incluyen una "acción amortiguadora" para impedir que el equipo resulte dañado mediante la absorción del choque y la pulsación que se propagan a través del aceite presurizado en un circuito y una "acción de acumulación de

energía" para acumular el aceite presurizado cuando la cantidad de aceite en el circuito es excesiva con respecto a la cantidad de descarga procedente de una bomba y descargar el aceite presurizado acumulado cuando la cantidad de aceite es insuficiente.

5 Centrándose en la acción de acumulación de energía, dado que el exceso y la deficiencia en la cantidad del aceite en el circuito son provocados por los movimientos de avance y de retracción del pistón 200, se puede decir que los acumuladores convierten la energía cinética del pistón 200 en energía de percusión mediante el uso del aceite presurizado como medio y acumulando y descargando el aceite presurizado.

10 Por otro lado, la cuarta realización, en lugar de convertir la energía cinética del pistón 200 en energía de percusión mediante el uso del aceite presurizado como medio, convierte la energía cinética en el momento de la retracción del pistón 200 en energía de percusión acumulando y descargando directamente la energía cinética en la cámara de gas 411 del cabezal posterior 410.

15 Un concepto básico de la presente invención es cambiar las características de percusión mediante la conmutación del circuito de alta presión 103 y el circuito de baja presión 104 de manera intercambiable. Aunque se ha descrito anteriormente que, en la primera realización, el acumulador de alta presión 400 y el acumulador de baja presión 401 están dispuestos en el circuito de alta presión 103 y en el circuito de baja presión 104, respectivamente, y que puede darse el caso de que los acumuladores respectivos no puedan alcanzar el rendimiento original de estos debido a la conmutación de circuito, la acción de acumulación de energía del cabezal posterior 410 es adecuada para la presente invención porque la conmutación de circuito no tiene efectos sobre la acción de acumulación de energía del cabezal posterior 410.

25 Sin embargo, con respecto a la acción amortiguadora para impedir que el equipo resulte dañado por choque y pulsación que se propagan a través del aceite presurizado en el circuito, aunque el cabezal posterior 410, como medio alternativo a un acumulador, puede amortiguar tal choque y pulsación hasta cierto punto, el efecto de la acción amortiguadora del cabezal posterior 410 está limitado en comparación con un acumulador. Por este motivo, es preferente emplear la cuarta realización para un mecanismo percutor hidráulico de pequeño tamaño en el que el choque y la pulsación del aceite presurizado en el circuito son relativamente pequeños.

30 La cuarta realización es preferente porque la omisión de los acumuladores permite miniaturizar un dispositivo percutor hidráulico y simplificar la configuración de este.

35 Aunque las realizaciones de la presente invención se han descrito anteriormente haciendo referencia a los dibujos adjuntos, el dispositivo percutor hidráulico que emplea el método de conmutación de alta/baja presión de cámara de pistón delantera/trasera de acuerdo con la presente invención no se limita a las realizaciones descritas anteriormente y debería entenderse que se pueden realizar diversas otras modificaciones y alteraciones a los componentes constituyentes respectivos a menos que se aleje del espíritu y del alcance de la presente invención.

40 Por ejemplo, aunque, en las realizaciones descritas anteriormente, un caso donde, del mismo modo que en el mecanismo de válvula de conmutación ilustrado en la figura 2, las anchuras de apertura (longitudes de sellado) entre la válvula y los puertos se utilizan como medida para crear una diferencia de tiempo entre un movimiento de avance de la válvula y un movimiento de retracción de la válvula, es posible, sin limitarse al caso, crear una diferencia de tiempo mediante el establecimiento de una diferencia entre las áreas de recepción de presión y también es posible  
45 crear una diferencia de tiempo mediante el uso de una diferencia de área de línea hidráulica entre un circuito de funcionamiento inverso y un circuito de funcionamiento directo, es decir, una diferencia en la resistencia de línea hidráulica.

50 Aunque el eje del pistón y el eje de la válvula son paralelos entre sí, el establecimiento de los ejes en las direcciones ortogonales no tiene efectos sobre la función del dispositivo percutor hidráulico. La primera realización y la cuarta realización pueden incorporarse al mismo tiempo, es decir, los acumuladores pueden estar dispuestos, respectivamente, en el circuito de alta presión y en el circuito de baja presión y, en conjunto con este, un cabezal posterior equipado con una cámara de gas está dispuesto en una porción trasera del cilindro.

