

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 389 629**

51 Int. Cl.:
F16F 9/46 (2006.01)
B60G 17/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **05736569 .4**
96 Fecha de presentación: **26.04.2005**
97 Número de publicación de la solicitud: **1746302**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **24.01.2007**

54 Título: **Amortiguador hidráulico**

30 Prioridad:
26.04.2004 JP 2004129481

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
29.10.2012

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
29.10.2012

73 Titular/es:
**KAYABA INDUSTRY CO., LTD. (100.0%)
WORLD TRADE CENTER BLDG, 2-4-1,
HAMAMATSU-CHO MINATO-KU
TOKYO 105-6190, JP**

72 Inventor/es:
MASAMURA, TATSUYA

74 Agente/Representante:
MILTENYI, Peter

ES 2 389 629 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

Amortiguador hidráulico

La presente invención se refiere a un amortiguador hidráulico del tipo de fuerza de amortiguación ajustable, que se utiliza como un sistema de suspensión para un vehículo tal como un automóvil de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1.

Tal amortiguador hidráulico es ya conocido por el documento EP 0 504 624 A.

Otro tipo de amortiguador hidráulico se describe en el documento JP 11-72133 A.

Este amortiguador hidráulico puede controlar de modo variable las fuerzas de amortiguación generadas en un recorrido de extensión y en un recorrido de compresión independientemente entre sí.

- 10 En este caso, mientras en el recorrido de extensión se empuja un distribuidor para la generación de una fuerza de amortiguación por medio de la presión piloto establecida por una válvula de asiento, en el recorrido de compresión el distribuidor es empujado directamente por un muelle. Se aplica la fuerza magnética de un solenoide en una dirección tal que reduzca la fuerza de empuje del muelle, de modo que la fuerza de amortiguación pueda controlarse de modo variable en base a la corriente a través del solenoide.
- 15 En un amortiguador hidráulico convencional, sin embargo, el distribuidor para el cambio de la fuerza de amortiguación como se ha descrito anteriormente es forzado por medio de la presión piloto en el recorrido de extensión, pero es forzado directamente por el muelle en el recorrido de compresión. Por lo tanto, un intervalo variable de la fuerza de amortiguación en el recorrido de compresión depende solamente del muelle. En consecuencia, existe el problema de que no se puede asegurar un intervalo ampliamente variable.
- 20 Es un objetivo de la presente invención proporcionar un amortiguador hidráulico que asegure un intervalo ampliamente variable de la fuerza de amortiguación en el recorrido de compresión así como en el recorrido de extensión.

El anterior y otros objetivos de la invención se consiguen mediante un amortiguador hidráulico de acuerdo con la reivindicación 1. Las reivindicaciones preferidas se reivindican en las reivindicaciones dependientes.

- 25 De acuerdo con la reivindicación 1, la cámara piloto en el lado de extensión y la cámara piloto en el lado de compresión, que son independientes entre sí, se disponen en el lado de la cara posterior del distribuidor y las presiones en las cámaras piloto respectivas están controladas por las dos válvulas de asiento independientes. Por lo tanto, se puede asegurar una fuerza de amortiguación con un amplio intervalo variable no solamente en el recorrido de extensión sino también en el recorrido de compresión y el intervalo variable de la fuerza de amortiguación en el recorrido de extensión y el intervalo variable de la fuerza de amortiguación en el recorrido de compresión se pueden ajustar independientemente entre sí.

La FIG. 1 es una vista frontal de la sección transversal longitudinal de un amortiguador hidráulico de acuerdo con la presente invención.

- 35 La FIG. 2 es una vista en sección transversal parcialmente ampliada que muestra una relación dimensional en una parte esencial alrededor de una válvula del pistón de la FIG. 1.

La FIG. 3 es también una vista en sección transversal parcialmente ampliada que muestra la válvula del pistón en detalle.

La FIG. 4 es un diagrama característico que muestra las características de una fuerza de amortiguación generada por el amortiguador hidráulico.

- 40 Las FIGS. 5(A) y 5(B) son vistas en sección transversal parcialmente ampliadas mostrando cada una parte de asiento de una válvula principal para explicar la relación entre las presiones aplicadas a la parte de asiento.

Las FIGS. 6(A) y 6(B) son también vistas en sección transversal parcialmente ampliadas mostrando cada una la parte de asiento para explicar una relación entre las presiones aplicadas a la parte de asiento en un caso en que la parte de asiento no tiene un orificio troquelado.

- 45 Como se muestra en la FIG. 1, un amortiguador hidráulico de acuerdo con la presente invención está equipado con un cilindro 1, un pistón 2 dispuesto de modo deslizante en el cilindro 1 y una barra del pistón 3 unida al pistón 2.

- 50 El interior del cilindro 1 se divide en una primera cámara de aceite 101 y una segunda cámara de aceite 102 por el pistón 2. Adicionalmente, se dispone un pistón libre 103 en el cilindro 1 y se define de ese modo una cámara de gas 104. Se proporciona en el pistón 2 una válvula del pistón 105 para el control de una fuerza de amortiguación del amortiguador hidráulico.

Las FIGS. 2 y 3 son vistas en sección transversal mostrando cada una el amortiguador hidráulico en una parte alrededor de la válvula del pistón 105. Aunque las FIGS. 2 y 3 son sustancialmente idénticas entre sí, en la FIG. 2 se describe una relación dimensional entre los componentes respectivos.

Se dará en el presente documento a continuación una descripción concreta refiriéndose principalmente a la FIG. 3.

- 5 Se une coaxialmente una carcasa cilíndrica 20 a una punta de la barra del pistón 3. Se insertan una cubierta 21, una guía 22, una tubería de relleno 23 realizada de material no magnético, una guía 24 y un disco 18 dentro de la carcasa 20 secuencialmente hacia abajo desde la parte superior y concéntricamente entre sí. En este estado, las partes roscadas 61 y 62 del pistón 2 y de la carcasa 20 se roscan y aprietan juntas, de modo que los componentes respectivos queden fijados entre sí.
- 10 Entre estos componentes, una parte accesorio entre la guía 22 situada por encima y la tubería de relleno 23 y una parte accesorio entre la tubería de relleno 23 y la guía 24 situada por debajo se fijan firmemente por medio de soldadura o similar, de modo que se constituya el conjunto de guía 70 para asegurar una estanqueidad al aire.

- Una parte del cilindro 20a que forma una parte inferior de la carcasa 20 y una parte del cilindro 24a de la guía 24 están provistas con un paso 25 y un paso 26, respectivamente. Estos pasos 25 y 26 comunican con un paso 53
- 15 realizado a través de una parte central del disco 18, constituyendo de ese modo un paso principal 81. El paso 25 se abre a la cámara de aceite 101 situada por encima y el paso 53 comunica con la cámara de aceite 102 situada debajo.

- El paso principal 81 se abre y cierra mediante una válvula principal 4, que está compuesta del disco 18 y un distribuidor 8 asentado sobre el mismo. Esta válvula principal 4 controla la fuerza de amortiguación generada en un
- 20 recorrido de extensión del amortiguador hidráulico y una fuerza de amortiguación generada en un recorrido de compresión del amortiguador hidráulico, respectivamente.

- Se sitúa un tope de rebote 50 centrado por la barra del pistón 3 en una cara superior de la carcasa 20. Se forman radialmente una pluralidad de ranuras alrededor de la barra del pistón 3 en una cara extrema superior de la carcasa 20. Se forma un paso 27 entre estas ranuras y el tope de rebote 50. La carcasa 20 está provista también con un
- 25 paso 28 que conduce desde el paso 27 al interior de la carcasa 20. Además, la cubierta 21 está provista con una válvula antirretorno 12 a ser descrita posteriormente y provista con un paso 29 conectado a la válvula antirretorno 12. El paso 28 está conectado con la válvula antirretorno 12. El paso 29 comunica con el paso 30 realizado a través de la guía 22. Los pasos 27, 28, 29 y 30, que se describirán posteriormente en detalle, forman el paso piloto 82 para la introducción de la presión piloto en su interior.

