

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 545 600**

51 Int. Cl.:

**B61G 11/12** (2006.01)

**F16F 9/34** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.06.2011 E 11169783 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.06.2015 EP 2535237**

54 Título: **Dispositivo para amortiguar fuerzas de presión**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**14.09.2015**

73 Titular/es:

**VOITH PATENT GMBH (100.0%)  
Sankt Pöltener Strasse 43  
89522 Heidenheim, DE**

72 Inventor/es:

**MOMBOUR, KLAUS**

74 Agente/Representante:

**LEHMANN NOVO, María Isabel**

**ES 2 545 600 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 para amortiguar fuerzas de presión.

La presente invención concierne a un dispositivo para amortiguar fuerzas de presión en forma de un seguro antichoques configurado de manera reversible incluso bajo una carga de choque dinámica, de conformidad con las características del preámbulo de la reivindicación 1.

El documento más próximo DE 195 23 467 A1 concierne a una cápsula hidráulica, especialmente para topes ferroviarios, constituida por la combinación de un amortiguador hidráulico y un muelle de gas. Entre el amortiguador hidráulico y el muelle de gas está dispuesta una válvula multiplicadora que, bajo esfuerzos cuasiestáticos de la cápsula hidráulica, aumenta la fuerza de resistencia del muelle de gas. En paralelo con la válvula multiplicadora está conectada una válvula de sobrepresión que permanece cerrado bajo esfuerzos cuasiestáticos y se abre bajo esfuerzos dinámicos de tal manera que se anula la función de la válvula multiplicadora.

El documento EP 2 065 287 A2 concierne a una unidad de muelle-amortiguador – prevista especialmente para vehículos ferroviarios – de un elemento reductor de choques que amortigua choques de presión, presentando la unidad de muelle-amortiguador lo siguiente: un cilindro, un pistón guiado de forma desplazable en éste a lo largo del eje longitudinal, un compartimiento de trabajo hidráulico de alta presión variable en volumen y limitado por el cilindro y el pistón, un compartimiento de desbordamiento de baja presión variable en volumen que está unido con el compartimiento de trabajo de alta presión a través de una estrangulación dependiente de la posición del pistón, y un muelle de reposición. En este caso, está prevista al menos una válvula de pretensado y ésta está conectada reotécnicamente en serie con la estrangulación dependiente de la posición del pistón de tal manera que todo el líquido hidráulico que circula por la estrangulación dependiente de la posición del pistón desde el compartimiento de trabajo de alta presión hasta el compartimiento de desbordamiento de baja presión circula también por al menos una válvula de pretensado. La al menos una válvula de pretensado se abre en este caso únicamente cuando se alcanza o se sobrepasa una diferencia de presión mínima prefijada entre un lado de alta presión asociado al compartimiento de trabajo de alta presión y su lado de baja presión asociado al compartimiento de desbordamiento de baja presión.

Se conoce por la técnica ferroviaria el recurso de insertar seguros antichoques, por ejemplo en forma de los llamados parachoques, entre los distintos vagones de un vehículo de múltiples miembros. Estos componentes están contruidos de tal manera que, en caso de un choque con un obstáculo fijo o un obstáculo móvil, por ejemplo otro vagón, deben absorber energía e impedir así daños en el vehículo o en la carga. Tales parachoques se emplean sobre todo en vehículos ferroviarios, utilizándose casi siempre una o dos piezas de construcción montadas en los lados frontales que tienen la finalidad de absorber las fuerzas de presión horizontales que actúan desde fuera sobre el vehículo ferroviario en la dirección longitudinal del mismo.

Se utilizan a este respecto sustancialmente dos clases de parachoques en vehículos ferroviarios. Los llamados topes centrales representan un seguro antichoques que está dispuesto en el eje longitudinal del vehículo, de modo que en cada lado frontal del vehículo ferroviario se encuentra solamente un tope en el centro del travesaño de cabeza. Asimismo, se conocen los llamados topes laterales en los que se encuentran dos respectivos topes en el lado frontal del vehículo ferroviario.

Se conoce por la técnica ferroviaria el recurso de equipar los vagones individuales, por ejemplo en un vehículo ferroviario de varios miembros, con topes laterales (“topes UIC”) cuando los vagones no están unidos uno con otro a través de un carretón y, por tanto, puede variar durante la marcha la distancia de dos vagones acoplados uno con otro. Tales topes laterales sirven para absorber y amortiguar los choques que se presenten durante la marcha normal, por ejemplo al frenar.

Para conseguir un buen comportamiento de contracción elástica del tope tanto en el caso de una contracción elástica cuasiestática como bajo un esfuerzo dinámico, es conocido el recurso de utilizar los llamados dispositivos de amortiguación de gas-hidráulica que consisten en una combinación de un muelle de compresión de gas con un sistema de desbordamiento hidráulico. En el caso de una contracción elástica estática o cuasiestática de un tope de gas-hidráulica convencional de esta clase se comprime un gas de relleno, en general nitrógeno, dentro de la parte de muelle de compresión de gas del tope y este gas de relleno genera así una contrafuerza sobre el plato del tope. Por tanto, al disminuir la fuerza que actúa desde fuera sobre el tope, el muelle de gas provoca por medio de una expansión subsiguiente del gas de relleno la llamada carrera de retorno, es decir, la nueva expansión elástica del tope.

Bajo un esfuerzo dinámico de un amortiguador de gas-hidráulica convencional de esta clase un aceite hidráulico u otro líquido hidráulico que circula por una rendija de estrangulación cuida adicionalmente de que, debido a la caída de presión producida durante el proceso de circulación, se genere a través de la rendija de estrangulación una contrafuerza hidráulica que sigue una curva de fuerza dinámica y que actúa en contra de la fuerza de choque productora de la contracción elástica

En tales combinaciones de amortiguadores de gas-hidráulica es deseable permitir un desbordamiento del líquido

hidráulico a través de la rendija de estrangulación en contra de la presión del muelle de gas únicamente cuando se ha sobrepasado una cierta fuerza mínima durante la contracción elástica, para aminorar la participación del muelle de gas en la suspensión elástica total, sobre todo en el caso de una carga estática.

5 Por tanto, es conocido el recurso de prever las llamadas válvulas multiplicadoras que están dispuestas de tal manera que sobre la superficie activa mayor de la válvula multiplicadora ("superficie multiplicadora") actúa directa o indirectamente la presión reinante en el compartimiento de gas del muelle de compresión de gas y que una válvula multiplicadora de esta clase sea presionada hacia su asiento de válvula por esta presión de gas actuante directa o indirectamente. La superficie activa más pequeña de la válvula multiplicadora, es decir, en el lado opuesto, está  
10 entonces en unión operativa con la porción hidráulica del amortiguador de gas-hidráulica convencional. Únicamente cuando – por ejemplo a consecuencia de una contracción elástica cuasiestática del tope por efecto de un choque – la presión en el líquido hidráulico asciende a un múltiplo de la presión de gas, por ejemplo a cinco veces dicha presión, esta alta presión, actuando sobre la superficie activa pequeña de la válvula multiplicadora, está en condiciones de desplazar esta válvula hacia fuera de su asiento hasta que se libere una rendija de paso a través de la cual puede entrar el líquido hidráulico, por ejemplo, en un depósito hidráulico. Por tanto, gracias a la utilización de  
15 una válvula multiplicadora de esta clase se consigue especialmente que la presión del gas en el compartimiento de gas del muelle de compresión de gas pueda mantenerse relativamente baja en el caso de un tope expandido elásticamente de una manera completa. Es así posible obtener una curva característica estática favorable de la porción de muelle de compresión de gas del dispositivo de amortiguación de gas-hidráulica.

20 Sin embargo, la combinación de un mecanismo de estrangulación hidráulica, por ejemplo en forma de una espiga de estrangulación, con una válvula multiplicadora de esta clase conduce en las disposiciones de tope conocidas a una forma de construcción relativamente voluminosa, ya que la espiga de estrangulación se dispone sobre el eje medio del cilindro del tope y la válvula multiplicadora rodea completamente a la zona de desbordamiento detrás de la espiga de estrangulación. Por tanto, para poder presentar una superficie activa correspondientemente grande en el lado del muelle de compresión de gas, el volumen de la válvula multiplicadora tiene que ser netamente mayor que el  
25 de la zona de desbordamiento en la que entra el líquido hidráulico desde la cámara hidráulica trasera a través de la rendija de estrangulación formada por la espiga de estrangulación.