#### 55 **Lista de signos de referencia**

100	Cilindro
101	Circuito de funcionamiento inverso
102	Circuito de funcionamiento directo
103	Circuito de alta presión
104	Circuito de baja presión
105	Válvula de conmutación de funcionamiento
110	Cámara de pistón delantera
111	Cámara de pistón trasera
112	Puerto de control de avance de pistón
112a	Puerto de control de avance de pistón (carrera corta)

## ES 2 927 066 T3

113	Puerto de control de retracción de pistón
114	Puerto de control de válvula
120	Paso de cámara de pistón delantera
121	Paso de cámara de pistón trasera
123	Paso de funcionamiento inverso de válvula
125	Paso de funcionamiento directo de válvula
126, 126'	Paso de control de válvula
127	Acelerador variable
128	Acelerador variable
129	Válvula de retención
130	Cámara de válvula
131	Porción de cámara de válvula de diámetro grande
132	Porción de cámara de válvula de diámetro pequeño
133	Porción de cámara de válvula de diámetro medio
134	Puerto de funcionamiento inverso de pistón
134a	Superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento inverso de pistón (delantera)
134b	Superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento inverso de pistón (trasera)
135	Puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera
135b	Superficie lateral de ranura de puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón delantera (trasera)
136	Puerto de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera
136a	Superficie lateral de ranura de orificio de funcionamiento directo de cámara de pistón trasera (delantera)
137	Cámara de control de válvula
200	Pistón
201	Porción de diámetro grande (delantera)
202	Porción de diámetro grande (trasera)
203	Porción de diámetro pequeño (delantera)
204	Porción de diámetro pequeño (trasera)
205	Ranura de conmutación de válvula
210	Mecanismo de válvula de conmutación
300	Válvula
301	Porción de válvula de diámetro grande (delantera)
302	Porción de válvula de diámetro grande (media)
303	Porción de válvula de diámetro grande (trasera)
304	Porción de válvula de diámetro pequeño
305	Porción de válvula de diámetro medio
306	Ranura de conmutación de cámara de pistón delantera
306a	Pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón delantera (delantera)
306b	Pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón delantera (trasera)
307	Ranura de conmutación de cámara de pistón trasera
307a	Pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón trasera (delantera)
307b	Pared lateral de ranura de conmutación de cámara de pistón trasera (trasera)
308	Cara de extremo de válvula delantero
309	Cara de extremo de válvula trasero
310	Cara de válvula escalonada (delantera)
311	Paso hueco de válvula
312	Cara de válvula escalonada (trasera)
313	Paso de funcionamiento inverso de cuerpo principal de válvula
400	Acumulador de alta presión
401	Acumulador de baja presión
402	Acumulador de baja presión
403	Acumulador de alta presión
410	Cabezal posterior
411	Cámara de gas
Ln1, Ln2, Ln3, Ln4	Anchura de apertura de funcionamiento directo (longitud de sellado)
Lr1, Lr2, Lr3, Lr4	Anchura de apertura de funcionamiento inverso (longitud de sellado)
P	Bomba
T	Tanque
500	Cilindro
501	Cámara de pistón delantera
502	Cámara de pistón trasera
503	Puerto de control de avance de pistón
503a	Puerto de control de avance de pistón (carrera corta)
504	Puerto de control de retracción de pistón
505	Puerto de descarga de aceite

506	Mecanismo de válvula de conmutación
507	Cámara principal de válvula
508	Cámara de válvula delantera
509	Cámara de válvula trasera
510	Puerto de alta presión de cámara de pistón trasera
511	Puerto de conmutación de cámara de pistón trasera
512	Puerto de baja presión de cámara de pistón trasera
513	Circuito de alta presión
514	Paso de alta presión
515	Paso de cámara de pistón trasera
516	Paso de cámara de pistón delantera
517	Paso de cámara de válvula trasera
518	Paso de control de válvula
518a	Paso de alta presión de cámara de válvula delantera (carrera corta)
518b	Paso de alta presión de cámara de válvula delantera
518c	Paso de baja presión de cámara de válvula delantera
519	Circuito de baja presión
520	Paso de baja presión de válvula
521	Paso de baja presión de pistón
522	Pistón
523	Porción de diámetro grande (delantera)
524	Porción de diámetro grande (trasera)
525	Porción de diámetro medio
526	Porción de diámetro pequeño
527	Ranura de conmutación de válvula
528	Válvula
529	Porción de válvula de diámetro grande (delantera)
530	Porción de válvula de diámetro grande (trasera)
531	Porción de válvula de diámetro medio
532	Porción de válvula de diámetro pequeño
533	Porción de restricción de retracción de válvula
534	Ranura de conmutación de alta presión de cámara de pistón trasera
535	Ranura de conmutación de baja presión de cámara de pistón trasera
536	Acumulador de alta presión
537	Acumulador de baja presión
540	Mecanismo de válvula de conmutación

