

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 577 384**

51 Int. Cl.:

F15B 21/00 (2006.01)

B21B 29/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.03.2013** **E 13723223 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **23.03.2016** **EP 2831429**

54 Título: **Sistema de amortiguación de la vibración mediante un sistema de accionamiento hidráulico**

30 Prioridad:

26.03.2012 IT MI20120476

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
14.07.2016

73 Titular/es:

DANIELI & C. OFFICINE MECCANICHE, S.P.A.
(100.0%)

Via Nazionale 41
33041 Buttrio, IT

72 Inventor/es:

DE LUCA, ANDREA;
VERGANO, CARLO;
DEL TEDESCO, STEFANO;
TONOLI, ANDREA;
PRISTERA', CARMINE y
AMATI, NICOLA

74 Agente/Representante:

RUO , Alessandro

ES 2 577 384 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

Sistema de amortiguación de la vibración mediante un sistema de accionamiento hidráulico.

5 Campo de la invención

[0001] La presente invención se relaciona con un sistema de amortiguación mediante un sistema de accionamiento hidráulico.

10 Antecedentes

[0002] Los sistemas de amortiguación de la vibración para dispositivos o sistemas mecánicos mediante accionadores electromagnéticos o piezoeléctricos que utilizan un sistema hidráulico para transmitir fuerza son escasos. En GB 2255840 se divulga un ejemplo de un dispositivo de amortiguación. La tecnología electrostática (basada en un control de carga a través de accionadores electromagnéticos que utilizan el circuito hidráulico como sistema de transmisión de movimiento) se utiliza principalmente en el campo aeronáutico para controlar los sistemas de vuelo. Se necesita transmitir potencia para dicha aplicación y por ende, el suministro suele ser una máquina rotatoria (motor eléctrico), que está conectada a una bomba hidráulica. El sistema anteriormente descrito para las aplicaciones aeronáuticas ha sido sugerido recientemente como un sistema de accionamiento en herramientas de maquinaria metalúrgica (prensas, punzones), como sistemas de accionamiento en el sector naval y como dispositivos de transmisión de tensión en soportes de prueba con caracterización dinámica. El desarrollo de dichas aplicaciones es confirmado por artículos científicos publicados sobre este tema.

Sumario de la invención

[0003] Un objeto principal de la invención consiste en proporcionar un sistema de amortiguación alternativo que mejore los sistemas de la técnica conocida y garantice una mayor simplicidad del sistema general.

[0004] Otro objeto de la invención es proporcionar un sistema de amortiguación de la vibración que puede funcionar de forma efectiva en presencia de presiones muy altas.

[0005] Otro objeto de la invención es proporcionar un sistema de amortiguación que permanezca inactivo para frecuencias menores a la frecuencia crítica predeterminada y comience a funcionar para vibraciones de frecuencia mayor que la frecuencia crítica, garantizando así la amortiguación de bandas de frecuencia predeterminadas.

[0006] Dichos objetos son alcanzados por un sistema de amortiguación de la vibración a través de un sistema de accionamiento hidráulico, que, de conformidad con la reivindicación 1, comprende:

- al menos un accionador hidráulico que tiene una parte móvil, y
- un circuito de alimentación hidráulico correspondiente, y
- medios de amortiguación hidráulica para una fuerza de vibración que actúa en la parte móvil del accionador hidráulico; dichos medios de amortiguación están conectados a dicho circuito hidráulico para accionar una amortiguación de dicha fuerza de vibración,

caracterizado por que dichos medios de amortiguación comprenden un cilindro de cámara doble que tiene una primera cámara conectada hidráulicamente a dicho circuito hidráulico, y una parte móvil conectada a una parte de amortiguación eléctrica, y que la primera cámara está conectada hidráulicamente y se comunica con una segunda cámara del cilindro de cámara doble mediante un tubo calibrado.

[0007] Ventajosamente, los tubos calibrados actúan como un filtro paso bajo que es transparente para operar frecuencias del sistema de accionamiento hidráulico pero igualmente efectivos en amortiguar una fuerza de vibración.

[0008] El sistema de amortiguación de la vibración de la presente invención se basa en al menos un pistón hidráulico que tiene un cilindro de doble cámara, donde una de las cámaras está conectada y se comunica con el circuito de alimentación del accionador hidráulico.

[0009] Esto es equivalente a utilizar dos cilindros de cámara simple en donde las partes móviles están interconectadas en lugar de un cilindro de cámara doble.

[0010] La amortiguación y/o el accionamiento del pistón hidráulico en el cilindro de cámara doble se producen mediante un componente eléctrico y/o magnético activo o pasivo.

[0011] De conformidad con otro aspecto de la invención, dicho componente eléctrico es un accionador piezoeléctrico que puede precargarse de conformidad mediante diversas técnicas que son el objeto de las variantes

respectivas de la invención.

[0012] Debido a dicha precarga, el sistema objeto de la presente invención puede funcionar sobre una frecuencia determinada sin interferir con los accionadores que están conectados al mismo circuito de accionamiento hidráulico pero puede funcionar a una frecuencia menor a la frecuencia predeterminada.

[0013] Otro objeto de la presente invención es proporcionar un tren de laminación que comprende un sistema de amortiguación de la vibración de conformidad con la presente invención.

[0014] Otro aspecto de la presente invención muestra cómo identificar una frecuencia crítica del tubo calibrado.

[0015] Las reivindicaciones son parte integral de la presente descripción.