- 30 La válvula antirretorno 12 está construida mediante la introducción de modo secuencial de una válvula de lámina 31, una válvula de lámina entallada 32 y un muelle antirretorno 33 en una ranura anular en la cara superior de la cubierta 21 encajando a presión una cubierta de válvula 34 en la cubierta 21. Se instala un filtro 35 en un paso anular entre la válvula antirretorno 12 y la carcasa 20.

- En principio, esta válvula antirretorno 12 impide que el aceite hidráulico fluya desde el lado de la cámara de aceite
- 35 101 al paso piloto 82 mientras que permite que fluya en la dirección opuesta. Sin embargo, la válvula antirretorno 12 permite que una mínima cantidad de fluido hidráulico fluya desde la cámara de aceite 101 al paso piloto 82 a través de una muesca de la válvula de lámina entallada 32 como un orificio.

- Se insertan en el conjunto de guía 70 una placa entallada 54 que tiene una muesca que sirve como un trayecto de
- 40 asiento 11, un émbolo 17, la válvula de asiento 10 y el distribuidor 8.

Se dispone un solenoide 71 en el exterior del conjunto de guía 70. El solenoide 71 está equipado con una bobina 16 conectada a un cableado 36. Cuando se energiza la bobina 16, el solenoide 71 opera de modo que permite que el émbolo 17 sea atraído hacia la guía 22 por medio de la fuerza magnética y por lo tanto reduce una carga inicial del muelle 9. El solenoide 71 se describirá más adelante en detalle.

- 45 El émbolo 17 puede deslizarse a lo largo de una periferia del cilindro de guía 24. Una parte de collarín 11a de la válvula de asiento 11 hace tope sobre una parte de reborde 17a que sobresale en una parte cilíndrica del émbolo 17. Cuando el émbolo 17 se mueve hacia arriba, la válvula de asiento 11 se mueve asimismo simultáneamente.

- Un paso anular 37 se forma entre una periferia interior de la parte cilíndrica del émbolo 17 y una periferia exterior de una parte cilíndrica en una parte inferior de la guía 22, y la parte de reborde 17a del émbolo 17 en la que la parte de
- 50 collarín 11a de la válvula de asiento 11 hace tope está provista con un paso 38. Estos pasos 37 y 38, que constituyen parte del paso piloto 82, comunican con una cámara piloto 6 en el lado de extensión que se describirá más adelante.

- Se dispone una punta de la válvula de asiento 11 en el interior de la otra válvula de asiento 10, que se dispone coaxialmente con ella. La punta de la válvula de asiento 11 se asienta sobre una parte de asiento de la válvula de
- 55 asiento 10. La válvula de asiento 11 se mueve sola contra el muelle 9, o se mueve junto con la válvula de asiento 10

mientras está asentada sobre ella.

Se taladra una parte de agujero de asiento 10b a través de una parte central de la válvula de asiento 10. Una parte alrededor de una abertura de la parte del agujero de asiento 10b sirve como la parte de asiento, sobre la que se asienta una parte de cabeza de válvula cónica 11b de la válvula de asiento 11. Una parte cilíndrica de la válvula de asiento 10 está provista con un orificio 10a.

La válvula de asiento 11 tiene una parte cilíndrica 11c que se extiende en oposición a la parte de la cabeza de válvula 11b. La parte cilíndrica 11c se inserta de modo deslizante en una periferia interior de la guía cilíndrica 22. Se forma una cámara de contrapresión 65 entre la guía 22 y la válvula de asiento 11.

Se proporciona un taladro de comunicación 39 de modo que penetre en una parte central de la válvula de asiento 10 11. El taladro de comunicación 39 comunica en un extremo del mismo con la cámara de contrapresión 65 y en el otro extremo del mismo con la parte del agujero de asiento 10b.

La parte de cilindro 11c de la válvula de asiento 11 insertada en la guía 22 tiene un diámetro exterior que se establece mayor que el diámetro del taladro de la parte de asiento de la válvula de asiento 10 (diámetro del asiento de la válvula de asiento 11). En otras palabras, como se muestra en la FIG. 2, se establece una relación: $D1 > D2$ 15 dado que D1 y D2 representan el diámetro exterior de la parte de cilindro 11c de la válvula de asiento 11 y el diámetro de la parte de agujero de asiento de la válvula de asiento 10 (diámetro del asiento de la válvula de asiento 11), respectivamente.

El distribuidor 8, que está formado por una parte de pequeño diámetro 8a y una parte de diámetro mayor 8b, tiene una forma escalonada. Este distribuidor 8 se inserta de modo deslizante en la guía 24, que también tiene una cara periférica interior que asume una forma escalonada. Se define una cámara piloto 7 en el lado de compresión, que se sitúa en una parte escalonada y que se describirá posteriormente en detalle, entre el distribuidor 8 y la guía 24. 20

Se supone que la parte de pequeño diámetro 8a del distribuidor 8 tiene un diámetro exterior D4 y que la parte de diámetro mayor 8b del distribuidor 8 tiene un diámetro exterior D5.

Se forma un paso 40 de modo que taladre el distribuidor 8 a lo largo de su eje central. El paso 40 está conectado en un extremo superior del mismo a una parte del agujero de asiento 41 sobre el que se asienta la parte de la cabeza de válvula 10c de la válvula de asiento 10. La cámara piloto 6 en el lado de extensión se define entre una parte superior de la parte de pequeño diámetro 8a del distribuidor 8 y la periferia interior de la guía 24 en un extremo y la válvula de asiento 10 en el otro. Esta cámara piloto 6 en el lado de extensión comunica con el lado de la válvula antirretorno 12 a través de los pasos 37 y 38, de modo que se transmite la presión desde la primera cámara de aceite 101 a la cámara piloto 6 en el lado de extensión. 30

En el distribuidor 8, un diámetro D3 de la parte del agujero de asiento 41 sobre el que se asienta la válvula de asiento 10 es mayor que el diámetro exterior D1 de la parte de cilindro 11c de la válvula de asiento 11. En otras palabras, existe una relación: $D3 > D1$.

La parte de pequeño diámetro 8a del distribuidor 8 está provista con un taladro de introducción de la presión piloto 40a a través de la que el paso 40 comunica con la cámara piloto en el lado de compresión 7. 35

Se dispone una válvula antirretorno 13, que está compuesta de un disco 42, una válvula de lámina entallada 43, una válvula de lámina 44, un muelle antirretorno 45, una cubierta 46, un filtro 47 y una funda 48, en el paso 40 del distribuidor 8.

La válvula antirretorno 13 impide que el aceite hidráulico fluya desde la cámara de aceite 102 hacia el paso 40 mientras que le permite que fluya en la dirección opuesta. Sin embargo, la válvula antirretorno 13 permite que una mínima cantidad de aceite hidráulico fluya desde la cámara de aceite 102 a una parte aguas arriba de la parte de agujero del asiento 41 del distribuidor 8 a través de una muesca en la válvula de lámina entallada 43 a modo de orificio.