## REIVINDICACIONES

1. Un dispositivo percutor hidráulico que comprende: un cilindro (100); un pistón (200) ajustado de manera deslizable en el interior del cilindro (100); una cámara de pistón delantera (110) y una cámara de pistón trasera (111) definidas entre una superficie periférica exterior del pistón (200) y una superficie periférica interior del cilindro (100) y dispuestas separadas entre sí en direcciones axialmente delantera y trasera; y un mecanismo de válvula de conmutación (210) configurado para conmutar la cámara de pistón delantera (110) y la cámara de pistón trasera (111) a un estado de alta presión y a un estado de baja presión de manera intercambiable, avanzando y retrayéndose el pistón (200) en el cilindro (100) para percutir una varilla para percutir, en donde
- el mecanismo de válvula de conmutación (210) incluye una cámara de válvula (130) formada en el cilindro (100) de manera no concéntrica con el pistón (200), una válvula (300) ajustada de manera deslizable en la cámara de válvula (130) y en la que está formada una porción de conmutación de alta/baja presión para conmutar la cámara de pistón delantera (110) y la cámara de pistón trasera (111) a un estado de alta presión y a un estado de baja presión de manera intercambiable, una porción de empuje de válvula configurada para empujar constantemente la válvula (300) hacia delante y una porción de control de válvula (137) configurada para, cuando se suministra aceite presurizado, mover la válvula (300) hacia atrás contra la fuerza de empuje por parte de la porción de empuje de válvula, al mecanismo de válvula de conmutación (210), están conectados un circuito de funcionamiento inverso (101) y un circuito de funcionamiento directo (102) y la porción de empuje de válvula incluye una porción de empuje de funcionamiento inverso (123) configurada para funcionar cuando el circuito de funcionamiento inverso (102) está conectado al circuito de alta presión (103) y una porción de empuje de funcionamiento directo (125) configurada para funcionar cuando el circuito de funcionamiento directo (102) está conectado al circuito de alta presión (103), **caracterizado en que** los estados de conexión del circuito de funcionamiento inverso (101) y el circuito de funcionamiento directo (102) a un circuito de alta presión (103) y a un circuito de baja presión (104) son intercambiables por medio de una válvula de conmutación de funcionamiento (105), el dispositivo percutor hidráulico está configurado para, a través del funcionamiento de la válvula de conmutación de funcionamiento (105), poder seleccionarse entre un modo de funcionamiento inverso, en el que la válvula (300) y el pistón (200) son hechos funcionar en fases opuestas, y un modo de funcionamiento directo, en el que la válvula (300) y el pistón (200) son hechos funcionar en la misma fase, y en la porción de conmutación de alta/baja presión, está dispuesta una porción de acortamiento para reducir el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera (110) y la cámara de pistón trasera (111) en asociación con la retracción de la válvula (300) para que sea más corto que el tiempo necesario para la operación de conmutación de alta/baja presión en la cámara de pistón delantera (110) y la cámara de pistón trasera (111) en asociación con el avance de la válvula (300).
2. El dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la reivindicación 1, en donde la porción de acortamiento es una diferencia entre una anchura de apertura de un puerto que está cerrado por la válvula (300) en el momento del avance de la válvula (300) y la anchura de apertura de un puerto que está cerrado por la válvula (300) en el momento de la retracción de la válvula (300).
3. El dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, en donde la porción de control de válvula (137) incluye una porción de retardo que incluye un acelerador configurado para no proporcionar ninguna restricción cuando se suministra aceite presurizado y para ajustar un caudal cuando se descarga aceite presurizado.
4. El dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, que comprende un acumulador de alta presión (400, 403) dispuesto en el circuito de funcionamiento inverso y un acumulador de baja presión (401, 402) dispuesto en el circuito de funcionamiento directo.
5. El dispositivo percutor hidráulico de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, que comprende pares de un acumulador de alta presión (400, 403) y un acumulador de baja presión (401, 402) dispuestos respectivamente en el circuito de funcionamiento inverso (101) y el circuito de funcionamiento directo (102), en donde cada uno de los pares del acumulador de alta presión (400, 403) y el acumulador de baja presión (401, 402) están dispuestos uno al lado del otro de tal manera que el acumulador de alta presión (400, 403) está dispuesto en el lado del mecanismo de válvula de conmutación (210).