Breve descripción de los dibujos

[0016] Otras características y ventajas de la presente invención serán evidentes ante la descripción detallada de una realización preferida, pero no exclusiva, de un sistema de amortiguación de la vibración mediante un sistema de accionamiento hidráulico ilustrado mediante un ejemplo no limitante, con la ayuda de los dibujos que acompañan, donde:

La Figura 1 describe diagramáticamente un sistema de amortiguación que comprende un dispositivo de amortiguación de conformidad con la presente invención;

La Figura 2 describe una elongación de una parte del dispositivo de amortiguación en la Figura 1;

Las Figuras 3 a 7 describen variantes de una parte del dispositivo de amortiguación que aparece en la Figura 2;

La Figura 8 muestra un cuadro de función de transferencia de un componente de un sistema de amortiguación de conformidad con las figuras anteriores graficado como un parámetro dimensional del componente que varía;

La Figura 9 muestra diagramáticamente una realización del sistema de amortiguación en las cuñas de la caja del laminador;

La Figura 10 muestra una sección longitudinal de una realización de un dispositivo de amortiguación de conformidad con la presente invención.

[0017] Los mismos números y las mismas letras de referencia en las figuras hacen referencia a los mismos miembros o componentes.

Descripción detallada de una realización preferida de la invención

[0018] La Figura 1 muestra diagramáticamente un sistema de amortiguación de la vibración de conformidad con la presente invención. Comprende un accionador hidráulico 1 que tiene una parte móvil 11, generalmente un accionador de acción simple, suministrado por un circuito hidráulico correspondiente 2 (en la figura solo se muestra parcialmente) y un dispositivo de amortiguación hidráulica 3, también conectado, p. ej., mediante una red, al circuito hidráulico 2 mediante una red 21.

[0019] El accionador hidráulico 1 empuja un objeto genérico 4 afectado por un fenómeno de vibración de conformidad con la dirección de empuje del accionador hidráulico 1, que la presente invención pretende amortiguar.

[0020] Opcionalmente, el objeto 4 se conecta a un sensor de cambio y/o velocidad y/o aceleración 5, cuyas señales están dirigidas a una unidad de control electrónico 6, que controla el dispositivo de amortiguación hidráulica 3. Alternativamente, el sensor 5 puede ser reemplazado por un sensor de presión generalmente dispuesto en el circuito hidráulico 2.

[0021] El dispositivo de amortiguación hidráulica 3 comprende al menos una parte hidráulica 31 y una parte de amortiguación eléctrica 32.

[0022] La parte hidráulica 31, que aparece diagramáticamente en la figura 2, comprende un cilindro hidráulico 37 que tiene al menos dos cámaras 33 y 34 entre las cuales se conecta un pistón 35 a la parte de amortiguación eléctrica 32.

[0023] Las cámaras 33 y 34 se comunican mediante un tubo 36.

[0024] Dicho tubo tiene una sección calibrada y también puede denominarse derivador o desacoplador de aquí en adelante.

[0025] Se muestra en la mayoría de las figuras fuera del cilindro hidráulico de la parte hidráulica 31 pero puede integrarse en la pared periférica del cilindro en sí mismo o puede obtenerse en el pistón 35 en sí mismo, como se muestra en la figura 7.

[0026] La parte de amortiguación eléctrica 32 puede comprender un accionador piezoeléctrico o un accionador magnetostrictivo o electromagnético dependiendo del campo de frecuencia en el que debe operar el dispositivo de amortiguación y la intensidad de fuerza que debe generar. Por lo tanto, en general, se puede utilizar un accionador eléctrico, ya sea activo o pasivo o semi pasivo, como se explica a continuación.

[0027] Por ejemplo, de conformidad con una configuración activa, el accionador funciona eléctricamente y está controlado por una unidad de control electrónico 6 sobre la base de señales recibidas del sensor 5.

[0028] En una configuración semi activa, la parte de amortiguación eléctrica 32 es una amortiguación electromagnética en donde los parámetros eléctricos son controlados por la unidad de control electrónico 6 como una función de la acción de amortiguación. No se requiere un módulo eléctrico en dicha configuración en la unidad de control 6 para impulsar la parte de amortiguación eléctrica 32.

[0029] En una configuración pasiva, por el contrario, la parte de amortiguación eléctrica 32 comprende un amortiguador electromagnético, cuyos parámetros eléctricos están fijos. Por lo tanto, no hay unidad de control electrónico 6 ni sensor 5.

[0030] Las posibles fuerzas de frecuencia menores a una frecuencia de calibración predeterminada del derivador 36 son transmitidas al pistón 35 a través del circuito hidráulico 2 directamente a la cámara 34 e indirectamente, mediante el derivador 36, a la cámara 33 en igual medida; en este caso, el derivador se comporta como un tubo de pasaje de fluido normal que permite la compensación de presión en las dos cámaras 33 y 34. En este caso, la unidad de control electrónico 6 no transmite controles a la parte de amortiguación eléctrica 32 porque las frecuencias son menores que la frecuencia crítica más allá de la cual se desea una intervención.

[0031] Los ejemplos incluyen accionamiento del accionador hidráulico 1 en sí mismo u oscilaciones lentas que pueden ser compensadas, en todos los casos, mediante el mismo accionador hidráulico 1.

[0032] La unidad de control electrónico 6 en caso de posibles fuerzas mayores que una frecuencia predeterminada controla la parte de amortiguación eléctrica 32 para contrastar estas fuerzas. Las ondas de presión con una frecuencia mayor a la frecuencia de calibración del derivador 36 son creadas en el circuito hidráulico 2, cuyas ondas no son transmitidas a la cámara 33 porque el derivador funciona como filtro y no permite igualar presión en las cámaras 33 y 34.

[0033] Simétricamente a las frecuencias altas, la activación del sistema de control hidráulico del accionador 1, el cual funciona a una frecuencia menor que la frecuencia de ajuste del desacoplador, no genera ondas de presión que podrían interferir con la acción del dispositivo de amortiguación y podrían generar otra carga en el dispositivo de amortiguación 3 en la cámara 33. Por lo tanto, el sistema de amortiguación no reacciona, permaneciendo inactivo para frecuencias menores a la frecuencia crítica del desacoplador o derivador.

[0034] La frecuencia crítica de filtración del desacoplador puede seleccionarse adecuadamente. La unidad de control 6 procesa datos y establece cuándo y cómo hacer para que la parte de amortiguación eléctrica 32 intervenga para generar una acción de amortiguación para el accionador hidráulico 1.