Como consecuencia, en el dispositivo convencional se tiene que prever una válvula multiplicadora que requiere un gran consumo de material debido a su gran volumen de construcción y, además, es difícil de construir.

30 Por consiguiente, la presente invención se basa en el problema de indicar un dispositivo que haga posible la combinación de un mecanismo de estrangulación, por ejemplo en forma de una espiga de estrangulación, con una válvula multiplicadora, siendo la válvula multiplicadora de pequeño tamaño, barata y fácil de construir.

35 Este problema se resuelve según la invención con un dispositivo correspondiente a las características de la reivindicación independiente 1 para amortiguar fuerzas de presión, que presenta una disposición de válvula formada en una zona extrema de un pistón hueco y dotada de una zona de desbordamiento, estando prevista una válvula multiplicadora que cierra con su superficie activa trasera (superficie de entrada) un compartimiento hidráulico dispuesto excéntricamente y unido con la zona de desbordamiento a través de al menos un canal, estando la válvula multiplicadora dispuesta a su vez excéntricamente con respecto al eje medio del pistón hueco.

40 El pistón hueco del dispositivo según la invención es aquí desplazable telescópicamente con relación a un cilindro que lo aloja, a lo largo del eje medio de éste, sirviendo la disposición de válvula en la zona extrema del pistón hueco para subdividir una cámara hidráulica formada en el cilindro de alojamiento en una zona de cámara hidráulica trasera y una zona de cámara hidráulica delantera. En el pistón hueco está formado también en su extremo opuesto a la disposición de válvula un compartimiento de gas que está separado de la zona de cámara hidráulica delantera por medio de un pistón de separación. El pistón de separación está dispuesto también en forma móvil a lo largo del eje medio.

45 Durante la contracción elástica, es decir, al introducirse el pistón hueco en el cilindro, por ejemplo a consecuencia de un choque, se solicita con presión el líquido hidráulico situado en la cámara hidráulica trasera y, en consecuencia, dicho líquido entra en la zona de desbordamiento de la disposición de válvula y desde allí, pasando por el al menos un canal, llega al compartimiento hidráulico excéntrico en el lado de entrada de la válvula multiplicadora. En este caso, reina entonces la misma presión en la cámara hidráulica trasera, en la zona de desbordamiento y en el  
50 compartimiento hidráulico excéntrico.

55 En la zona de cámara hidráulica delantera, es decir, en el compartimiento lleno también de líquido hidráulico entre el pistón de separación y la superficie de salida de la válvula multiplicadora, reina, a consecuencia de la libre movilidad del pistón de separación, la misma presión que dentro del compartimiento de gas en el otro lado del pistón de separación. Si la presión en el compartimiento hidráulico excéntrico en el lado de entrada de la válvula multiplicadora, multiplicada por el factor de diseño de la válvula multiplicadora, sobrepasa la presión en la cámara hidráulica delantera, es decir que esta presión reinante en el compartimiento hidráulico excéntrico es suficientemente grande para hacer que la válvula multiplicadora sea expulsada de su asiento de válvula en contra de la presión

reinante en la cámara hidráulica delantera, se origina entonces en la válvula multiplicadora una rendija de paso a través de la cual puede circular líquido hidráulico hacia fuera del compartimiento hidráulico excéntrico, es decir, también desde la cámara hidráulica trasera hasta la cámara hidráulica delantera. Como consecuencia del proceso exigente de espacio, el pistón de separación se sigue moviendo hacia dentro del compartimiento de gas y comprime el gas contenido en éste.

Por tanto, debido a la previsión del compartimiento hidráulico excéntrico adicionalmente a la zona de desbordamiento es posible disponer excéntricamente la válvula multiplicadora de tal manera que no tenga que rodear a la propia zona de desbordamiento. Se logra de este modo una considerable reducción del volumen de la válvula multiplicadora, lo que, además, simplifica considerablemente su construcción. Debido a la disposición descentrada de la válvula multiplicadora en la disposición de válvula se obtiene, aparte de la construcción sencilla y barata, la ventaja adicional de poder prever una espiga de estrangulación en el dispositivo para amortiguar fuerzas de presión, sin que la utilización de la válvula multiplicadora conduzca a una construcción voluminosa. Como consecuencia, el resultado de esto es que, debido al muy pequeño espacio de montaje necesario, no tiene que agrandarse la longitud total del dispositivo de amortiguación.

En las reivindicaciones subordinadas se indican perfeccionamientos ventajosos de la invención.

Por ejemplo, se ha previsto fijar una espiga de estrangulación al cilindro en el eje medio del mismo de tal manera que esta espiga de estrangulación penetre en la zona de desbordamiento de la disposición de válvula. Por consiguiente, en esta zona de unión entre la cámara hidráulica trasera y la zona de desbordamiento se forma una rendija de estrangulación, en general una rendija de estrangulación anular. Por tanto, el líquido hidráulico desalojado de la cámara hidráulica trasera circula por esta rendija de estrangulación formada entre la espiga de estrangulación y la zona de desbordamiento, y la caída de presión resultante depende primariamente de la sección transversal de la rendija. En consecuencia, si el pistón hueco sigue penetrando en el cilindro, la disposición de válvula formada en la zona extrema del pistón hueco se desplaza también adicionalmente hacia dentro del cilindro, con lo que la espiga de estrangulación penetra a mayor profundidad en la zona de desbordamiento de la disposición de válvula. Debido a una conformación especialmente adaptada de la espiga de estrangulación se reduce la sección transversal de la rendija de estrangulación al penetrar la espiga de estrangulación, es decir que la sección transversal de la rendija de estrangulación se hace tanto más pequeña cuanto más profundamente penetra la espiga de estrangulación en la zona de desbordamiento de la disposición de válvula.

Gracias a esta medida constructiva se tiene en cuenta el hecho de que durante un proceso de absorción de un choque por el dispositivo de amortiguación disminuye, a consecuencia de la absorción de energía, la velocidad relativa de los vehículos que chocan uno con otro en función de la evolución temporal del proceso de choque. Por tanto, durante este proceso de choque se reduce también la velocidad de hundimiento, es decir, la velocidad de contracción elástica del amortiguador, por efecto del frenado de las masas de vehículo. Aparte de la dependencia respecto de otras magnitudes, las fuerzas hidráulicas que entonces se presentan pueden describirse en función de la sección transversal de la rendija de estrangulación y de la velocidad de hundimiento, es decir, la velocidad de contracción elástica del dispositivo de amortiguación. Como quiera que la espiga de estrangulación está configurada para, debido a su conformación, reducir la sección transversal de la rendija de estrangulación en función de su profundidad de penetración en la zona de desbordamiento de la disposición de válvula, se puede mantener muy ampliamente constante la fuerza hidráulica producida por la velocidad decreciente durante el proceso de contracción elástica con la cual penetra la espiga de estrangulación en la zona de desbordamiento. Al mismo tiempo, la combinación con la válvula multiplicadora excéntricamente dispuesta cuida de que también en este caso de la combinación con una espiga de estrangulación, junto con una sencilla disposición y un pequeño volumen de construcción, resulte, por así decirlo, una curva característica estática ventajosa del dispositivo de amortiguación.

Además, se ha previsto que la disposición de válvula presente también una válvula de sobrecarga, estando unida la válvula de sobrecarga con la cámara hidráulica trasera por medio de al menos un canal de sobrecarga y haciendo posible, en estado abierto, un desbordamiento de líquido hidráulico desde la zona de cámara hidráulica trasera hasta la zona de cámara hidráulica delantera, eludiendo el recorrido del líquido regular a través de la zona de desbordamiento y la válvula multiplicadora. Una válvula de sobrecarga de esta clase (también llamada válvula de sobrepresión) está dispuesta aquí generalmente en la zona de la disposición de válvula adyacente a la cámara hidráulica delantera y se mantiene en su asiento por medio de una fuerza de pretensado. Por tanto, en el caso de carga regular del dispositivo de amortiguación, la válvula de sobrecarga cierra el al menos un canal de sobrecarga, por medio del cual su superficie de entrada está en unión operativa directa con la zona de cámara hidráulica trasera.