FIG. 1

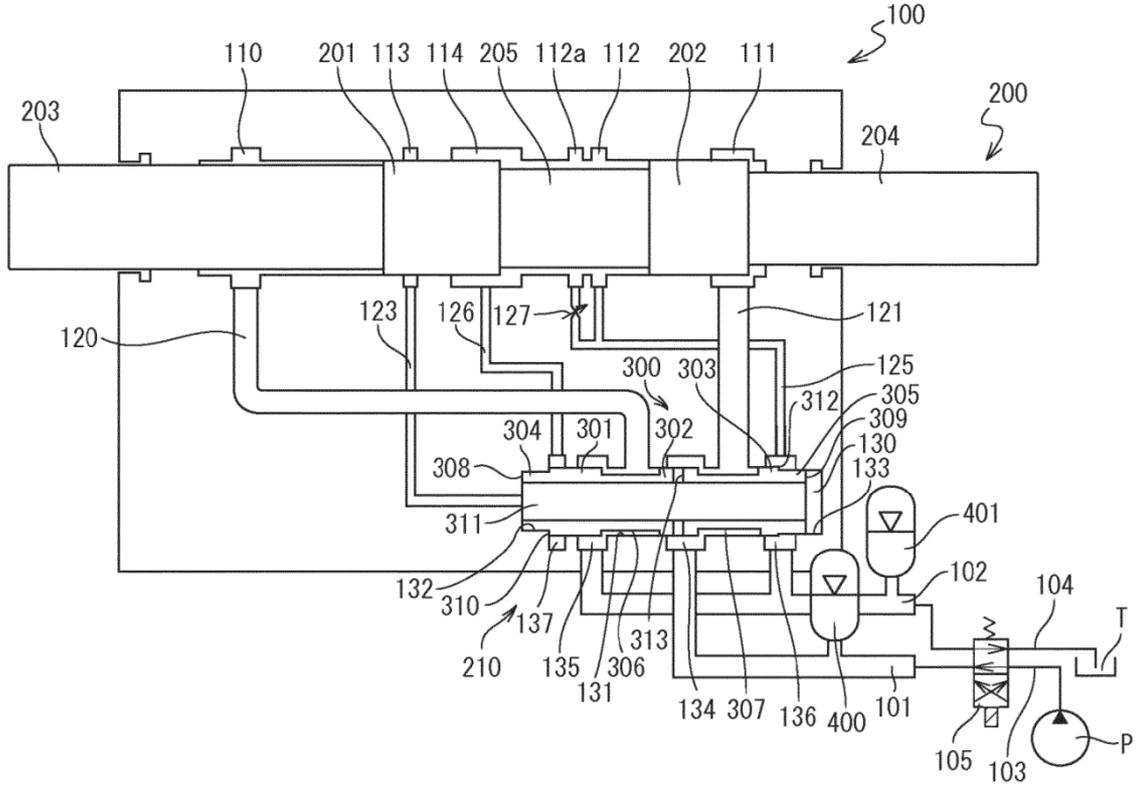


FIG. 2

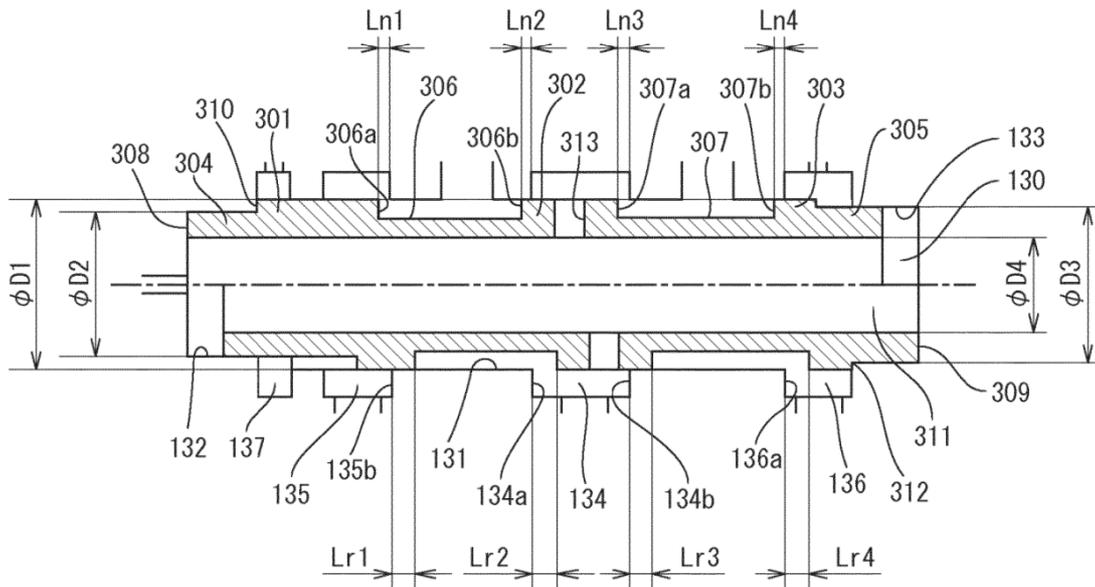