[0035] Para frecuencias mayores a la frecuencia crítica del desacoplador, la unidad de control 6 envía una señal de voltaje que activa la parte de amortiguación eléctrica 32.

[0036] Preferentemente, dicha parte de amortiguación eléctrica 32 comprende un accionador piezoeléctrico. En adelante, se hará referencia al accionador piezoeléctrico por esta pérdida en general.

[0037] El accionador piezoeléctrico 32 se extiende o retrae moviendo el pistón 35 como consecuencia y generando ondas de presión positivas o negativas que también se propagan a una frecuencia mayor a la frecuencia crítica en la cámara 34, directamente conectada y comunicada con el circuito hidráulico 2. La amplitud y el intervalo de tiempo de dichas ondas de presión dependen de la amplitud y frecuencia de la señal de control de la unidad de control 6 que dirige el accionador piezoeléctrico 32. El desacoplador 36 calibrado, funciona como un filtro para evitar que las ondas de presión generadas por el pistón 35 se cierren en la cámara 33, compensando localmente. Dichas ondas de presión se propagan a lo largo del circuito 2 al accionador hidráulico 1, para compensar la fuerza que hizo que la unidad de control electrónico 6 intervenga.

[0038] Por lo tanto, el objeto 4 permanece inmune a las tensiones que tienen una frecuencia mayor a la frecuencia de calibración anteriormente mencionada (también denominada frecuencia crítica) del desacoplador y de la unidad de control.

[0039] La amplitud de las ondas de presión que actúan en el actuador hidráulico 1 depende de la dinámica del sistema hidráulico y mecánico entero.

[0040] Ventajosamente, el uso del tubo derivador 36 permite que el dispositivo de amortiguación 3 funcione a presiones muy altas sin que el accionador piezoeléctrico 32 se dañe de manera alguna. Esto se debe a que el pistón 35 se equilibra constantemente para fuerzas que tienen una frecuencia igual a cero o en todos los casos, inferior a la frecuencia crítica anteriormente mencionada. Ventajosamente, cuando el accionador piezoeléctrico 32 interviene, contrasta únicamente con las ondas de presión determinadas por la fuerza de vibración inducida en/por el objeto para el pistón 35 y no la presión relativa respecto del entorno establecido en el circuito hidráulico 2, manteniendo una eficiencia alta del sistema de amortiguación.

[0041] El accionador piezoeléctrico puede instalarse fuera de la parte hidráulica 31 del dispositivo de amortiguación 3 como se muestra en las figuras 1, 5 y 6 o dentro, como se muestra en las figuras 3 y 4 a 7. Puede instalarse en cualquiera de las dos cámaras 33 y 34. Preferentemente, el área de trabajo es igual y el volumen de la cámara 34 es menor al de la cámara 33. De conformidad con una realización preferida de la invención (que no se muestra), el accionador 32 puede ensamblarse en la cámara 34. Preferentemente, el volumen de la cámara 34 es lo más pequeño posible. De esta manera, los movimientos del pistón 35 se traducen en un efecto mayor en la variación de presión en el circuito hidráulico 2 para compensar las vibraciones. De manera inversa, preferentemente, el volumen de la cámara 33 es tan grande como fuere posible para tener una reacción menor por parte de la cámara en sí durante la activación del pistón 35. De esta manera, solo una mínima parte de la energía utilizada por el accionador 32 es disipada por la cámara 33, mientras que la mayoría se convierte en ondas de presión inyectadas en el circuito hidráulico 2. Esto contribuye sinérgicamente a que el sistema de amortiguación sea particularmente efectivo.

[0042] La relación dimensional entre las cámaras es de preferentemente al menos 10.

[0043] De conformidad con otro aspecto de la presente invención, dicho accionador piezoeléctrico puede precargarse de conformidad con varias técnicas que son el objeto de las variantes respectivas de la invención ilustradas a continuación. Esto es particularmente útil en caso de un accionador piezoeléctrico, dado que dichos accionadores requieren una compresión previa para funcionar de mejor manera.

[0044] De conformidad con una primera variante, la precarga en el accionador piezoeléctrico 32 se obtiene diferenciando la superficie en el pistón 35 que enfrenta las cámaras opuestas 33 y 34. De conformidad con una segunda variante, la precarga se obtiene mediante un resorte de precarga. Se obtiene una tercera variante como una combinación de las primeras dos.

[0045] Con referencia particular a la figura 3, el accionador piezoeléctrico 32 se inserta en la cámara 33. Las superficies 35A y 35B del pistón que enfrenta las dos cámaras 34 y 33, respectivamente, son iguales, mientras que el volumen de la cámara 34 es menor al de la cámara 33.

[0046] La Figura 4 muestra una variante en donde no solo el volumen de la cámara 34 es menor al volumen de la cámara 33, sino que la superficie 35A del pistón que enfrenta la cámara 34 es mayor a la superficie 35B que enfrenta la cámara 33.

[0047] Asimismo, en las variantes de las figuras correspondientes 5 y 6, la superficie 35B que enfrenta la cámara 33 es menor que la superficie 35A que enfrenta a la cámara 34.

[0048] Las superficies 35A y 35B son superficies activas equivalentes del acoplamiento del pistón/cilindro.

[0049] En la Figura 5, el accionador piezoeléctrico está fuera de la cámara 33 y se utiliza como un resorte de precarga 9, p.ej., insertado en la cámara 34 e interpuesto entre una pared o un hueco obtenido en la pared del cilindro y la cara 35A del pistón. La presencia del resorte de precarga 9 es independiente a la presencia de una diferencia entre las amplitudes de las superficies 35A y 35B.

[0050] La Figura 5A muestra una variante desarrollada de conformidad con la figura 5. El tubo calibrado 36 se produce mediante un pasaje formado en el acoplamiento del pistón/cilindro en sí mismo. De conformidad con una variante preferida, dicho pasaje se ubica en un sector angular del acoplamiento (véase la figura 5A). De conformidad con otra variante preferida (que no aparece) el pasaje se distribuye a lo largo del perímetro entero (circunferencia) de la parte móvil.