La fuerza de pretensado que mantiene a la válvula de sobrecarga en su asiento de válvula es en general varias veces mayor que la fuerza que, debido a la diferencia de presión entre el compartimiento hidráulico excéntrico y la cámara de válvula delantera, resulta en la superficie activa trasera (entrada de válvula) de la válvula multiplicadora durante el estado de funcionamiento normal, es decir durante la marcha regular o el servicio de maniobras de los vagones. Un caso de sobrecarga que traiga consigo un aumento de presión extremo dentro de la cámara hidráulica trasera y, por tanto, también en el canal de sobrecarga puede ser el resultado de, por ejemplo, choques originados por accidentes del vehículo ferroviario con un obstáculo. En este caso, la válvula de sobrecarga es expulsada de su

5 asiento de válvula en contra de la fuerza de pretensado y libera una posibilidad de desbordamiento directo para el líquido hidráulico desde la cámara hidráulica trasera hasta la cámara hidráulica delantera. Debido a la disposición excéntrica de la válvula multiplicadora es posible conseguir, por ejemplo mediante un gran número de canales de sobrecarga, una sección transversal de circulación efectiva de este sistema de canales de sobrecarga y válvula de sobrecarga – junto con, al mismo tiempo, una alta fuerza de pretensado de la válvula de sobrecarga – sensiblemente mayor que la sección transversal de circulación efectiva a través de la rendija de estrangulación, la cámara hidráulica excéntrica y la válvula multiplicadora. Se obtiene así de manera especialmente ventajosa en caso de sobrecarga un comportamiento del dispositivo de amortiguación que es independiente de la velocidad de accionamiento y que impide una deformación plástica del dispositivo para amortiguar fuerzas de presión en tal caso de sobrecarga y, por tanto, la salida del líquido hidráulico hacia el medio ambiente.

10 Es posible que la fuerza de pretensado que mantiene la válvula de sobrecarga en su asiento sea aplicada por medio de un muelle, preferiblemente un muelle anular. Esta solución tiene la ventaja de que se puede prefijar en el momento de la construcción, con medios muy sencillos y efectivos, la fuerza de pretensado, también llamada fuerza de conmutación, que es necesaria para disparar la válvula de sobrecarga.

15 Se ha previsto de una manera especialmente ventajosa fijar la fuerza de conmutación necesaria para abrir la válvula de sobrecarga en un intervalo comprendido entre 700 y 900 kN, preferiblemente 800 kN, para satisfacer las normas corrientes.

20 De manera especialmente ventajosa, la sección transversal efectiva desde la zona de cámara hidráulica trasera a través de la rendija de estrangulación y la rendija de paso de la válvula multiplicadora abierta más pequeña que la sección transversal de circulación efectiva desde la zona de cámara hidráulica trasera a través de la rendija de presión de sobrecarga de la válvula de sobrecarga abierta. Esto tiene la ventaja de que, en caso de disparo de la válvula de sobrecarga, se crea un vía de circunvalación efectiva para el fluido hidráulico, eludiendo la vía de circulación convencional a través de la rendija de estrangulación y a lo largo de la válvula multiplicadora.

25 En cuanto al dimensionamiento de la fuerza de disparo para válvula de sobrecarga se ha previsto, además, que la fuerza mínimamente necesaria para abrir la válvula multiplicadora sea más pequeña, a consecuencia de la relación de presión entre la presión en el compartimiento hidráulico excéntrico y la presión en la zona de cámara hidráulica delantera, que la fuerza de disparo, por ejemplo la fuerza de conmutación elástica, mínimamente necesaria para abrir la válvula de sobrecarga.

30 Además, se ha previsto que la disposición de válvula presente también una válvula de retención, especialmente una válvula de retención de bola, estando dispuesta la válvula de retención de tal manera que se haga posible un reflujó del líquido hidráulico desde la zona de cámara hidráulica delantera hasta la zona de desbordamiento o desde la zona de cámara hidráulica delantera hasta la zona de cámara hidráulica trasera exactamente cuando la presión en la zona de cámara hidráulica delantera sea mayor que la presión en la zona de desbordamiento o la presión en la zona de cámara hidráulica trasera. Gracias a esta solución con válvula de retención es posible regular la nueva expansión elástica del dispositivo de amortiguación, la llamada carrera de retorno, de tal manera que esta carrera de retorno pueda efectuarse con rapidez, sin que se produzca en el caso de carga, es decir, durante la contracción elástica, una posibilidad de derivación por este canal de carrera de retorno, es decir, una posibilidad de circunvalación del líquido hidráulico desde la zona de desbordamiento, a lo largo de la válvula multiplicadora, hasta la cámara hidráulica delantera.

40 Asimismo, puede estar previsto que la relación de superficie entre la superficie activa delantera, es decir, la superficie de salida de la válvula multiplicadora, y la superficie activa trasera, es decir, la superficie activa de entrada de la válvula multiplicadora, se elija de tal manera que, para abrir la válvula multiplicadora, la presión en el compartimiento anular excéntrico tiene que ser un múltiplo de la presión que reina en la zona de cámara hidráulica delantera. Es especialmente ventajoso a este respecto fijar este factor de multiplicación de la válvula multiplicadora en un rango comprendido entre dos y ocho, por ejemplo en cinco, lo que significa que en el compartimiento anular excéntrico tiene que reinar siempre un valor de la presión existente en la zona de cámara hidráulica delantera multiplicado por este factor de multiplicación para desplazar la válvula multiplicadora desde su asiento de válvula hasta su posición de apertura. Por tanto, en el ejemplo elegido, es decir, cuando el factor de multiplicación se fija en cinco, tiene que reinar en el compartimiento anular excéntrico al menos el quintuplo de la presión que existe en la zona de cámara hidráulica delantera para abrir la válvula multiplicadora. Gracias a la movilidad libre del pistón de separación dentro del pistón hueco reina en la zona de cámara hidráulica delantera la misma presión que en el compartimiento de gas. En consecuencia, esto significa que dentro del muelle de gas, es decir, en el compartimiento de gas, una presión que corresponda a la presión en la cámara hidráulica trasera multiplicada por el valor inverso del factor de multiplicación es suficiente para mantener la válvula multiplicadora en su asiento de válvula, es decir, en la posición cerrada, y, por tanto, para impedir un desbordamiento prematuro del líquido hidráulico desde la zona de desbordamiento hasta la cámara hidráulica delantera. Por tanto, en el ejemplo elegido de un factor de multiplicación de cinco esto significa que un quinto de la presión – reinante en la cámara hidráulica trasera – dentro del muelle de gas es suficiente para mantener cerrada la válvula multiplicadora. La presión de llenado del compartimiento de gas

puede dimensionarse así considerablemente más baja que si no estuviera prevista ninguna válvula multiplicadora.

Respecto del compartimiento de gas, se ha previsto que éste esté lleno de un gas sometido a sobrepresión. Este gas sometido a sobrepresión puede ser especialmente nitrógeno. Por tanto, mediante la elección del gas y sus propiedades termodinámicas inherentes, así como con la elección de la sobrepresión se puede influir de manera ventajosa sobre la curva característica estática del dispositivo según la invención para amortiguar fuerzas de presión.

Asimismo, se ha previsto que el pistón hueco esté provisto de al menos un elemento de junta del mismo, estando configurado el elemento de junta del pistón hueco de tal manera que este elemento garantice un sellado del compartimiento interior con respecto al compartimiento exterior durante el desplazamiento del pistón hueco dentro del cilindro.

Además, puede estar previsto equipar también el pistón de separación con al menos un elemento de junta del mismo que, por así decirlo, aparte de sus propiedades de sellado, garantice, por ejemplo por medio de anillos rascadores, un arrastre de líquido hidráulico cuando el pistón de separación se desplaza dentro del pistón hueco. De este modo, se perjudica lo menos posible la pureza del gas de llenado dentro del compartimiento de gas, lo que contribuye a una mejor longevidad del dispositivo según la invención y puede hacer posible que se alarguen los intervalos de mantenimiento.