El disco 18 está provisto, en una parte del mismo que hace tope en una cara extrema del distribuidor 8, con dos partes de asiento, concretamente, una parte de asiento interior 18a y una parte de asiento exterior 18b. Como se muestra en la FIG. 5, se forma un orificio troquelado 18c mediante troquelado de modo que se extienda a través de un hueco entre estas dos partes de asiento, concretamente, la parte de asiento interior 18a y la parte de asiento exterior 18b, y comunica con el interior de la parte de asiento 18a y el exterior de la parte de asiento 18b. Cuando el distribuidor 8 se asienta sobre la parte de asiento interior 18a y la parte de asiento exterior 18b del disco 18, existe un diámetro efectivo equivalente D_r del lado de extensión y un diámetro efectivo equivalente D_c del lado de compresión de las partes de asiento, entre las dos partes de asiento, concretamente, la parte de asiento interior 18a y la parte de asiento exterior 18b. 50

Una parte receptora de presión a la que se aplica una presión en la cámara de aceite 101 desde una cámara inferior del disco 18 de la válvula principal 4 en una dirección de apertura de válvula del distribuidor 8 en el recorrido de extensión es igual en área a una parte exterior de la parte de asiento exterior 18b del distribuidor 8, en otras 55

palabras, una parte anular entre el diámetro exterior D5 de la parte de diámetro mayor 8b del distribuidor 8 y el diámetro efectivo equivalente Dr. Por otro lado, en el caso en que las válvulas de asiento 10 y 11 se cierran, una parte receptora de presión a la que se aplica la misma presión que la que se ha mencionado anteriormente (presión piloto en el lado de extensión) en una dirección de cierre de válvulas del distribuidor 8, en otras palabras, en una
5 dirección tal que presione el distribuidor 8 contra el disco 18, es igual en área a una parte anular entre el diámetro exterior D4 de la parte de pequeño diámetro 8a del distribuidor 8 y el diámetro de asiento D2 de la válvula de asiento 11.

Una parte receptora de presión a la que se aplica una presión en la cámara de aceite 102 de modo similar en la dirección de apertura de válvulas del distribuidor 8 en el recorrido de compresión es igual en área a una parte interior
10 de la parte de asiento 18a del distribuidor 8, más precisamente, una parte anular que corresponde a la resta del diámetro del agujero de asiento D3 de la válvula de asiento 10 del diámetro efectivo equivalente Dc de la parte de asiento 18a. Por otro lado, en el caso en que las válvulas de asiento 10 y 11 se cierran como se ha descrito anteriormente, una parte receptora de presión a la que se aplica la misma presión que la que se ha mencionado anteriormente en el lado de la cámara de aceite 102 (presión piloto en el lado de compresión) en la dirección de
15 cierre de válvulas del distribuidor 8 es igual en área a una parte anular de una parte escalonada rodeada por el diámetro exterior D4 de la parte de pequeño diámetro 8a del distribuidor 8 y el diámetro exterior D5 de la parte de diámetro mayor 8b del distribuidor 8.

En la presente invención, las áreas de las partes receptoras de presión del distribuidor 8 en el recorrido de extensión y en el recorrido de compresión satisfacen relaciones entre las dimensiones de los diámetros respectivos: $D4^2 - D2^2 >$
20 $D5^2 - Dr^2$ y $D5^2 - D4^2 > Dc^2 - D3^2$, para forzar constantemente al distribuidor 8 hacia el disco 18 a la presión en la cámara de aceite 101 o la cámara de aceite 102, en otras palabras, para mantener el distribuidor 8 cerrado cuando las válvulas de asiento 10 y 11 están cerradas.

Se bobina una banda de teflón 49 alrededor de la cara periférica exterior del pistón 12 en una parte que desliza a lo largo del cilindro 1 para reducir la resistencia de deslizamiento. Se fija una válvula de amortiguación 5 para la
25 generación de una pequeña fuerza de amortiguación en el interior del pistón 2. Esta válvula de amortiguación 5 y la válvula principal 4 se disponen en serie en el paso principal 81. En consecuencia, la fuerza de amortiguación generada por el amortiguador es igual a la suma de las fuerzas de amortiguación de la válvula principal 4 y de la válvula de amortiguación 5, que se disponen en serie.

La válvula de amortiguación 5 está equipada con un disco 52, que se fija a una periferia interior del pistón 2 con un
30 sellado. Una cubierta 56 que tiene una periferia exterior parcialmente entallada y un soporte 57 situado en el interior de la cubierta 56 se fijan al disco 52 mediante una guía central 58. Se aprietan una pluralidad de válvulas de lámina laminadas 51, cuyas periferias exteriores se guían por la cubierta 56, entre el disco 52 y el soporte 57. Las válvulas de lámina 51 tienen unas partes periféricas exteriores cuyas caras inferiores están soportadas por el disco 52, y unas partes periféricas interiores cuyas caras superiores están soportadas por el soporte 57.

De ese modo, las partes periféricas interiores de las válvulas de lámina 51 se doblan hacia abajo para permitir que el
35 aceite hidráulico fluya desde el paso principal 81 hacia el lado de la segunda cámara de aceite 102 en el recorrido de extensión del amortiguador, y las partes periféricas exteriores de las válvulas de lámina 51 se doblan hacia arriba para permitir que el aceite hidráulico fluya desde la segunda cámara de aceite 102 al paso principal 81 en el recorrido de compresión del amortiguador. En este momento, las válvulas de lámina 51 generan una resistencia de
40 amortiguación relativamente pequeña para el flujo de aceite hidráulico en cualquier dirección.

El disco 52 está provisto con un agujero 55, que constituye el paso principal 81 a través del que fluye el aceite. Aunque no se muestran en los dibujos, se pueden proporcionar orificios para contornear las válvulas de lámina 51 cuando se requiera una cierta característica como es el caso de las válvulas de un amortiguador normal.

A continuación, se describirá un funcionamiento.

45 En primer lugar, se describirá el funcionamiento en el caso de que no fluya ninguna corriente a través de la bobina 16 del solenoide 71.

En el recorrido de extensión del amortiguador, en el que la barra del pistón 3 funciona en una dirección como se dibuja, la cámara de aceite 101 se comprime debido a un movimiento hacia arriba del pistón 2 y la cámara de aceite 102 se agranda. Por ello, la presión en la cámara de aceite 101 en el lado de compresión se eleva y la presión en la
50 cámara de aceite 102 en el lado agrandado disminuye. Por razones de conveniencia, sin embargo, se supondrá en la descripción siguiente que la presión en la cámara de aceite 102 en el lado agrandado es cero. Esto será verdad asimismo en la posterior descripción del recorrido de compresión.

Cuando el pistón 2 se mueve a baja velocidad, la presión en la cámara de aceite 101 se eleva pero no se convierte en considerablemente alta. La presión en la cámara de aceite 101 se transmite desde la válvula antirretorno 12 al
55 paso piloto 82 y la cámara piloto 6 en el lado de extensión, actúa sobre la válvula de asiento 11 y la acciona en la dirección de apertura de válvula de la válvula de asiento 11.

Sin embargo, mientras que la presión anteriormente mencionada sea más baja que la presión de despegue (presión

de apertura de válvula) de la válvula de asiento 11, la válvula de asiento 11 está cerrada. La válvula de asiento 11 está forzada en la dirección de cierre de válvula por el muelle 9.

En este momento, la misma presión que hay en la cámara de aceite 101, que se ha transmitido a la cámara piloto 6 en el lado de extensión, funciona en una dirección tal que presiona al distribuidor 8 contra el disco 18. Por otro lado, la misma presión que hay en la cámara de aceite 101 se introduce en la parte exterior de la parte de asiento 18a del disco 18 desde la cara inferior del distribuidor 8 a través de los pasos 25 y 26, presionando de ese modo el distribuidor 8 hacia arriba.

Sin embargo, se establece la relación: $D_4^2 - D_2^2 > D_5^2 - D_r^2$ entre las áreas de las partes receptoras de presión de la cara superior y de la cara inferior del distribuidor 8 en este momento, como se ha descrito anteriormente, y se aplica una fuerza grande al distribuidor 8 para presionarlo hacia abajo. Por lo tanto, el distribuidor 8 permanece cerrado.