[0051] La característica de acuerdo con la cual el tubo 34 es producido mediante el acoplamiento del cilindro - pistón puede combinarse con cualquier variante descrita en la presente invención. Por lo tanto, en adelante, las palabras tubo y pasaje son intercambiables.

[0052] En la Figura 6, respecto de la Figura 5 anterior, la precarga está garantizada solo por la diferencia de amplitud de las superficies 35A y 35B del pistón 35.

[0053] Con referencia a la figura 7, el accionador 32 se instala en una cavidad específica obtenida en el pistón 35. El desacoplador 36 también se obtiene en el pistón 35. La precarga en el accionador puede lograrse mediante una

diferencia entre las áreas 35A y 35B del pistón 35. Un accionador piezoeléctrico 32 es particularmente indicado para dicha variante dada la densidad de fuerza alta de dichos dispositivos y porque las dimensiones están estrechamente correlacionadas con las dimensiones del accionador.

[0054] La Figura 8 representa gráficamente la relación de presión en las dos cámaras 33 y 34 de la parte hidráulica en el dispositivo de amortiguación. Dicha relación entre las dos presiones depende del rendimiento dinámico del desacoplador 36, el cual depende de sus características geométricas (principalmente, longitud y diámetro). Dicho rendimiento dinámico está determinado, principalmente, por una frecuencia natural o pico de resonancia. La Figura 8 muestra una función de transferencia del desacoplador dado que las características geométricas del desacoplador varían, en particular, la longitud/diámetro del desacoplador al cuadrado.

[0055] La función de transferencia cambia hacia la izquierda del cuadro, es decir, hacia las frecuencias inferiores a medida que un parámetro aumenta. Se grafican cuatro funciones de transferencia con frecuencia de resonancia de 40, 20, 2 y 1 Hz, respectivamente.

[0056] Cada cuadro de función de transferencia muestra un patrón de etapa, para que las presiones en las dos cámaras 33 y 34 sean equivalentes en frecuencias menores a las frecuencias de resonancia, donde la relación en la abscisa es $10^0=1$, mientras que dicha relación disminuye en gran medida y se estabiliza a un valor de 1/50 para presiones mayores a la frecuencia de resonancia. Este patrón puede asociarse fácilmente con un comportamiento como un filtro de paso bajo del desacoplador 36. Entre los dos segmentos planos, la función muestra, finalmente, un transitorio de corta duración caracterizado en este caso por una cúspide doble: de izquierda a derecha, la primera cúspide va hacia arriba seguida por una cúspide hacia abajo.

[0057] Como se mencionó, la longitud y el diámetro del desacoplador determinan la frecuencia de resonancia, es decir, el umbral de frecuencia sobre el cual ya no se obtiene una ecualización entre las dos cámaras 33 y 34 del cilindro 37 de la parte hidráulica 31, es decir, se evita el pasaje de las ondas de presión generadas por la intervención del accionador piezoeléctrico.

[0058] Los parámetros diferenciadores constituyen la relación entre la longitud del tubo derivador y su diámetro al cuadrado: l/d^2 . La Figura 8 muestran, nuevamente que el desacoplador puede filtrar gradualmente frecuencias menores a medida que este parámetro aumenta. Por lo tanto, mediante la determinación adecuada de esta relación de conformidad con la frecuencia crítica predeterminada, se determinan las características de filtro de paso bajo del desacoplador.

Ejemplo de aplicación

[0059] Las distintas aplicaciones de la invención incluyen una aplicación ventajosa en el circuito hidráulico de una caja del laminador fría para bandas de acero. Este tipo de cajas del laminador, como todos los componentes mecánicos, tienen frecuencias de resonancia naturales. El fenómeno de vibración puede ser inducido si las fuerzas ocasionadas por el desgaste, la fricción y la conformación de la banda en sí misma u otras tienen frecuencias cercanas a o que coinciden con las frecuencias de resonancia naturales. Dichos fenómenos aparecen como un movimiento en los rodillos en dirección perpendicular a la dirección de laminación, es decir, en dirección vertical y pueden alcanzar amplitudes incontrolables no adecuadas para el proceso de laminación. Esto se conoce como "vibración" y puede generar fallas de superficie, como marcas de luz / oscuridad en la banda o variaciones de espesor que causan rechazo del fleje, y las fallas dependen del modo de vibración de la caja del laminador.

[0060] Si se conocen las frecuencias de resonancia que se deben evitar, es posible utilizar el dispositivo descrito aquí para resolver este problema en una caja del laminador. En este caso específico, el objetivo del sistema de amortiguación de la vibración de conformidad con la invención es amortiguar vibraciones caracterizadas por una frecuencia mayor a 100 Hz; por ende, se proporciona un accionador eléctrico 32 adaptado para funcionar a estas frecuencias, el cual se activa en base a las mediciones del acelerómetro 5 ubicado en las cuñas 20 de los rodillos 1, 1', 1'', 1''' de la caja del laminador. La frecuencia crítica de 100 Hz se identifica en la presente dado que la servo válvula que controla la presión en las cámaras de los cilindros de curvatura hidráulica 1 - 1''' no funciona a frecuencias mayores a 50 Hz para obtener la deformación elástica necesaria de los rodillos. Igualmente, dicho valor puede cambiar en cada caso. Por lo tanto, elegir 100 Hz como una frecuencia de trabajo crítica del sistema de amortiguación garantiza la NO interferencia entre el sistema de amortiguación y el sistema de control de la deformación elástica de los rodillos.