En el funcionamiento de empuje de los vehículos acoplados uno con otro y guiados sobre vías puede ser necesario que el recorrido de contracción elástica condicionado por el funcionamiento del dispositivo según la invención para amortiguar fuerzas de presión sea limitado por un alto pretensado de la porción de muelle de gas para que, en el caso de un frenado del conjunto de empuje de los vehículos guiados sobre vías, acoplados uno con otro, se limite el tirón de los mecanismos de acoplamiento solicitados en la dirección de tracción bajo un frenado repentino de tal manera que se pueda evitar un daño de los mecanismos de acoplamiento, tal como, por ejemplo, una rotura de ganchos de tracción de acoplamiento o similares.

Debido al alto pretensado de la porción de muelle de gas del dispositivo para amortiguar fuerzas de presión y al pequeño recorrido deseado de contracción elástico en funcionamiento condicionado por ello durante el funcionamiento de empuje se produce al mismo tiempo la desventaja de que, en el caso de un choque eventualmente producido como consecuencia de un accidente, las fuerzas dinámicas ya no puedan ser limitadas en la medida necesaria a consecuencia de este alto pretensado.

A este fin, puede estar previsto que la válvula multiplicadora presente un mecanismo de amortiguación de la misma. Este mecanismo de amortiguación de la válvula multiplicadora presenta a su vez un pistón de amortiguación, un compartimiento anular de amortiguación y un mecanismo de desbordamiento de amortiguación. El pistón de amortiguación del mecanismo de amortiguación de la válvula multiplicadora está unido con la superficie activa delantera de la válvula multiplicadora y, cuando la válvula multiplicadora está abierta al máximo, permite un desbordamiento de líquido hidráulico, ampliamente exento de amortiguación, hacia el compartimiento anular de amortiguación. Mediante una mayor contracción elástica del dispositivo de amortiguación aumenta entonces la presión de gas dentro del muelle de gas, lo que repercute inmediatamente en el sentido de que aumenta la fuerza que actúa sobre la superficie activa delantera de la válvula multiplicadora y dicha fuerza presiona la válvula multiplicadora desde su posición de apertura en dirección a su posición de cierre. El mecanismo de desbordamiento de amortiguación, que, por ejemplo, puede estar realizado como un segmento de pistón especialmente ranurado, está configurado entonces de tal manera que en este caso, en el que la válvula multiplicadora se mueve desde su posición de apertura máxima en dirección a su posición de cerrada, hace posible solamente un desbordamiento amortiguado de líquido hidráulico desde el compartimiento anular de amortiguación hasta la zona de cámara hidráulica delantera. Durante este proceso de desbordamiento se amortigua el movimiento de la válvula multiplicadora desde su posición de apertura máxima en dirección a su posición de cerrada, de modo que una válvula multiplicadora amortiguada de esta manera permanece abierta al menos parcialmente durante un espacio de tiempo más largo que el de una válvula multiplicadora sin mecanismo de amortiguación de la misma.

Se logra así la ventaja de que, en el caso de un accionamiento dinámico del dispositivo para amortiguar fuerzas de presión, se pueden limitar mejor las fuerzas dinámicas durante el choque hasta la medida necesaria. En el caso de un accionamiento cuasiestático del dispositivo para amortiguar fuerzas de presión, la corriente de fuga de líquido hidráulico posibilitada por el mecanismo de desbordamiento de amortiguación está calculado de tal manera que en este caso se conserve casi completamente la acción multiplicadora de la válvula multiplicadora, de modo que con este accionamiento cuasiestático se conserva la acción de multiplicación ampliamente constante.

En lo que sigue se explican con más detalle dos ejemplos de realización preferidos del dispositivo según la invención para amortiguar fuerzas de presión con ayuda de un dibujo.

Muestran:

La figura 1, una vista en sección de un primer ejemplo de realización del dispositivo según la invención;

La figura 2, la disposición de válvula de la figura 1 en detalle;

La figura 3, una vista en sección de un segundo ejemplo de realización del dispositivo según la invención;

La figura 4, la disposición de válvula según la figura 3 en detalle; y

- 5 La figura 5, una disposición de válvula semejante a la disposición de válvula de la figura 2, en donde se utiliza una válvula multiplicadora con mecanismo de amortiguación de la misma.

10 La figura 1 muestra una vista en sección de un primer ejemplo de realización de un dispositivo para amortiguar fuerzas de presión que consiste sustancialmente en un cilindro 10 y un pistón hueco 20 dispuesto en el mismo de manera telescópicamente desplazable a lo largo de un eje medio 1. En una zona extrema del pistón hueco está montada una disposición de válvula 40 que subdivide una cámara hidráulica 11 formada dentro del cilindro 10 en una zona de cámara hidráulica trasera 12 y una zona de cámara hidráulica delantera 13. Por tanto, la cámara hidráulica 11 se extiende al menos parcialmente hacia dentro del pistón hueco 20; en otras palabras, la zona de cámara hidráulica delantera 13 está formada dentro del pistón hueco 20.

15 Un pistón de separación 25 separa la zona de cámara hidráulica delantera 13 respecto de un compartimiento de gas 21 formado dentro del pistón hueco 20, pudiendo llenarse el compartimiento de gas 21, a través de una válvula de llenado 27, con un gas de relleno sometido a presión. El pistón de separación 25 presenta un elemento de junta 26 del mismo y está dispuesto en forma móvil a lo largo del eje medio 1. Un aumento de volumen en la zona de cámara hidráulica delantera 13, por ejemplo por la llegada de líquido hidráulico de la zona de cámara hidráulica trasera 12 a la zona de cámara hidráulica delantera 13, provoca así un desplazamiento del pistón de separación 25 hacia dentro del compartimiento de gas 21, comprimiéndose al mismo tiempo el gas de relleno en el compartimiento de gas 21.

20 Al producirse un desplazamiento del pistón hueco 20 dentro del cilindro 10, unos primeros elementos de junta 22 del pistón hueco y unos segundos elementos de junta 23 de dicho pistón hueco impiden una salida de líquido hidráulico de la cámara hidráulica 11 a lo largo de la rendija formada entre el cilindro 10 y el pistón hueco 20 y la entrada de este líquido en la zona exterior circundante del dispositivo 100. En particular, mediante, por ejemplo, unos anillos rascadores no representados presentes en el primer elemento de junta 22 del pistón hueco y/o en el segundo elemento de junta 23 de dicho pistón hueco se garantiza que sustancialmente ningún líquido hidráulico humedezca la superficie de la zona exterior 24 del pistón hueco momentáneamente no introducida en el cilindro.

25 Una espiga de estrangulación 30 está formada en la zona trasera de la cámara hidráulica y fijada en el eje medio 1 del cilindro. En el estado del dispositivo 100 representado en la figura 1 la espiga de estrangulación 30 penetra parcialmente en una zona de desbordamiento 41 de la disposición de válvula 40 de modo que entre la espiga de estrangulación 30 y la zona de desbordamiento 41 se forma una rendija de estrangulación 31. El líquido hidráulico que pasa de la zona de cámara hidráulica trasera 12 a la zona de desbordamiento 41 es estrangulado durante el desbordamiento por la caída de presión en la rendija de estrangulación 31 limitadora del paso. La carcasa 45 de la disposición de válvula 40 está unida con la zona extrema del pistón hueco 20. Durante un proceso de compresión del dispositivo 100 según la invención el pistón hueco 20 es desplazado hacia dentro del cilindro 10 por la acción de fuerzas exteriores a lo largo del eje medio 1, que representa la dirección longitudinal. Por consiguiente, la disposición de válvula 40 fijada al pistón hueco 20 se mueve también más hacia dentro del cilindro 10, es decir, hacia dentro de la zona de cámara hidráulica trasera 12. Se produce así una sobrepresión en la zona de cámara hidráulica trasera 12 y, en el caso de pequeñas velocidades de accionamiento, es decir, con una contracción elástica cuasiestática, se establece la misma sobrepresión en la zona de desbordamiento 41 de la disposición de válvula. Un compartimiento hidráulico excéntrico dispuesto 43 está unido con la zona de desbordamiento 41 de la disposición de válvula 40 a través de al menos un canal 42 de esta zona de desbordamiento, de modo que en este caso cuasiestático se presenta también en este compartimiento hidráulico excéntrico 43 la misma sobrepresión que en la zona trasera 12 de la cámara hidráulica 11. Este compartimiento hidráulico excéntrico 43 se cierra por medio de una válvula multiplicadora 50 con el lado de entrada de ésta. Sobre el lado de salida de la válvula multiplicadora 50 actúa la presión que reina en la zona delantera 13 de la cámara hidráulica 11.