FIG. 3

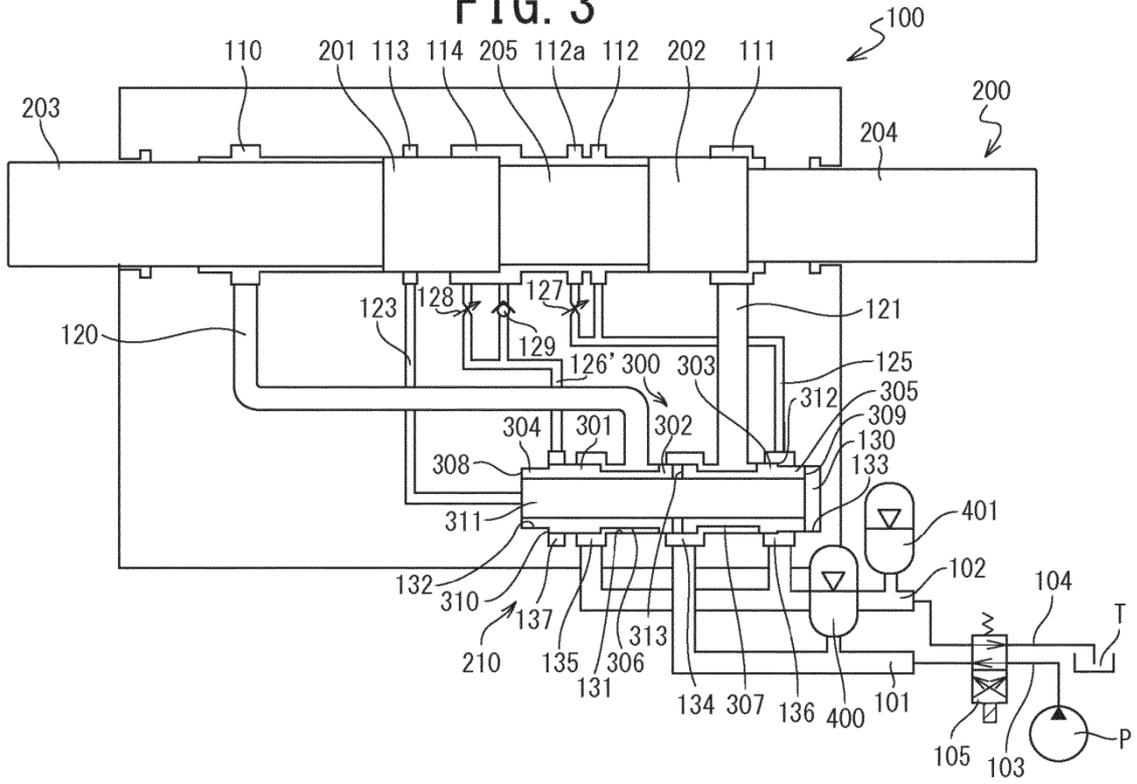


FIG. 4

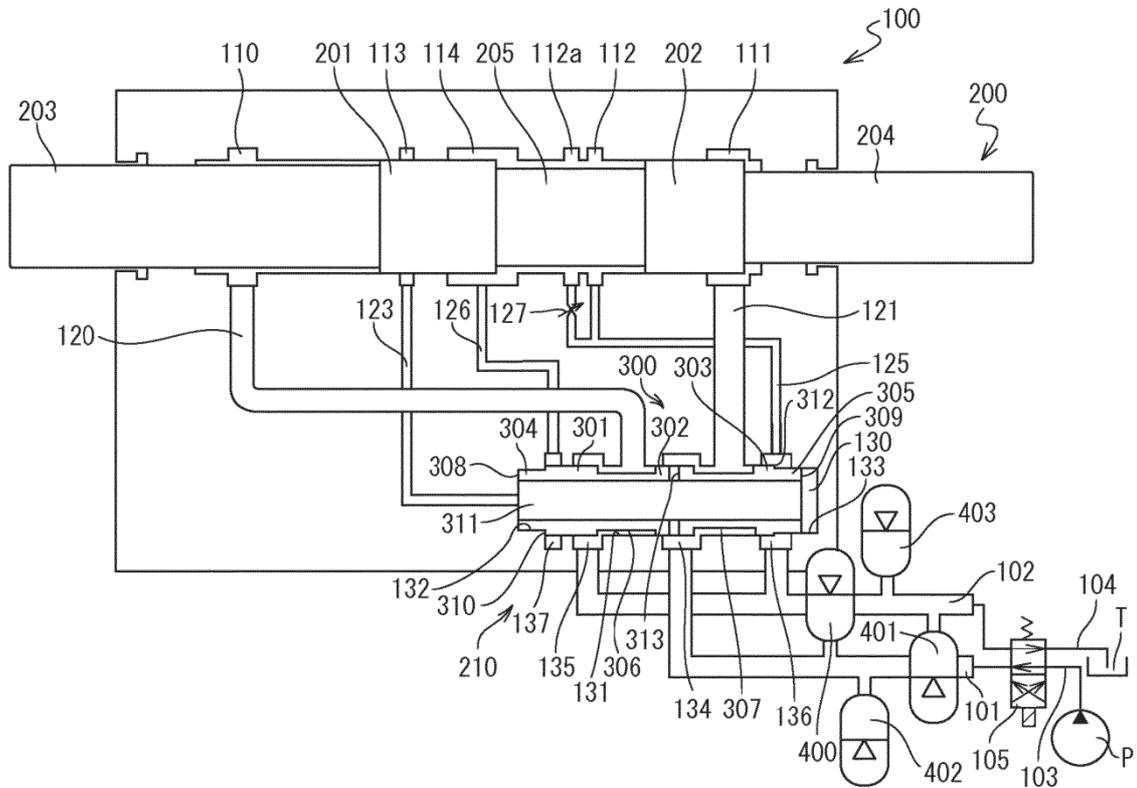


FIG. 5