En este estado, el aceite hidráulico en la cámara de aceite 101 fluye desde los pasos 25 y 26 como paso principal 81 al paso 53 en el interior del disco 18 a través del orificio troquelado 18c formado en las partes de asiento 18a y 18b del disco 18. Además, el aceite hidráulico fluye a la cámara de aceite 102 mientras dobla los lados periféricos interiores de las válvulas de lámina 51 de la válvula de amortiguación 5 hacia abajo. En este momento, se crea una diferencia en la presión entre la cámara de aceite 101 y la cámara de aceite 102 debido a una resistencia en el momento en que fluye aceite a través del orificio 18c y la válvula de amortiguación 5, de modo que actúa una fuerza de resistencia en una dirección tal que empuja la barra del pistón 3 hacia arriba, concretamente, se genera una fuerza de amortiguación en el lado de extensión.

Cuando la velocidad del pistón 2 se incrementa, la pérdida de presión en el orificio 18c se incrementa. Según se incrementa la pérdida de presión en el orificio 18c, la presión en la cámara de aceite 101 se eleva y la misma presión que hay en la cámara de aceite 101 se aplica a la cámara piloto 6 en el lado de extensión. Cuando la presión en la cámara piloto 6 en el lado de extensión alcanza la presión de despegue de la válvula de asiento 11, la válvula de asiento 11 supera la fuerza de empuje del muelle 9 y a continuación se levanta.

Como resultado, el aceite hidráulico en la cámara piloto en el lado de extensión 6 fluye hacia el paso 53 en el interior del disco 18 a través de la parte del orificio 10b y el paso 40 mientras abre la válvula antirretorno 13.

En este caso, incluso cuando la presión en la cámara de aceite 101 se incrementa adicionalmente, la muesca de la válvula de lámina entallada 32 de la válvula antirretorno 12 sirve como un orificio, permitiendo de este modo que sólo una mínima cantidad de aceite hidráulico fluya desde la cámara de aceite 101 al paso piloto 82. Debido a la caída de presión producida en este momento, la presión en la cámara piloto 6 en el lado de extensión no se hace igual a la presión en la cámara de aceite 101 como en el caso en que la válvula de asiento 11 estaba cerrada y se ajusta de modo que permanezca igual a la presión de despegue de la válvula de asiento 11, que es inferior a la presión en la cámara de aceite 101.

Incluso cuando la válvula de asiento 11 está abierta, la presión en el paso 40 es tan baja como la presión en el paso 53, de modo que la válvula de asiento 10 permanece presionada contra las partes de asiento.

En esta forma, después de que la válvula de asiento 11 se haya abierto, el distribuidor 8 se presiona contra el disco 18 debido a la presión piloto en la cámara piloto 6 en el lado de extensión, que se mantiene en la presión de despegue de la válvula de asiento 11.

Se supone ahora que P_a y P_{pb} representan la presión en la cámara de aceite 101 y la presión de despegue de la válvula de asiento 11, respectivamente, el distribuidor 8 permanece cerrado y está constantemente forzado hacia el disco 18 siempre que se establezca una relación: $P_{pb} \cdot (D_4^2 - D_2^2) > P_a \cdot (D_5^2 - D_r^2)$.

Sin embargo, cuando la velocidad del pistón 2 y la presión en la cámara de aceite 101 aumentan adicionalmente hasta llegar a un estado en que $P_{pb} \cdot (D_4^2 - D_2^2) < P_a \cdot (D_5^2 - D_r^2)$, la fuerza aplicada a la cara receptora de presión en el lado de extensión desde la cara inferior del distribuidor 8 supera la fuerza de empuje resultante de la presión piloto aplicada a la cámara piloto 6 en el lado de extensión. Como resultado, el distribuidor 8 se separa de la parte de asiento 18a del disco 18.

El aceite hidráulico en la cámara de aceite 101 fluye de ese modo a través de los pasos 25 y 26 y el hueco entre el distribuidor 8 y el disco 18, concretamente, la parte de apertura de la válvula principal 4 y al paso 53 y, a continuación, a la cámara de aceite 102 mientras dobla los interiores de las válvulas de lámina 51 de la válvula de amortiguación 5. La fuerza de amortiguación en este momento se genera como la suma de la fuerza de amortiguación de la válvula principal 4 y la fuerza de amortiguación de la válvula de amortiguación 5. Se debería observar que el ajuste de la fuerza de amortiguación de la válvula de amortiguación 5 es más pequeño que el de la válvula principal 4, de modo que la fuerza de amortiguación generada por la válvula principal 4 es dominante como fuerza de amortiguación en el recorrido de extensión.

Por otro lado, en el recorrido de compresión del amortiguador, el pistón 2 se mueve hacia abajo y el aceite hidráulico fluye desde la cámara de aceite comprimida 102 al paso 53 mientras presiona los lados periféricos exteriores de las válvulas de lámina 51 de la válvula de amortiguación 5 hacia arriba. El aceite hidráulico fluye a través de la parte de

la muesca de la válvula de lámina entallada 43 de la válvula antirretorno 13 y el paso 40 y presiona la válvula de asiento 10 hacia arriba para abrir la válvula de asiento 10. Sin embargo, cuando el pistón 2 se mueve a una baja velocidad, la presión en la cámara 102 es baja y la válvula de asiento 10 es forzada en la dirección de cierre de válvula a través de la válvula de asiento 11 por el muelle 9. Por lo tanto, la válvula de asiento 10 permanece cerrada en lugar de ser abierta.

En este caso, también se aplica una presión a la válvula de asiento 11 en la dirección de apertura de válvula de la misma, pero la contrapresión de la cámara 65 de la válvula de asiento 11 comunica con el paso 40, y por lo tanto la presión en la cámara 65 está al mismo nivel de presión que la presión aplicada a la válvula de asiento 10. La relación: $D1 > D2$ se establece entre el diámetro del asiento $D2$ de la válvula de asiento 11 y el diámetro interior $D1$ de la cámara de contrapresión 65, de modo que la válvula de asiento 11 se presione constantemente contra la válvula de asiento 10 sin ser abierta.

En este estado, la presión introducida dentro de la cámara piloto en el lado de compresión 7 desde el paso 40 es igual a la presión en el paso 53, de modo que se genera una fuerza que actúa para presionar el distribuidor 8 contra el disco 18. Se aplica también la misma presión a la cara receptora de presión en el lado de compresión de la cara inferior del distribuidor 8 para presionar el distribuidor 8 hacia arriba para abrir el distribuidor 8, pero se establece la relación entre las áreas: $(D5^2 - D4^2) > (Dc^2 - D3^2)$ y por lo tanto la fuerza que actúa para presionar el distribuidor 8 contra el disco 18 supera la fuerza hacia arriba anteriormente mencionada, de modo que el distribuidor 8 permanece cerrado.

En ese estado, el aceite hidráulico fluye desde el paso 53 como paso principal 81, a través del orificio troquelado 18c formado a través de las partes de asiento 18a y 18b del disco 18, a través de los pasos 26 y 25 y a continuación a la cámara de aceite 101 en el lado agrandado. En este momento, del aceite hidráulico fluye a través del orificio 18c y la válvula de amortiguación 5, de modo que se crea una diferencia en la presión entre la cámara de aceite 102 y la cámara de aceite 101. Como resultado, se genera una fuerza de amortiguación en el lado de compresión que actúa contra una fuerza que actúa para presionar la barra del pistón 3 hacia abajo.

Cuando la velocidad del pistón se incrementa, la caída de presión en el orificio 18c se incrementa. Con el incremento, las presiones en la cámara de aceite 102, el paso 53, el paso 40 y la cámara piloto en el lado de compresión 7 también se elevan de modo idéntico.

Cuando la presión en el paso 40, que es igual a la presión en la cámara piloto 7 del lado de compresión, alcanza la presión de despegue de la válvula de asiento 10, la presión en el paso 40 supera la fuerza de empuje del muelle 9. En consecuencia, la válvula de asiento 10 se eleva solidariamente con la válvula de asiento 11 y entonces se abre.