30 Bajo unas presión suficientemente grande, es decir, con una relación de presión correspondientemente suficiente entre la presión en el compartimiento hidráulico excéntrico 43 y la presión en la zona de cámara hidráulica delantera 13, la válvula multiplicadora se abre y permite un desbordamiento de líquido hidráulico desde la zona de desbordamiento 41 hasta la zona de cámara hidráulica delantera 13 a través del canal 42 y el compartimiento hidráulico excéntrico 43.

35 Con ayuda de la vista de detalle – mostrada en la figura 2 – de la disposición de válvula 40 de la figura 1 se explica en lo que sigue de manera más pormenorizada el desarrollo del desbordamiento.

40 Cuando entra líquido hidráulico en el compartimiento hidráulico excéntrico 43 a través del canal 42, la presión reinante en el compartimiento hidráulico excéntrico 43 actúa sobre la superficie activa trasera 52, es decir, la

superficie de entrada de la válvula multiplicadora. Si esta presión actuante sobre la superficie activa trasera 52 es mayor que la presión actuante sobre la superficie activa delantera 51 de la válvula multiplicadora, multiplicada por el factor de multiplicación de diseño de la válvula multiplicadora 50, esta válvula multiplicadora 50 es presionada entonces hacia fuera de su asiento y libera la rendija de paso 53. Se garantiza una reposición de la válvula mezcladora, entre otras cosas, haciendo que en la cámara trasera 54 de la válvula multiplicadora 50 reine una presión relativamente baja, concretamente la presión que corresponde a la presión ambiente durante el montaje, mientras que en el proceso de cierre de la válvula multiplicadora actúa sobre ésta la presión muchísimo más alta proveniente del muelle de gas.

Cuando, al abrir la válvula multiplicadora 50, se libera al menos parcialmente la rendija de paso 53, esto conduce, al desbordarse el líquido hidráulico, a que, además de la caída de presión en la rendija de estrangulación 31, se produzca una caída de presión adicional a través de esta rendija de paso 53. Particularmente en un proceso de accionamiento cuasiestático del dispositivo 100, esto conduce a una eficaz curva característica estática de fuerza-recorrido del dispositivo 100 según la invención.

Para habilitar una posibilidad de reflujo del líquido hidráulico desde la zona de cámara hidráulica delantera 13 hasta la zona de cámara hidráulica trasera 12 durante una carrera de retorno del pistón hueco 20, sin que se forme un canal de desbordamiento adicional no deseado en el caso de carga de presión entre la zona de desbordamiento 41 y la zona de cámara hidráulica delantera 12, se ha previsto una válvula de retención 32 en forma de una válvula de bola que hace posible una vía de reflujo de líquido hidráulico desde la zona de cámara hidráulica delantera 13 hasta la zona de cámara hidráulica trasera 12 y que cierra al mismo tiempo, en el caso de carga de presión, este canal de desbordamiento adicional así formado.

La figura 3 muestra un dispositivo 100 para amortiguar fuerzas de presión semejante al dispositivo 100 de la figura 1, en donde puede apreciarse en la vista de detalle de la disposición de válvula 40 según la figura 4 que la disposición de válvula 40 presenta, además, una válvula de sobrecarga 60 cargada por medio de un muelle 63. Debido a la disposición excéntrica de la válvula multiplicadora 50 la propia válvula de sobrecarga 60 puede disponerse en posición centrada, es decir, alrededor del eje medio 1. La superficie de disparo de la válvula de sobrecarga 60 está unida con la zona de cámara hidráulica trasera 12 a través de una rendija de paso de sobrecarga 61, es decir que en el canal de sobrecarga 62 reina la misma presión que en la zona de cámara hidráulica trasera 12. El canal de sobrecarga 62 puede estar formado por un taladro; no obstante, se contempla prever un gran número de canales de sobrecarga 62 para poder lograr en el caso de sobrecarga una sección transversal de circulación efectiva lo más grande posible. El muelle 63 está configurado especialmente como un muelle anular y presenta una alta fuerza de pretensado, por ejemplo 20 kN. Debido a la relación de sección transversal este pretensado elástico de, por ejemplo, 20 kN, conduce a una fuerza de disparo más alta de la válvula de sobrecarga, por ejemplo 800 kN. De este modo, la superficie de válvula sobre la cual actúa en dirección de apertura la presión del al menos un canal de sobrecarga 62 puede ser relativamente grande. Por tanto, en la posición abierta de la válvula de sobrecarga 60 es posible un caudal volumétrico grande.

Como quiera que, al dispararse la válvula de sobrecarga 60 en el caso de sobrecarga, es decir, a una alta presión en la zona de cámara hidráulica trasera 12, se eluden los puntos de estrangulación en los que sería posible una caída de presión de líquido hidráulico circulante, es posible un desbordamiento directo del líquido hidráulico de la zona de cámara hidráulica trasera 12 hacia la zona de cámara hidráulica delantera 13 ("solución de derivación"). Dado que únicamente la fuerza de pretensado del muelle 63 de la válvula de sobrecarga 60 es decisiva para la presión de reacción o la presión de conmutación de la válvula de sobrecarga 60 y no se pasa por ningún punto de estrangulación, esta función de sobrecarga es muy ampliamente independiente de la velocidad de accionamiento del dispositivo 100.

Por tanto, debido al desbordamiento hacia la zona de cámara hidráulica delantera 13 prevista de todos modos como depósito hidráulico se tiene que, en el caso de sobrecarga, únicamente el pistón de separación 25 se mueve rápida y fuertemente en dirección al compartimiento de gas 21 comprimiendo a la vez el gas contenido en este compartimiento de gas 21. Se puede impedir así eficazmente que reviente el dispositivo 100 según la invención para amortiguar fuerzas de presión, lo que tendría como consecuencia una salida del líquido hidráulico, teniendo esto lugar junto con una conservación simultánea de una construcción compacta y un simultáneo buen comportamiento de reacción estático y dinámico del dispositivo 100.

La figura 5 muestra una disposición de válvula semejante a la disposición de válvula de la figura 2, si bien aquí se utiliza una válvula multiplicadora 50 con un mecanismo de amortiguación 55 de la misma. El mecanismo de amortiguación 55 de la válvula multiplicadora presenta un pistón de amortiguación 56 y un mecanismo de desbordamiento de amortiguación 58, por ejemplo en forma de un segmento de pistón especialmente ranurado, estando formado un compartimiento anular de amortiguación 57 por la disposición especial del pistón de amortiguación 56. El compartimiento anular de amortiguación 57 está formado entre la superficie activa delantera 51 y el pistón de amortiguación 56. Con ayuda del mecanismo de desbordamiento de amortiguación 58 se logra que en un caso en el que la válvula multiplicadora 50 se encuentra en su posición de apertura máxima, pueda desbordarse líquido hidráulico de la zona delantera 13 de la cámara hidráulica 11 hacia este compartimiento anular de

5 amortiguación 57. Al aumentar la presión sobre la superficie activa delantera 51 de la válvula multiplicadora 50, ésta se mueve desde su posición de apertura máxima en dirección a su posición de cerrada, es decir, hacia dentro de su asiento de válvula. En este caso, el mecanismo de desbordamiento de amortiguación 58 se aplica entonces al tope del pistón de amortiguación 56 y sella la posibilidad de desbordamiento para líquido hidráulico entre la zona de cámara hidráulica delantera 13 y el compartimiento anular de amortiguación 57, dejando a salvo un volumen de corriente de fuga especialmente previsto y especialmente dimensionado. Gracias a este volumen de corriente de fuga desde el compartimiento anular de amortiguación 57 en dirección a la zona de cámara hidráulica delantera 13, mientras que la válvula multiplicadora 50 se mueve desde su posición de apertura máxima en dirección a su posición de cerrada, la válvula multiplicadora 50, en el caso de un choque dinámico con el dispositivo 100 para amortiguar fuerzas de presión, es mantenida durante un espacio de tiempo de unos pocos milisegundos más en una posición de apertura. De este modo, las fuerzas dinámicas, en el caso de un choque dinámico, pueden limitarse mejor a la medida necesaria.