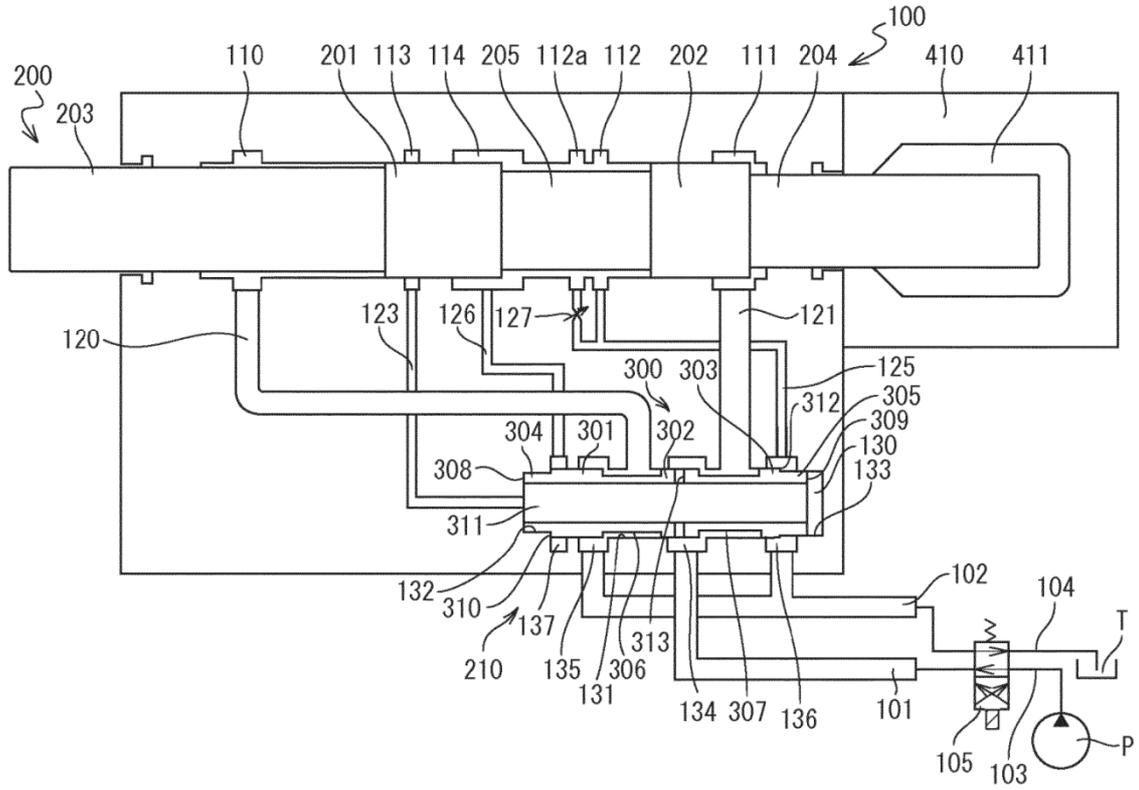


FIG. 6A

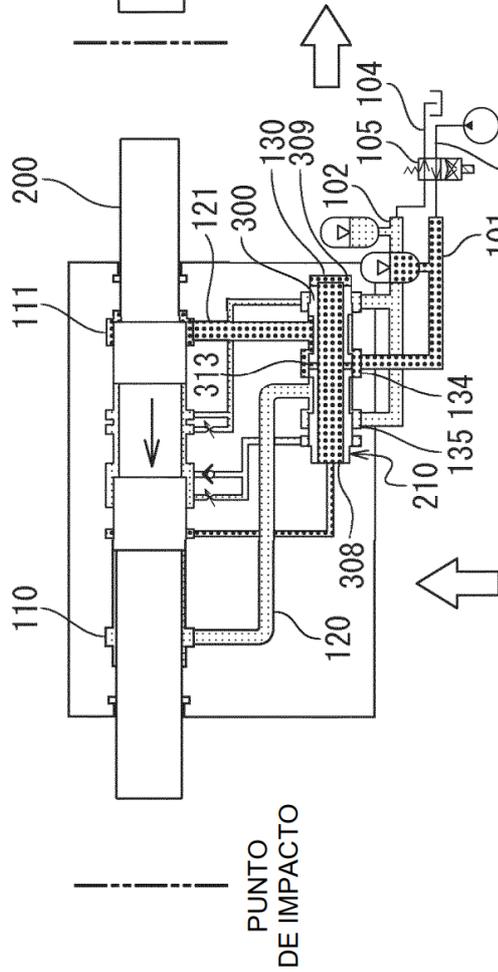


FIG. 6B