De ese modo, el aceite hidráulico en el paso 40 fluye desde la válvula de asiento 10 abierta a la cámara piloto 6 en el lado de extensión, fluye a través de los pasos 38, 37 y 30 que son el paso piloto 82, presiona la válvula antirretorno 12 para que se abra y a continuación fluye a la cámara de aceite 101 a través de los pasos 28 y 27. Se debería observar que, incluso cuando la presión en la cámara de aceite 102 se eleva adicionalmente y la presión en el paso 53 se hace más alta, la muesca de la válvula de lámina entallada 43 de la válvula antirretorno 13 sirve como un orificio para regular un caudal de aceite hidráulico y produce una caída de presión. Por lo tanto, la presión en el paso 40 aguas abajo de la válvula antirretorno 13 se ajusta constantemente a la presión de despegue de la válvula de asiento 10.

En ese momento, la presión en la cámara piloto en el lado de compresión 7 se mantiene también a la misma presión que la presión de despegue. La fuerza que actúa para presionar el distribuidor 8 contra el disco 18 funciona debido a la presión piloto en el lado de compresión. Por otro lado, la presión en el paso 53 en el lado de la cámara de aceite 102 se aplica a la cara receptora de presión de la cara inferior del distribuidor 8, presionando de ese modo el distribuidor 8 hacia arriba.

Se supone en el presente documento que P_b y P_{pa} representan la presión en el paso 53 y la presión de despegue de la válvula de asiento 10, respectivamente, la fuerza que actúa para presionar el distribuidor 8 hacia abajo es dominante siempre que se establezca una relación: $P_{pa} \cdot (D5^2 - D4^2) > P_b \cdot (Dc^2 - D3^2)$. Como resultado, el distribuidor 8 se presiona constantemente contra el disco 18 y la válvula principal 4 permanece cerrada.

Sin embargo, cuando la velocidad del pistón se incrementa adicionalmente y la presión P_b en la cámara de aceite 102 y el paso 53 se eleva para establecer un estado con $P_{pa} \cdot (D5^2 - D4^2) < P_b \cdot (Dc^2 - D3^2)$, la fuerza aplicada a la cara receptora de presión de la cara inferior del distribuidor 8 supera la fuerza de empuje resultante de la presión piloto. En consecuencia, el distribuidor 8 se separa de la parte de asiento 18a del disco 18.

A continuación, el aceite hidráulico en la cámara de aceite 102 presiona los exteriores de las válvulas de láminas 51 de la válvula de amortiguación 5 para abrirla y fluye desde el paso 53 como paso principal 81, a través de la parte de apertura entre el distribuidor 8 y el disco 18 y a continuación a la cámara de aceite 101 a través de los pasos 26 y 25. La fuerza de amortiguación en este momento depende principalmente de la válvula principal 4, presentando de este modo unas características de fuerza de amortiguación duras.

En esta forma, de acuerdo con la presente invención, la fuerza de amortiguación generada se puede controlar en

base a las presiones de despegue de las válvulas de asiento 10 y 11, concretamente, las presiones piloto, con respecto tanto al recorrido de extensión como al recorrido de compresión.

A continuación, se dará la descripción para un caso en el que se hace que circule una corriente a través de la bobina 16 del solenoide 71, lo que afecta a las presiones de despegue de las válvulas de asiento 10 y 11.

- 5 Cuando se hace que circule una corriente a través de la bobina 16, se genera una fuerza magnética alrededor de la bobina 16. La magnitud de esta fuerza magnética cambia dependiendo de la magnitud de la corriente.

La fuerza magnética se genera en un bucle que pasa a través de la guía 22, la cubierta 21, la carcasa 20, la guía 24 y el émbolo 17. Dado que existe un hueco entre la guía 22 y el émbolo 17, actúa una fuerza de succión para atraer al émbolo 17 hacia la guía 22 por medio de la fuerza magnética.

- 10 Esta fuerza de succión se transmite desde la parte de reborde 17a de la guía 17 a la parte de collarín 11a de la válvula de asiento 11 y actúa en una dirección tal que contrae el muelle 9. Se aplica una fuerza inicial al muelle 9. Por lo tanto, siempre que la fuerza de succión no exceda la fuerza inicial, el muelle 9 no cede y la válvula de asiento 11 permanece cerrada. Sin embargo, se aplica a la válvula de asiento 11, como una fuerza de empuje en la dirección de cierre de válvula, una fuerza obtenida restando la fuerza de succión de la fuerza inicial del muelle 9.
- 15 Esto significa que la fuerza de empuje del muelle 9 se reduce.

- Por ello, la presión de despegue de la válvula de asiento 11 disminuye en el recorrido de extensión del amortiguador y la presión de despegue de la válvula de asiento 10 disminuye en el recorrido de compresión del amortiguador. Como resultado, el distribuidor 8 de la válvula principal 4 comienza a ser levantado a una presión inferior en la cámara aceite 101 en el recorrido de extensión, o el distribuidor 8 comienza a ser levantado a una presión inferior en la cámara de aceite 102 en el recorrido de compresión.
- 20

- La presión en el momento en que el distribuidor 8 comienza a levantarse cambia dependiendo del valor de la corriente que se hace circular a través de la bobina 16. Cuando se hace circular una corriente mayor a través de ella, se genera una fuerza magnética más grande. Como resultado, las presiones de despegue de las válvulas de asiento 10 y 11 disminuyen y la presión que actúa para abrir el distribuidor 8 disminuye. En esta forma, la fuerza de
- 25 amortiguación generada por la válvula principal 4 cambia dependiendo de la fuerza magnética generada por la bobina 16.

La FIG. 4 ilustra una relación entre la magnitud de la corriente suministrada a la bobina 16 y la fuerza de amortiguación generada. El eje de ordenadas en la FIG. 4 indica la magnitud de la fuerza de amortiguación y el eje de abscisas en la FIG. 4 indica la velocidad del pistón.

- 30 Cuando se establece un valor de corriente de modo que la fuerza de succión generada por la bobina 16 del solenoide 71 se hace igual a la fuerza inicial del muelle 9, se obtiene una fuerza de amortiguación más pequeña. Por otro lado, la mayor fuerza de amortiguación se obtiene cuando no se hace circular corriente a través de la bobina 16. Cambiando continuamente el valor de la corriente a través de ella, la fuerza de amortiguación se cambia también continuamente de acuerdo con el cambio en el valor de la corriente.

- 35 Como se ha descrito anteriormente, de acuerdo con la presente invención, se proporcionan en el lado de la cara posterior del distribuidor 8, la cámara piloto 6 en el lado de extensión y la cámara piloto 7 en el lado de compresión, que son independientes entre sí, y se proporcionan las dos válvulas de asiento 10 y 11, que se abren y cierran a presiones de despegue que son independientes entre sí. También, las presiones de despegue de estas dos válvulas de asiento 10 y 11 se controlan mediante el único solenoide 71. Por ello, el intervalo variable de la fuerza de
- 40 amortiguación se puede fijar ampliamente no sólo en el recorrido de extensión sino también en el recorrido de compresión y el intervalo variable de la fuerza de amortiguación en el recorrido de extensión y el intervalo variable de la fuerza de amortiguación en el recorrido de compresión se pueden fijar independientemente entre sí en base a la corriente de excitación que circula a través del solenoide 71.

- A continuación, el disco 18 de la válvula principal 4 está equipado con las dos partes de asiento, concretamente, la
- 45 parte de asiento interior 18a y la parte de asiento exterior 18b como se ha descrito anteriormente.