15 En el caso de una contracción elástica cuasiestática del dispositivo 100 para amortiguar fuerzas de presión, por ejemplo en el funcionamiento de empuje de los vehículos acoplados uno con otro y guiados sobre vías, esta corriente de fuga está dimensionada de tal manera que no se anule en este caso la acción multiplicadora de la válvula multiplicadora 50.

La invención no se limita a las formas de realización descritas con referencia a los dibujos adjuntos. Por el contrario, son imaginables modificaciones correspondientes dentro del ámbito de las reivindicaciones siguientes.

**Lista de símbolos de referencia**

20	1	Eje medio
	10	Cilindro, especialmente cilindro circular
	11	Cámara hidráulica
	12	Zona trasera de la cámara hidráulica
	13	Zona delantera de la cámara hidráulica
25	20	Pistón hueco
	21	Compartimiento de gas
	22	Primer elemento de junta del pistón hueco
	23	Segundo elemento de junta del pistón hueco
	24	Zona exterior no introducida del pistón hueco
30	25	Pistón de separación
	26	Elemento de junta del pistón de separación
	27	Válvula de llenado
	30	Espiga de estrangulación
	31	Rendija de estrangulación
35	32	Válvula de retención
	40	Disposición de válvula
	41	Zona de desbordamiento de la disposición de válvula
	42	Canal de la zona de desbordamiento
	43	Compartimiento hidráulico excéntrico
40	44	Compartimiento anular
	45	Carcasa de la disposición de válvula
	46	Elemento de junta de la disposición de válvula
	50	Válvula multiplicadora
	51	Superficie activa delantera de la válvula multiplicadora
45	52	Superficie activa trasera de la válvula multiplicadora
	53	Rendija de paso de la válvula multiplicadora
	54	Cámara trasera de la válvula multiplicadora
	55	Mecanismo de amortiguación de la válvula multiplicadora
	56	Pistón de amortiguación
50	57	Compartimiento anular de amortiguación
	58	Mecanismo de desbordamiento de amortiguación
	60	Válvula de sobrecarga
	61	Rendija de paso de sobrecarga
	62	Canal de sobrecarga
55	63	Muelle de la válvula de sobrecarga
	100	Dispositivo para amortiguar fuerzas de presión

**REIVINDICACIONES**

1. Dispositivo (100) para amortiguar fuerzas de presión, en el que el dispositivo (100) presenta lo siguiente:

- un cilindro (10), especialmente un cilindro circular, en el que está formada una cámara hidráulica (11),
- un pistón hueco (20) desplazable telescópicamente con relación al cilindro (10) a lo largo de un eje medio (1);

5 - una disposición de válvula (40) formada en una zona extrema del pistón hueco (20) para subdividir la cámara hidráulica (11) en una zona de cámara hidráulica trasera (12) y una zona de cámara hidráulica delantera (13); y

- un pistón de separación (25) que está dispuesto en el pistón hueco (20) de manera móvil a lo largo del eje medio (1) y que separa un compartimiento de gas (21) formado dentro del pistón hueco (20) respecto de la zona de cámara hidráulica delantera (13),

10 presentando la disposición de válvula (40) una zona de desbordamiento (41) unida con la zona de cámara hidráulica trasera (12) y un compartimiento hidráulico excéntrico (43) unido con la zona de desbordamiento (41) a través de al menos un canal (42),

15 presentando también la disposición de válvula (40) una válvula de sobrecarga (60) que está unida con la zona de cámara hidráulica trasera (12) a través de al menos un canal de sobrecarga (62), haciendo posible una rendija de paso de sobrecarga (61), en el estado abierto de la válvula (60), un desbordamiento de líquido hidráulico de la zona de cámara hidráulica trasera (12) hacia la zona de cámara hidráulica delantera (13), y

20 presentando también la disposición de válvula (40) una válvula multiplicadora excéntricamente dispuesta (50), estando la superficie activa trasera (52) de la válvula multiplicadora (50) en unión operativa hidráulica con el compartimiento hidráulico excéntrico (43) y estando la superficie activa delantera (51) de la válvula multiplicadora (50) en unión operativa hidráulica con la zona de cámara hidráulica delantera (13), de modo que, estando abierta la válvula multiplicadora (50), circula fluido hidráulico desde el compartimiento hidráulico excéntrico (43) hacia la zona de cámara hidráulica delantera (13),

25 **caracterizado** por que la sección transversal de circulación efectiva de la válvula multiplicadora abierta (50) es más pequeña que la sección transversal de circulación efectiva a través de la rendija de presión de sobrecarga (61) de la válvula de sobrecarga abierta (60).

30 2. Dispositivo (100) según la reivindicación 1, en el que una espiga de estrangulación (30) fijada al cilindro (10) penetra en la zona de unión entre la cámara hidráulica trasera (12) y la zona de desbordamiento (41), estando conformada la espiga de estrangulación (30) de tal manera que se forma entre la espiga de estrangulación (30) y la zona de desbordamiento una rendija de estrangulación (31) que depende, en su sección transversal, de la profundidad de penetración del pistón hueco (20) en el cilindro (10).

3. Dispositivo (100) según la reivindicación 1 o 2, en el que la válvula de sobrecarga (60) es presionada hacia su asiento de válvula por medio de un muelle (63), preferiblemente un muelle anular.

35 4. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que la fuerza mínimamente necesaria para abrir la válvula multiplicadora (50) es más pequeña – como consecuencia de la relación de presión entre la presión en el compartimiento hidráulico excéntrico (43) y la presión en la zona de cámara hidráulica delantera (13) – que la fuerza mínimamente necesaria para abrir la válvula de sobrecarga (60), especialmente la fuerza aplicada por el muelle (63).

40 5. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que la disposición de válvula (40) presenta también una válvula de retención (32), especialmente una válvula de bola, estando dispuesta la válvula de retención (32) de tal manera que hace posible un reflujo del líquido hidráulico desde la zona de cámara hidráulica delantera (13) hacia la zona de desbordamiento (41) y/o hacia la zona de cámara hidráulica trasera (12) exactamente cuando la presión en la zona de cámara hidráulica delantera (13) es mayor que al menos una de las presiones reinantes en la zona de desbordamiento (41) o en la zona de cámara hidráulica trasera (12).

45 6. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que la relación de superficie entre la superficie activa delantera (51) de la válvula multiplicadora (50) y la superficie activa trasera (52) de la válvula multiplicadora (50) se ha elegido de tal manera que, para abrir la válvula multiplicadora, tiene que reinar en el compartimiento anular excéntrico (43) un múltiplo de la presión, especialmente del doble al óctuplo de la presión del líquido hidráulico existente en la zona de cámara hidráulica delantera (13).

50 7. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que se puede fijar de antemano la fuerza de conmutación necesaria para abrir la válvula de sobrecarga (60).

8. Dispositivo (100) según la reivindicación 7, en el que la fuerza de conmutación necesaria para abrir la válvula de

sobrecarga (60) se puede adaptar dentro de un amplio marco a las necesidades de la respectiva aplicación sin ninguna modificación constructiva apreciable.

9. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, en el que el compartimiento de gas (21) está lleno de un gas, especialmente nitrógeno, sometido a sobrepresión con respecto a la presión ambiente.

5 10. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9 en el que el pistón hueco (20) presenta al menos un elemento de junta (22, 23) del mismo que está diseñado de tal manera que durante el desplazamiento sellado del pistón hueco (20) dentro del cilindro (10) no pasa sustancialmente ningún líquido hidráulico a la zona exterior (24) del pistón hueco (20) no introducida en el cilindro (10).