[0061] Como se indica en la figura 9, un número de dispositivos de amortiguación 3 equivalente al número de pistones de curvatura es adecuado en este tipo de aplicación, para amortiguar activamente las vibraciones de la caja del laminador, típicamente ocho pistones 1 y, por ende, ocho cilindros de amortiguación 3. El sensor 5 y la unidad de control 6 pueden ser compartidos por dos o más dispositivos de amortiguación 3 para controlar los amortiguadores eléctricos correspondientes 32.

Realización ejemplar de un sistema de amortiguación de la vibración

[0062] Una realización ejemplar del sistema de amortiguación de la vibración comprende un accionador piezoeléctrico 132 y un cilindro de amortiguación 131 con un desacoplador 136, como se muestra en la figura 10.

5 **[0063]** Para frecuencias bajas, el desacoplador 136 se comporta como un tubo de conexión normal (derivador) y permite equiparar la presión en las dos cámaras, es decir, entre ambos lados 135A y 135B del pistón 135, para aliviar la presión del circuito hidráulico del accionador piezoeléctrico 132.

10 **[0064]** Para aplicar cargas de empuje y tracción de igual entidad durante las etapas de actividad del sistema de amortiguación, el accionador piezoeléctrico 132 se carga previamente por la mitad con la fuerza alcanzable utilizando un paquete de resorte 138. La precarga puede cambiar mediante calces. De esta forma, es posible explotar tanto la elongación del accionador piezoeléctrico 132 que incluye un desplazamiento del pistón 135 hacia la cámara de accionamiento 134 y causa un aumento en la presión en esta cámara y, por ende, una onda de presión
15 positiva que se propaga en el circuito 12, como la reducción de la longitud del accionador piezoeléctrico 132, que se retrae en la dirección de tracción del paquete de resorte 138, desplaza el pistón 135 hacia la cámara 133, y causa una disminución de presión en la cámara de accionamiento 134 y por ende, una onda de presión negativa que se propaga a lo largo del circuito 12.

20 **[0065]** La realización ejemplar que aparece en la figura 10 incluye, además, la presencia de juntas esféricas 141 y 142 en los dos extremos del accionador piezoeléctrico 132 de conformidad con el eje de distensión - retracción, para evitar someter el accionador piezoeléctrico 132 a cargas de tracción axial posibles respecto del cual su resistencia es cero. Es más, la junta esférica 142 permite que el accionador piezoeléctrico 132 se separe del paquete de resorte 138 si la onda de presión alcanza la cámara 2a mediante el cilindro hidráulico 12 de forma tal que el pistón 135 es
25 empujado hacia la cámara 134.

[0066] Los accionadores piezoeléctricos suelen activarse con un voltaje eléctrico que puede variar, por ejemplo, de 0 a 1000 V y, en base al voltaje percibido, se obtiene una elongación proporcional, p.ej., de un mínimo de 0 a un máximo de 80 pm. Ventajosamente, el accionador piezoeléctrico 132 en la posición de reposo, ya está sometido a
30 un voltaje medio entre un voltaje mínimo y un voltaje máximo, es decir, 500 V y por ende, puede someterse a una elongación o una contracción de la entidad igual a la mitad del valor máximo, es decir, 40 pm. De esta forma, la unidad de control 6, basada en las mediciones obtenidas por el sensor 5, puede controlar el accionador piezoeléctrico 132 aumentando o disminuyendo el voltaje eléctrico, extendiendo y retrayendo el accionador piezoeléctrico 132 para generar una onda de presión positiva o negativa en la cámara 132 de acuerdo con las
35 necesidades.

[0067] Los elementos y las características ilustradas en varias realizaciones pueden combinarse dado que esto se aparta del alcance de protección de las reivindicaciones

REIVINDICACIONES

1. Un sistema de amortiguación de la vibración mediante un sistema de accionamiento hidráulico, que comprende:

- al menos un accionador hidráulico (1) que tiene una parte móvil (11), y
 - un circuito de alimentación hidráulico correspondiente (2), que suministra dicho accionador hidráulico, y
 - medios de amortiguación hidráulica (3) para una fuerza de vibración que actúa en la parte móvil (11) del accionador hidráulico (1); dichos medios de amortiguación (3) están conectados a dicho circuito hidráulico (2) para accionar una amortiguación de dicha fuerza de vibración,
 y **caracterizado por que** dichos medios de amortiguación (3) comprenden un cilindro de cámara doble (31) que tiene una primera cámara (34, 134) conectada hidráulicamente a dicho circuito hidráulico (2), y una parte móvil (35, 135) conectada a una parte de amortiguación eléctrica (32, 132), y porque la primera cámara (34, 134) está conectada hidráulicamente y se comunica con una segunda cámara (33, 133) del cilindro de cámara doble (31) mediante un tubo/pasaje calibrado (36, 136).

2. Un sistema de amortiguación de conformidad con la reivindicación 1, donde la propagación de la onda de presión hacia la segunda cámara (34) se logra/inhíbe en relación con una frecuencia crítica del tubo calibrado (36).

3. Un sistema de amortiguación de conformidad con la reivindicación 1 o 2, donde dicha primera cámara (34) tiene un volumen menor que un volumen de dicha segunda cámara (33).

4. Un sistema de conformidad con la reivindicación 3, donde una relación entre el volumen de dicha primera cámara (34) y el volumen de dicha segunda cámara (33) es de al menos 10.

5. Un sistema de amortiguación de conformidad con una de las reivindicaciones anteriores 1 a 4, donde dicha parte móvil (35) comprende una primera cara (35A) que se proyecta hacia la primera cámara (34) y una segunda cara (35B) que se proyecta hacia la segunda cámara (33) y donde la superficie de dicha primera cara (35A) es mayor que la superficie de la segunda cara (35B).

6. Un sistema de amortiguación de conformidad con una de las reivindicaciones anteriores de 1 a 5, donde dicha parte de amortiguación eléctrica (32) se coloca dentro de una de las dos cámaras (33, 34).

7. Un sistema de amortiguación de conformidad con una de las reivindicaciones anteriores de 1 a 6, donde dicho sistema de amortiguación eléctrica (32) es del tipo magnético-eléctrico pasivo.