- Las FIGS. 5(A) y 5(B) muestran un cambio en la presión en la proximidad de cada una de las partes de asiento 18a y 18b en el recorrido de compresión en el que se aplica alta presión al lado periférico interior de la parte de asiento, en un caso en el que se proporciona el orificio troquelado 18c de modo que se extienda a través de hueco entre las dos partes de asiento 18a y 18b. Las FIGS. 6(A) y 6(B) muestran un cambio en la presión en la proximidad de una
- 50 única parte de asiento 18d en el recorrido de compresión en el que se aplica alta presión al lado periférico interior de la parte de asiento, en un caso en el que no hay un orificio troquelado provisto además de la parte de asiento única 18d.

- La FIG. 6(A) muestra un estado en el que el distribuidor 8 no se ha abierto. El distribuidor 8 hace tope sobre la parte de asiento 18d del disco 18, de modo que el diámetro de recepción de presión efectivo, que representa un diámetro
- 55 de una parte a la que se aplica presión, es igual al diámetro interior de la parte de asiento 18d.

Por otro lado, en un estado en el que el distribuidor 8 se ha abierto como se muestra en la FIG. 6(B), la posición diametral exterior de la parte de asiento 18d se sitúa en un lado aguas abajo de la posición diametral interior del mismo. Por lo tanto, se observa una disminución en la presión cuando la distancia desde un lado aguas abajo disminuye y existe un gradiente de presión generado en una cara de asiento de la parte de asiento 18d. En este caso, el diámetro receptor de presión efectivo es mayor que el diámetro interior de la parte de asiento 18d. El distribuidor 8 se mueve de acuerdo con el equilibrio de la fuerza aplicada a la cara receptora de presión del mismo. Por lo tanto, cuando el diámetro receptor de presión efectivo aumenta después de que el distribuidor 8 se abre, la presión a ser equilibrada disminuye en correspondencia. En consecuencia, se producen inmediatamente fluctuaciones en la fuerza de amortiguación después de que el distribuidor 8 haya sido abierto.

10 En consecuencia, es preferible que el diámetro de recepción de presión efectivo del distribuidor 8 tenga un intervalo de fluctuación estrecho entre el estado en el que el distribuidor 8 no se ha abierto y el estado en el que el distribuidor 8 ha sido abierto.

En el caso de las FIGS. 5(A) y 5(B), el orificio 18c se forma mediante troquelado a través del hueco entre las dos partes de asiento 18a y 18b, de modo que las partes de asiento 18a y 18b se comunican entre sí. Por ello, el diámetro de recepción de presión efectivo existe entre las dos partes de asiento 18a y 18b cuando el distribuidor 8 no ha sido abierto e incluso después de que el distribuidor 8 haya sido abierto.

El diámetro receptor de presión efectivo antes de la apertura del distribuidor 8 y el diámetro de recepción de presión efectivo después de la apertura del distribuidor 8 existen ambos entre la parte de asiento interna 18a y la parte de asiento externa 18b y por ello no son iguales entre sí. Sin embargo, el intervalo de fluctuación del diámetro de recepción de presión efectivo tiene un intervalo de fluctuación más estrecho en comparación con el caso de la FIG. 6. Por lo tanto, el intervalo de fluctuación de la fuerza de amortiguación se puede hacer estrecho mientras el distribuidor 8 está siendo abierto.

La presente invención no está limitada a la realización precedente de la misma, sino que incluye varias mejoras y modificaciones que se pueden realizar por los expertos en la materia dentro del alcance de un concepto técnico de la misma.

El amortiguador hidráulico de acuerdo con la presente invención se puede usar como un amortiguador del sistema de suspensión para un vehículo.

REIVINDICACIONES

1. Un amortiguador hidráulico que tiene: un cilindro (1) relleno con aceite hidráulico; un pistón (2) dispuesto de modo deslizante dentro del cilindro (1), para dividir un interior del cilindro (1) en una primera cámara de aceite (101) y una segunda cámara de aceite (102); y una válvula principal (4) compuesta de un distribuidor (8) y un disco (18) sobre el que se asienta el distribuidor (8), estando provista la válvula principal (4) sobre el pistón (2) y dispuesta en un paso principal a través del que la primera cámara de aceite (101) y la segunda cámara de aceite (102) se comunican entre sí, comprendiendo el amortiguador:
- 5 una cámara piloto (6) en el lado de extensión formada en una cara posterior del distribuidor (8), para forzar el distribuidor (8) en una dirección de cierre de válvula a través de presión piloto introducida a través de un primer orificio (32) desde cualquiera de las cámaras de aceite que esté a alta presión en un recorrido de extensión;
- una cámara piloto (7) en el lado de compresión formada en la cara posterior del distribuidor (8), para forzar el distribuidor (8) en la dirección de cierre de válvula a través de una presión piloto introducida a través de un segundo orificio (43) desde cualquiera de las cámaras de aceite que esté a alta presión en un recorrido de compresión;
- 15 una parte receptora de presión en el lado de extensión provista sobre el distribuidor (8) y que tiene un área de recepción de presión más pequeña que la cámara piloto (6) en el lado de extensión, para permitir introducir presión dentro de la parte receptora de presión del lado de extensión desde una cámara de aceite que está a alta presión en el recorrido de extensión, y forzar el distribuidor (8) en una dirección de apertura de válvula contra la presión piloto en el lado de extensión;
- 20 una parte receptora de presión en el lado de compresión provista sobre el distribuidor (8) y que tiene un área de recepción de presión más pequeña que la cámara piloto (7) en el lado de compresión, para permitir introducir presión dentro de la parte receptora de presión del lado de compresión desde una cámara de aceite que está a alta presión en el recorrido de compresión y forzar el distribuidor (8) en una dirección de apertura de válvula contra la presión piloto en el lado de compresión;
- 25 una válvula de asiento (11) en el lado de extensión que se abre cuando la presión en la cámara piloto (6) en el lado de extensión alcanza la presión de despegue, para mantener la presión piloto sustancialmente por debajo de la presión de despegue;
- una válvula de asiento (10) en el lado de compresión que se abre cuando la presión en la cámara piloto (7) en el lado de compresión alcanza la presión de despegue, para mantener la presión piloto sustancialmente por debajo de la presión de despegue; y
- 30 un solenoide (71) para permitir que circule una corriente a través de él para ser excitado y aplicar una fuerza de empuje en una dirección tal que el solenoide (71) reduce las cargas iniciales de los muelles en la válvula de asiento (11) del lado de extensión y la válvula de asiento (10) en el lado de compresión,
- caracterizado por que** la válvula de asiento(11) en el lado de extensión y la válvula de asiento (10) en el lado de compresión tienen un paso piloto común único (82) para la introducción de la presión piloto a cada una de las
- 35 válvulas (10, 11);
- el paso piloto (82) tiene una primera válvula antirretorno (12) y una segunda válvula antirretorno (13) dispuestas en el paso piloto (82); y
- la primera válvula antirretorno (12) y la segunda válvula antirretorno (13) se sitúan aguas arriba de la válvula de asiento (11) del lado de extensión y aguas abajo de la válvula de asiento (10) del lado de compresión,
- 40 respectivamente, se abren debido al flujo de aceite hidráulico en direcciones opuestas, y tienen el primer orificio (32) y el segundo orificio (43), respectivamente,
- la válvula de asiento (10) en el lado de compresión se asienta sobre una parte de agujero de asiento (41) del distribuidor (8);
- la válvula de asiento (11) en el lado de extensión se asienta sobre una parte de agujero de asiento (10b) de la
- 45 válvula de asiento (10) en el lado de compresión;
- la válvula de asiento (11) en el lado de extensión y la válvula de asiento (10) en el lado de compresión están equipadas con un único muelle (9) para empujar la válvula de asiento (11) en el lado de extensión y la válvula de asiento (10) en el lado de compresión en una dirección de cierre de válvula;
- la válvula de asiento (11) en el lado de extensión libera la presión piloto en el lado de extensión por medio de la
- 50 parte del agujero de asiento de la válvula de asiento (10) del lado de compresión al separarse de la válvula de asiento (10) en el lado de compresión y abrirse contra el muelle (9) por la presión piloto en el lado de extensión; y
- la válvula de asiento (10) en el lado de compresión se separa de la parte del agujero de asiento del distribuidor (8) solidariamente con la válvula de asiento (11) del lado de extensión para liberar la presión piloto en el lado de

compresión al abrirse contra el muelle (9) por la presión piloto en el lado de compresión.