10 11. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 10, en el que el pistón de separación (25) presenta al menos un elemento de junta (26) del mismo que garantiza un arrastre de líquido hidráulico durante el desplazamiento sellado del pistón de separación (25) dentro del pistón hueco (22) en el sentido de que no llega sustancialmente ningún líquido hidráulico al compartimiento de gas (21).

15 12. Dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 11, en el que la válvula multiplicadora (50) presenta un mecanismo de amortiguación (55) de la misma, presentando el mecanismo de amortiguación (55) de la válvula multiplicadora lo siguiente:

- un pistón de amortiguación (56) que está unido con la superficie activa delantera (51) de la válvula multiplicadora (50);

- un compartimiento anular de amortiguación (57) entre la superficie activa delantera (51) y el pistón de amortiguación (56); y

20 - un mecanismo de desbordamiento de amortiguación (58) que coopera con el pistón de amortiguación (56) de tal manera que se produce un desbordamiento – ampliamente exento de amortiguación – de líquido hidráulico entre la zona de cámara hidráulica delantera (13) y el compartimiento anular de amortiguación (57) cuando la válvula multiplicadora (50) está abierta al máximo, y se produce un desbordamiento amortiguado de líquido hidráulico desde el compartimiento anular de amortiguación (57) hacia la zona de cámara hidráulica delantera (13) cuando la válvula multiplicadora (50) se mueve hacia fuera de su posición de apertura máxima en dirección a su posición de cerrada,

25 estando diseñado el mecanismo de desbordamiento de amortiguación (58) para amortiguar la velocidad de movimiento de la válvula multiplicadora (50) durante el desbordamiento amortiguado de líquido hidráulico.

13. Uso del dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 12 como elemento regenerativo de consumo de energía en un vehículo guiado sobre vías, especialmente un vehículo ferroviario.

30 14. Vehículo guiado sobre vías, especialmente vehículo ferroviario, con un dispositivo (100) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 12.