8. Un sistema de conformidad con la reivindicación 7, donde los parámetros operativos de dicha parte de amortiguación eléctrica (32) son controlables, y donde el sistema de amortiguación comprende además un medio de procesamiento (6) conectado a medios (5) para medir

- un movimiento y/o una velocidad y/o una aceleración de la parte móvil (11) del accionador hidráulico (1) y/o
 - una presión en el circuito hidráulico (2),
 para controlar dichos parámetros operativos.

9. Un sistema de amortiguación de conformidad con una de las reivindicaciones 1 a 6, donde la parte de amortiguación eléctrica (32) comprende un accionador eléctrico activo, y donde el sistema de amortiguación comprende además un medio de procesamiento (6) conectado a medios (5) para medir

- un movimiento y/o una velocidad y/o una aceleración de la parte móvil (11) del accionador hidráulico (1) y/o
 - una presión en el circuito hidráulico (2),
 para controlar dicho accionador activo.

10. Un sistema de amortiguación de conformidad con la reivindicación 9, donde dicha parte de amortiguación eléctrica (32) comprende un accionador piezoeléctrico, y donde dicha diferencia de superficies (35A, 25B) se adapta para definir una precarga para el accionador piezoeléctrico (32).

11. Un sistema de amortiguación de conformidad con la reivindicación 9 o la reivindicación 10, donde dicha parte de amortiguación eléctrica (32) comprende un accionador piezoeléctrico, y donde el sistema comprende un resorte de precarga (9) que actúa en el accionador piezoeléctrico (32) para definir su precarga.

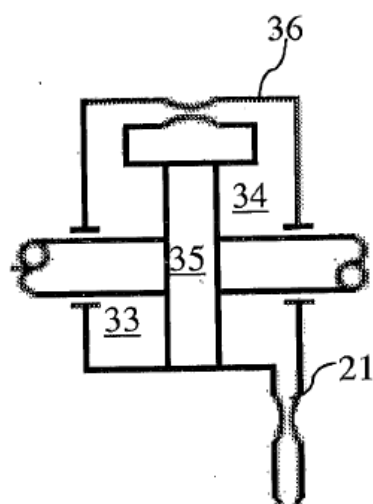
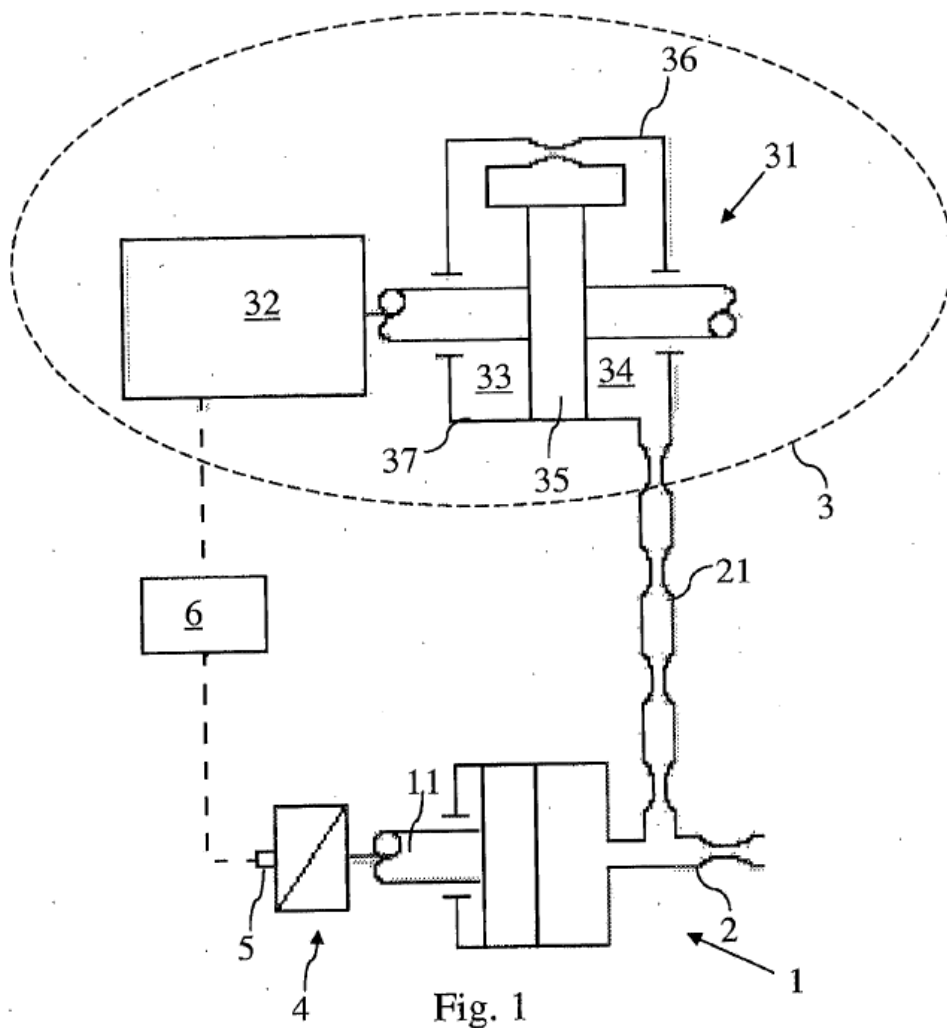
12. Un sistema de amortiguación de conformidad con una de las reivindicaciones 8 o 9, donde dicho medio de procesamiento está programado para controlar el efecto amortiguador de dicha parte de amortiguación eléctrica (32) donde dicho medio de medición (5) detecta una frecuencia de vibración que es mayor a la frecuencia crítica.

13. Un sistema de amortiguación de cualquiera de las reivindicaciones anteriores donde dicho pasaje (36) es producido en el acoplamiento de dicho cilindro de cámara doble (31) y dicha parte móvil (35, 135).