2. El amortiguador hidráulico de acuerdo con la Reivindicación 1, en el que la primera válvula antirretorno (12) y la segunda válvula antirretorno (13) están compuestas de una laminación de válvulas de lámina (31, 44) y una laminación de válvulas de lámina entalladas (32, 42), respectivamente.

5 3. El amortiguador hidráulico de acuerdo con la Reivindicación 1, en el que:

la válvula de asiento (11) en el lado de extensión tiene una cámara de contrapresión (65) formada en la cara posterior de la válvula de asiento (11) en el lado de extensión;

la válvula de asiento (11) en el lado de extensión tiene una parte de cilindro insertada de modo deslizante en la cámara de contrapresión (65); y

10 la cámara de contrapresión (65) comunica con la parte del agujero de asiento del distribuidor (8) a través de un paso traspasante que penetra en la válvula de asiento (11) en el lado de extensión en una dirección axial.

4. El amortiguador hidráulico de acuerdo con la Reivindicación 3, en el que:

la válvula de asiento (10) en el lado de compresión tiene un diámetro de asiento que es mayor que un diámetro exterior de la parte de cilindro; y

15 el diámetro exterior de la parte de cilindro es mayor que un diámetro de asiento de la válvula de asiento (11) del lado de extensión.

5. El amortiguador hidráulico de acuerdo con la Reivindicación 3, en el que:

20 la válvula de asiento (11) en el lado de extensión tiene un émbolo cilíndrico (17) dispuesto de modo deslizante fuera de la válvula de asiento (11) del lado de extensión coaxialmente con la válvula de asiento (11) en el lado de extensión;

la válvula de asiento (11) en el lado de extensión está acoplada con el émbolo (17) mediante un muelle para forzar la válvula de asiento (11) en el lado de extensión en la dirección de cierre de válvula;

el solenoide (71) se dispone más exteriormente al émbolo (17); y

25 el émbolo (17) genera una fuerza de empuje en una dirección tal que el émbolo (17) actúa contra el muelle cuando el solenoide (71) permite que circule una corriente a través del solenoide (71) para ser excitado.

6. El amortiguador hidráulico de acuerdo con la Reivindicación 1, en el que:

el distribuidor (8) está formado como un distribuidor escalonado compuesto de una parte de diámetro grande y una parte de diámetro pequeño;

la cámara piloto (6) en el lado de extensión se forma frente a la parte de diámetro pequeño; y

30 la cámara piloto (7) en el lado de compresión se forma frente a una parte escalonada entre la parte de diámetro grande y la parte de diámetro pequeño.

7. El amortiguador hidráulico de acuerdo con la Reivindicación 1, en el que el paso principal (81) tiene una válvula de amortiguación (5) dispuesta en el paso principal (81), que está adaptada para generar una pequeña fuerza de amortiguación en serie con la válvula principal (4).

35 8. El amortiguador hidráulico de acuerdo con la Reivindicación 1, en el que:

el disco (18) de la válvula principal (4) tiene dobles partes de asiento formadas sobre el disco (18), concretamente, una parte de asiento interior (18a) y una parte de asiento exterior (18b) como partes de asiento del distribuidor (8); y

las partes de asiento (18a, 18b) tienen cada una un orificio formado en las partes de asiento (18a, 18b), a través del que un exterior y un interior de cada una de las partes de asiento (18a, 18b) se comunican entre sí.