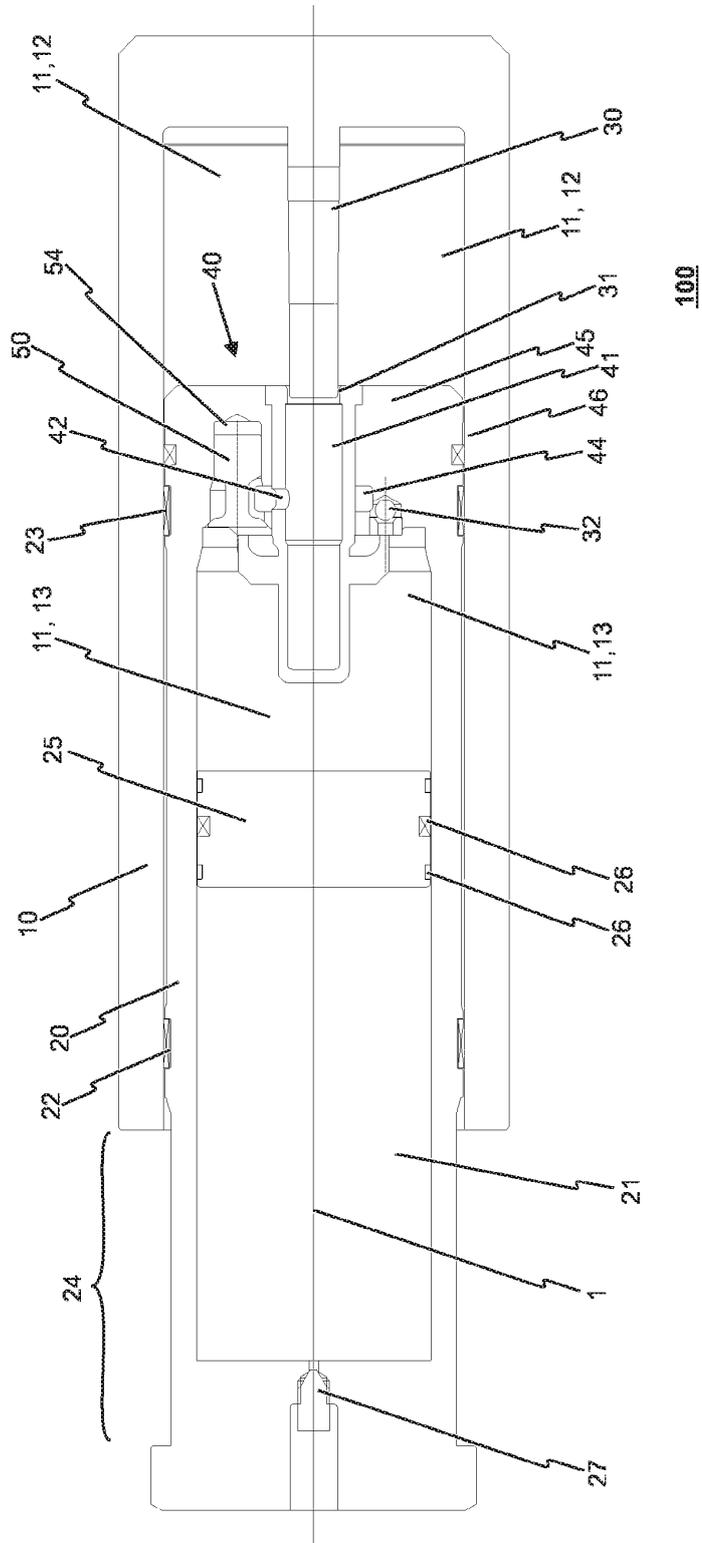


Fig. 1

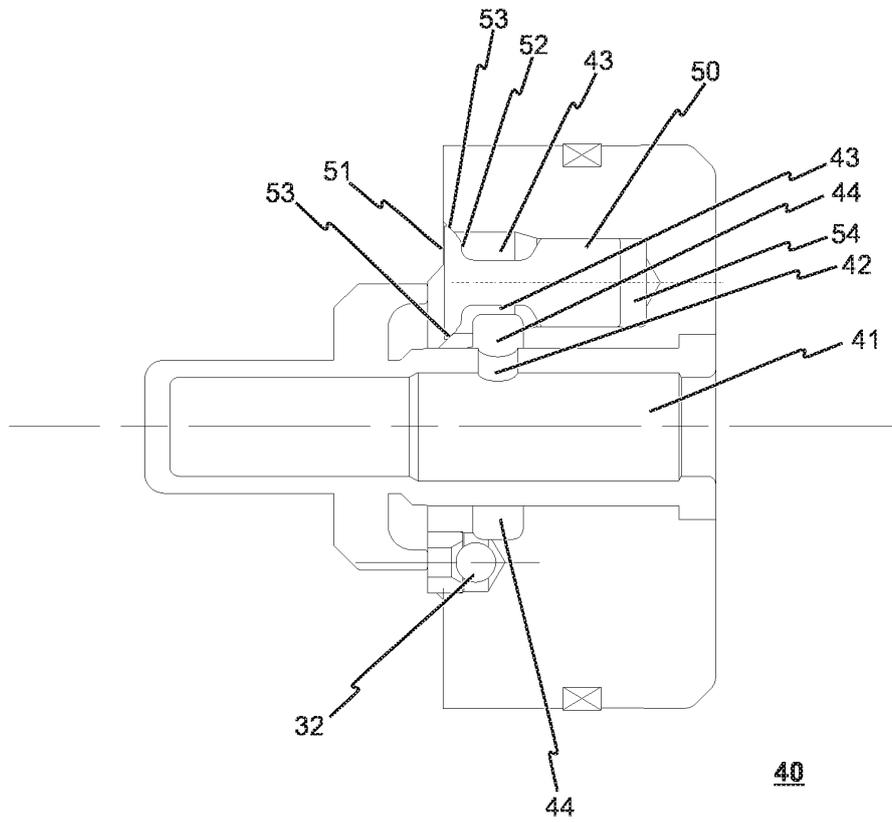


Fig. 2

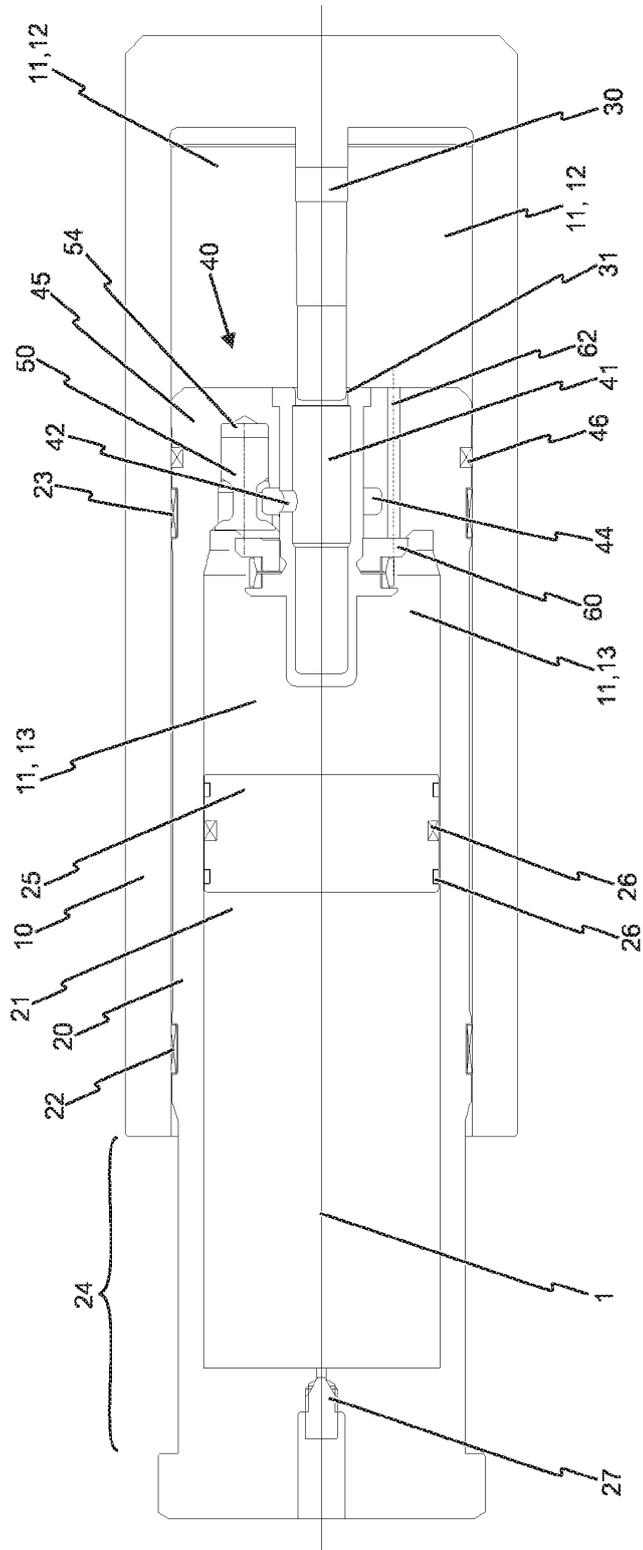


Fig. 3

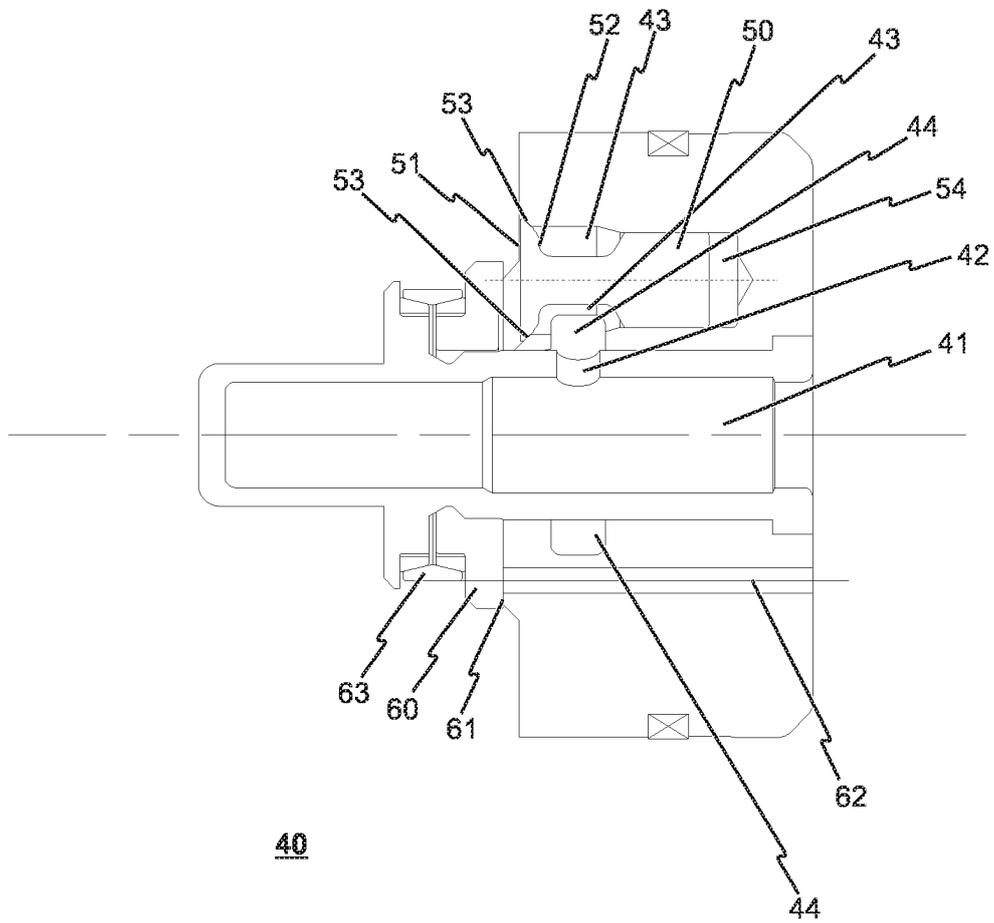
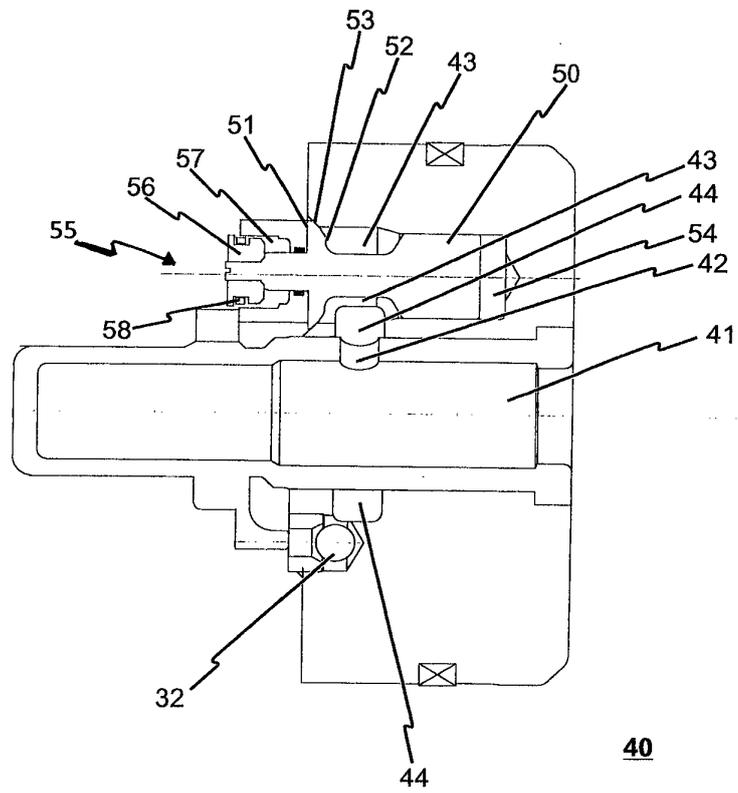


Fig. 4



*Fig. 5*