5 **14.** Un sistema de conformidad con la reivindicación 13, donde dicho pasaje está ubicado en un sector angular de dicho acoplamiento o se distribuye a lo largo de un perímetro entero de dicha parte móvil (35,135).

15. Un tren de laminación que comprende al menos una caja del laminador y al menos un accionador hidráulico (1) para el control de curvatura y al menos un sistema de amortiguación correspondiente de conformidad con las reivindicaciones anteriores 1 a 14.

10



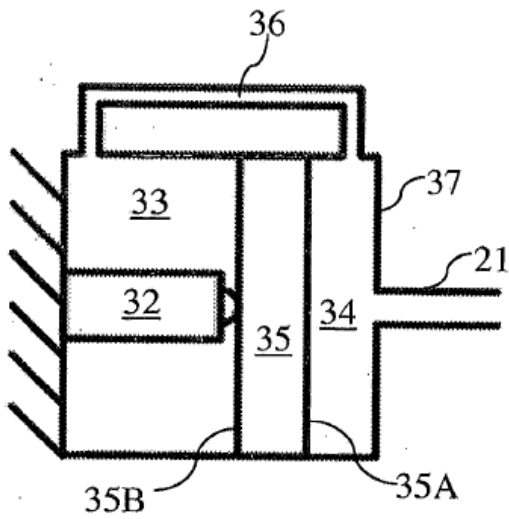


Fig. 3

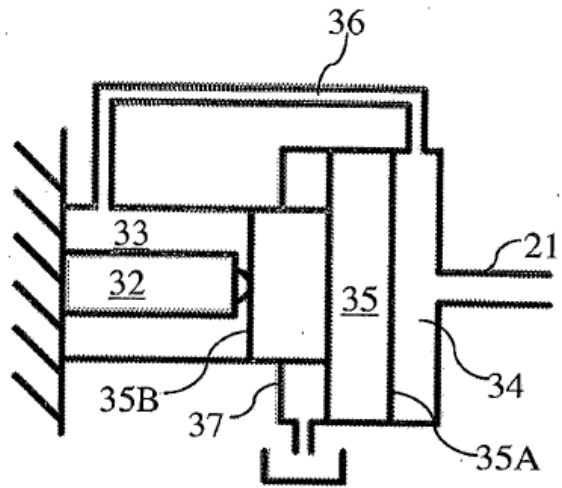


Fig. 4

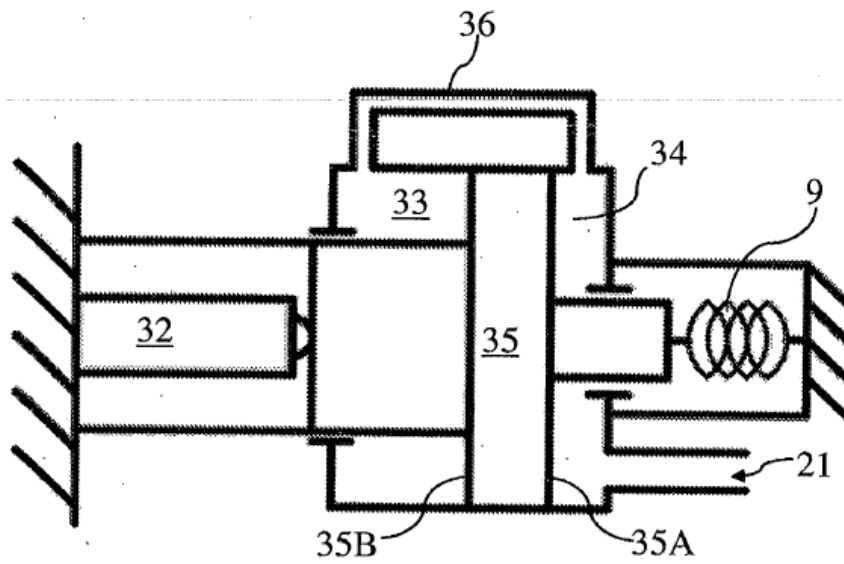
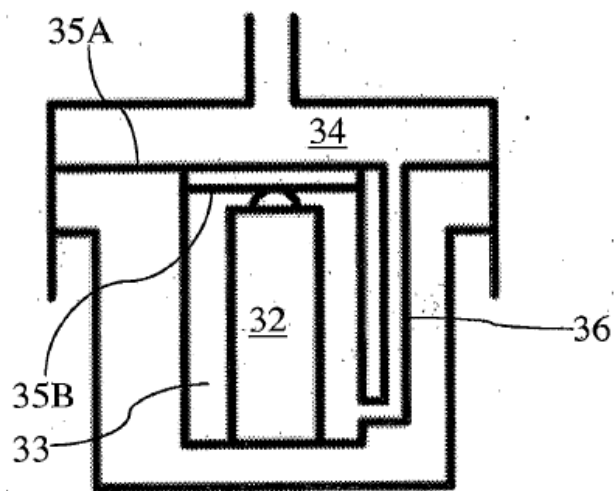
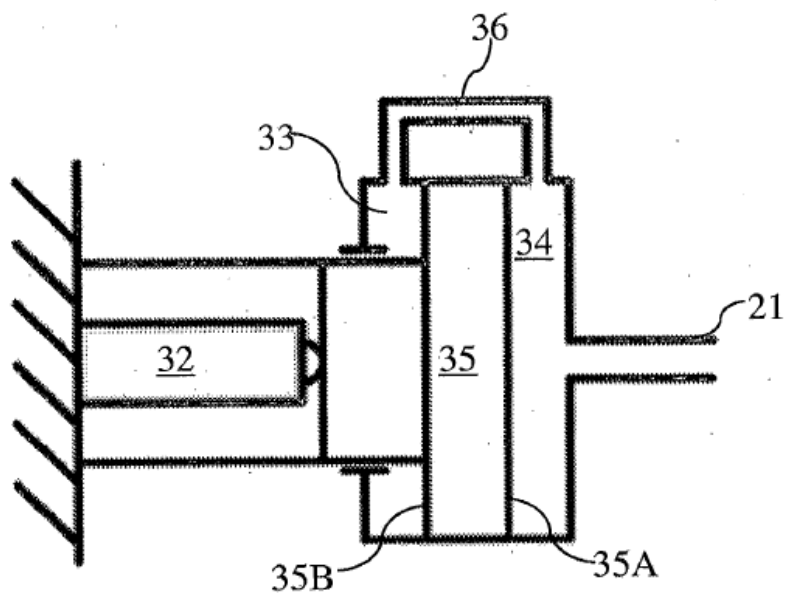