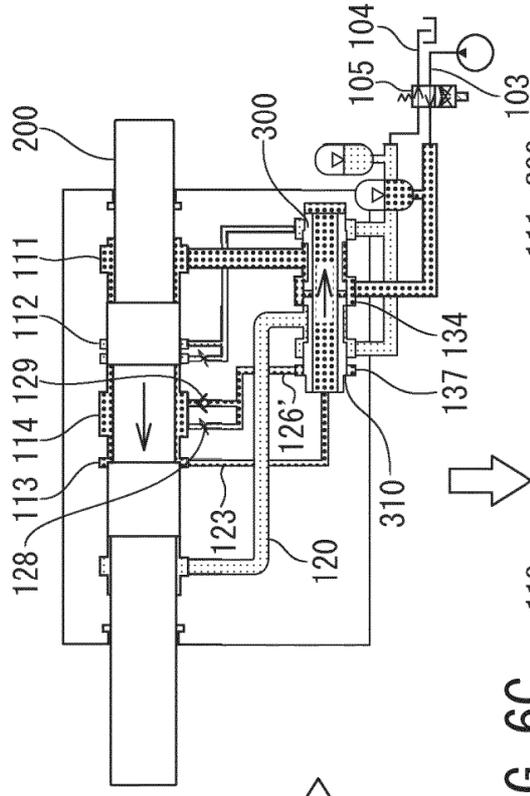


FIG. 6D

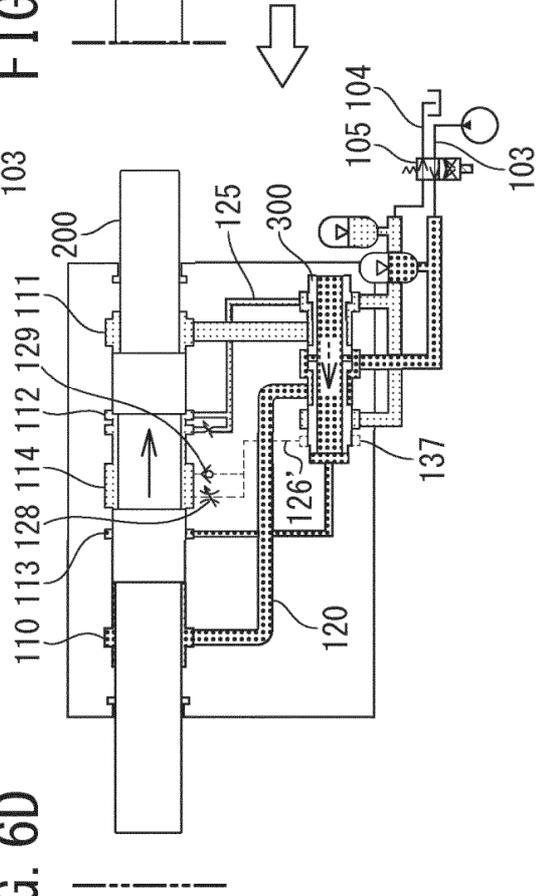


FIG. 6C