40

FIG. 1

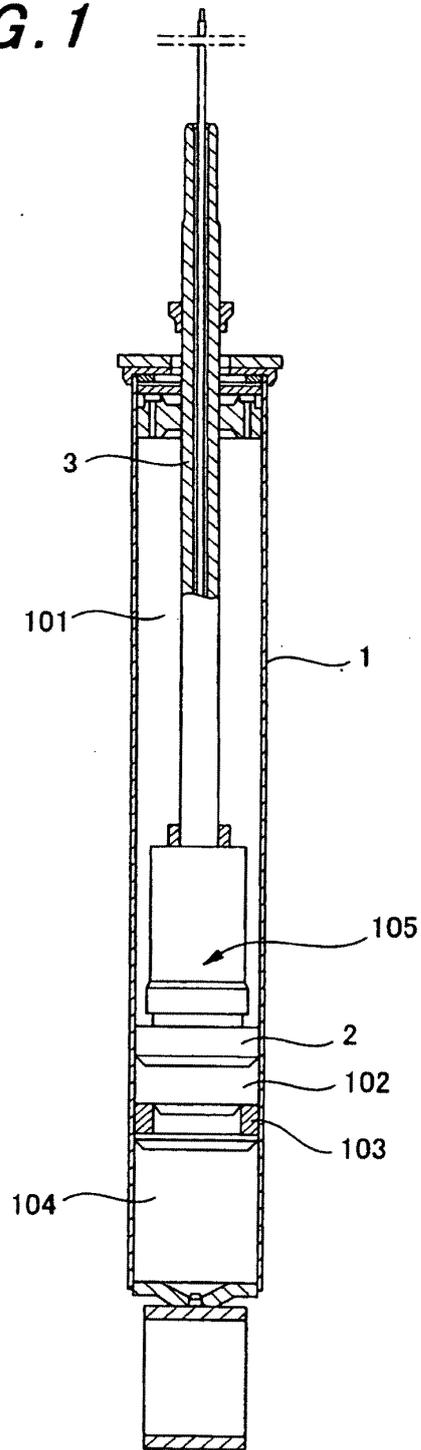


FIG. 3

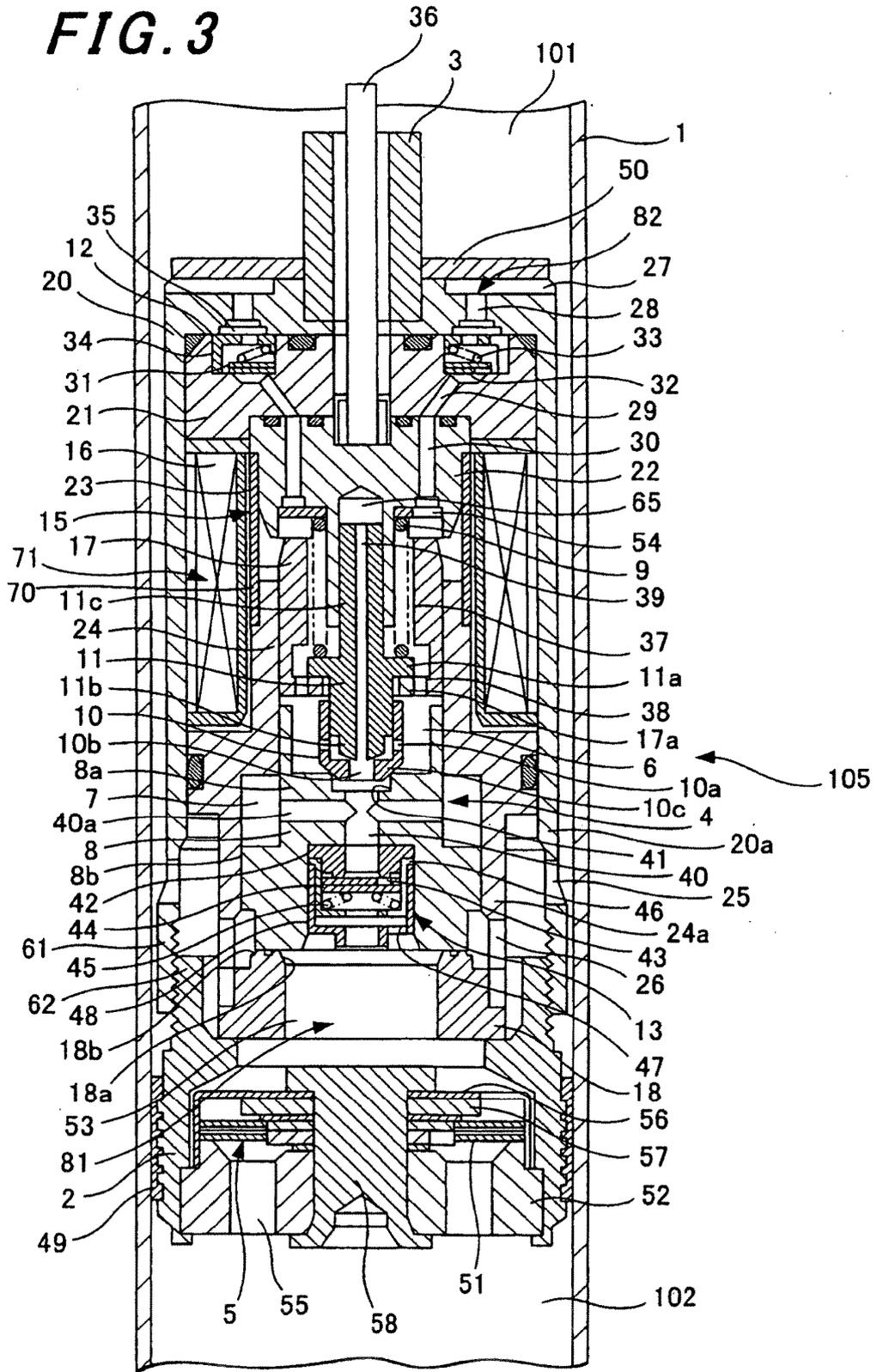


FIG. 4

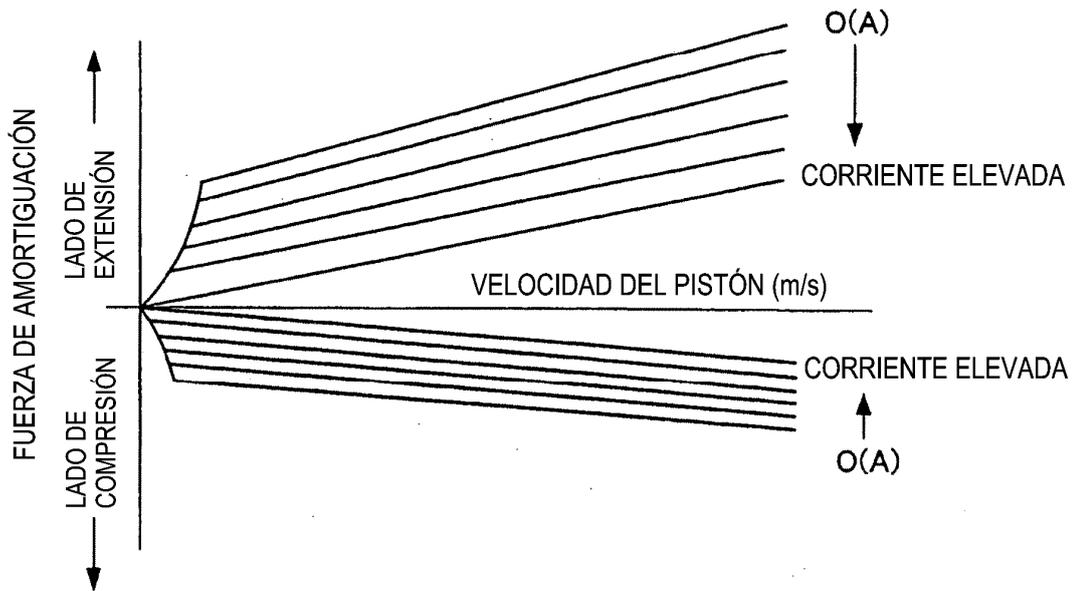
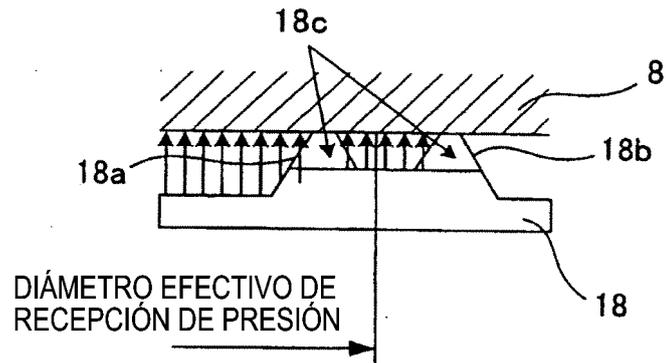
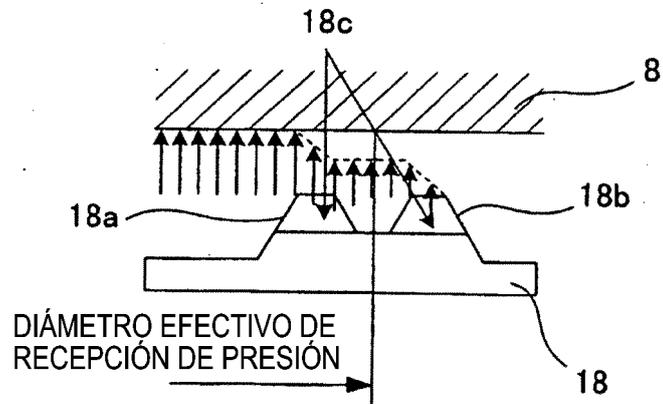


FIG. 5(A)



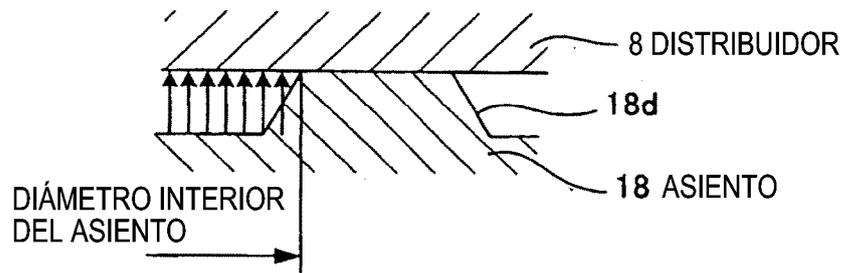
ESTADO EN EL QUE EL DISTRIBUIDOR NO HA SIDO ABIERTO

FIG. 5(B)



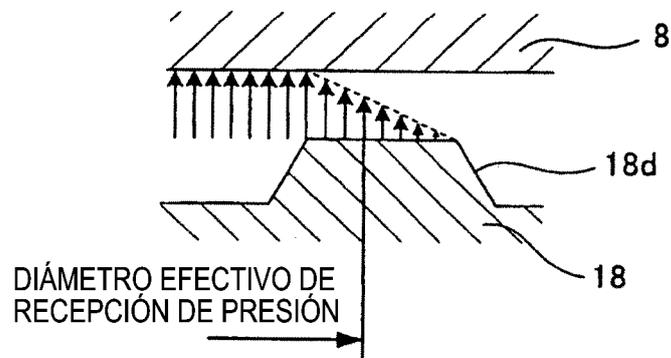
ESTADO EN EL QUE EL DISTRIBUIDOR HA SIDO ABIERTO

FIG. 6(A)



ESTADO EN EL QUE EL DISTRIBUIDOR NO HA SIDO ABIERTO

FIG. 6(B)



ESTADO EN EL QUE EL DISTRIBUIDOR HA SIDO ABIERTO