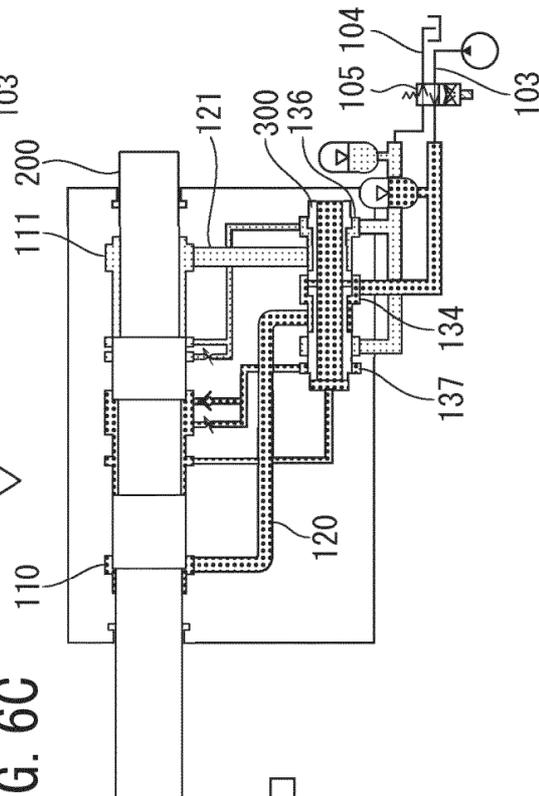




FIG. 8

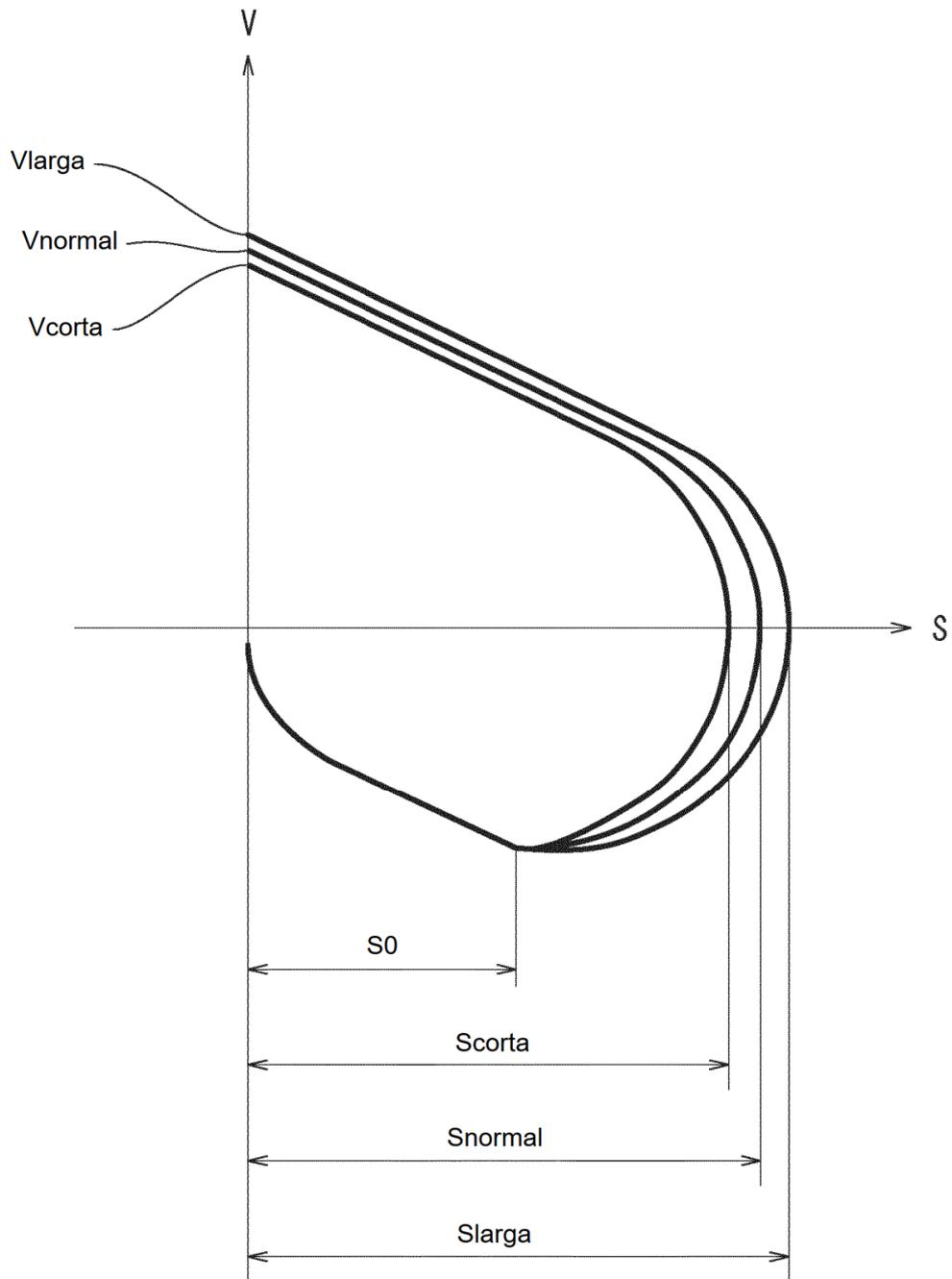


FIG. 9