Fig. 5



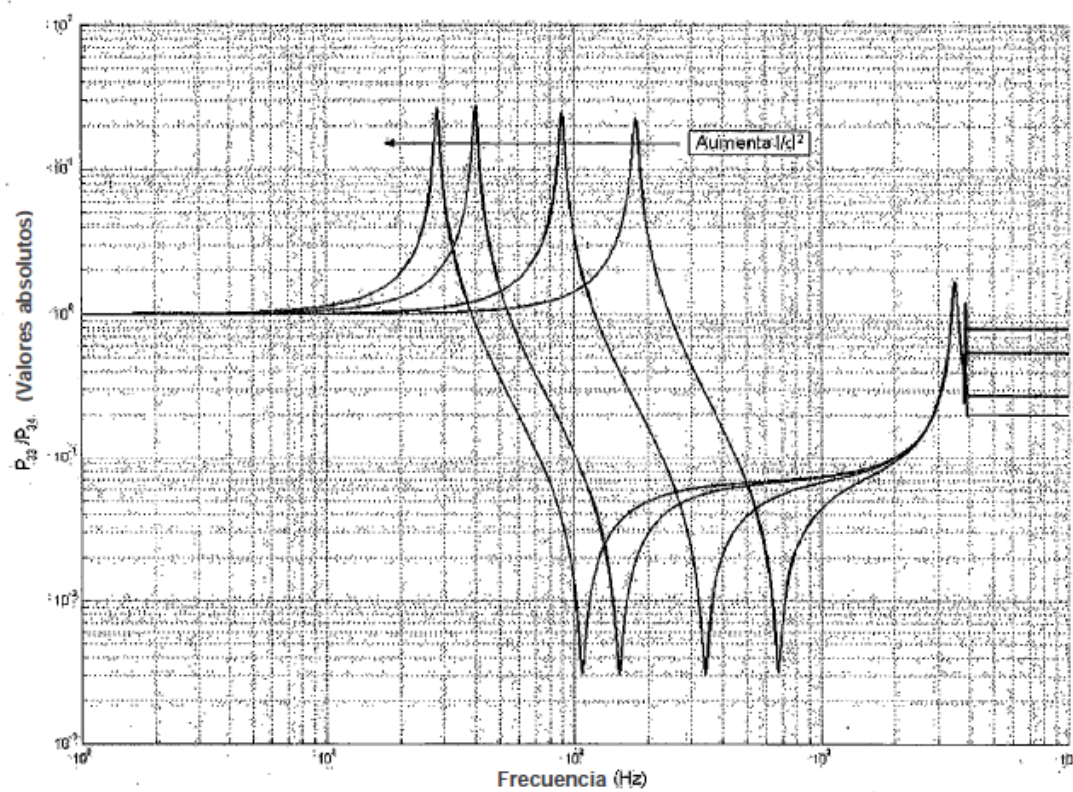


Fig. 8

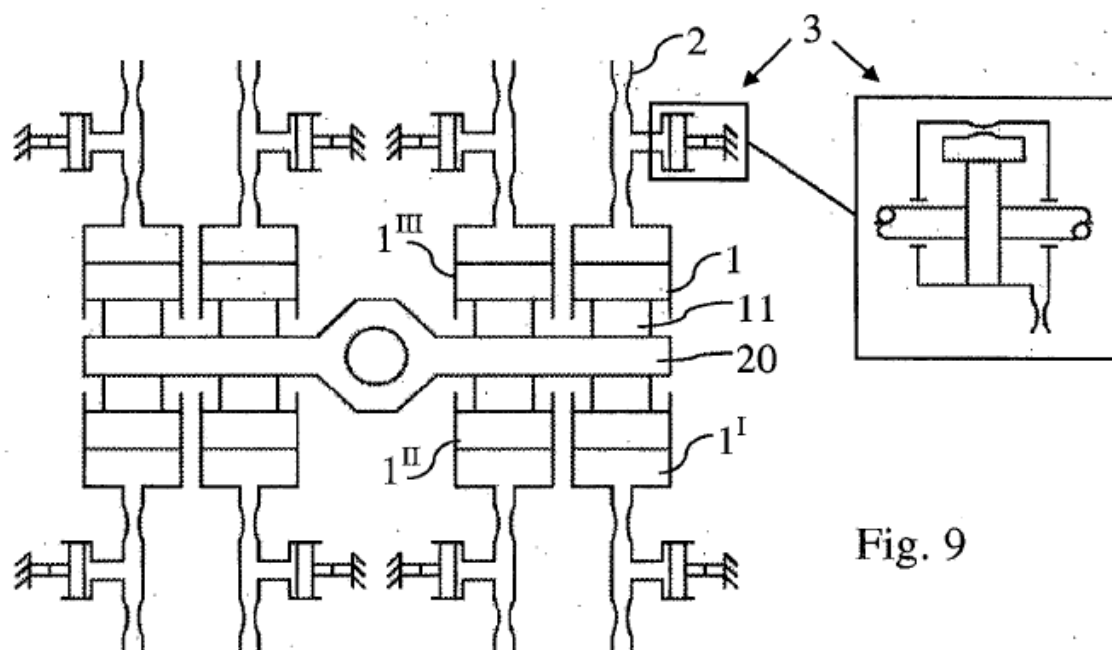


Fig. 9

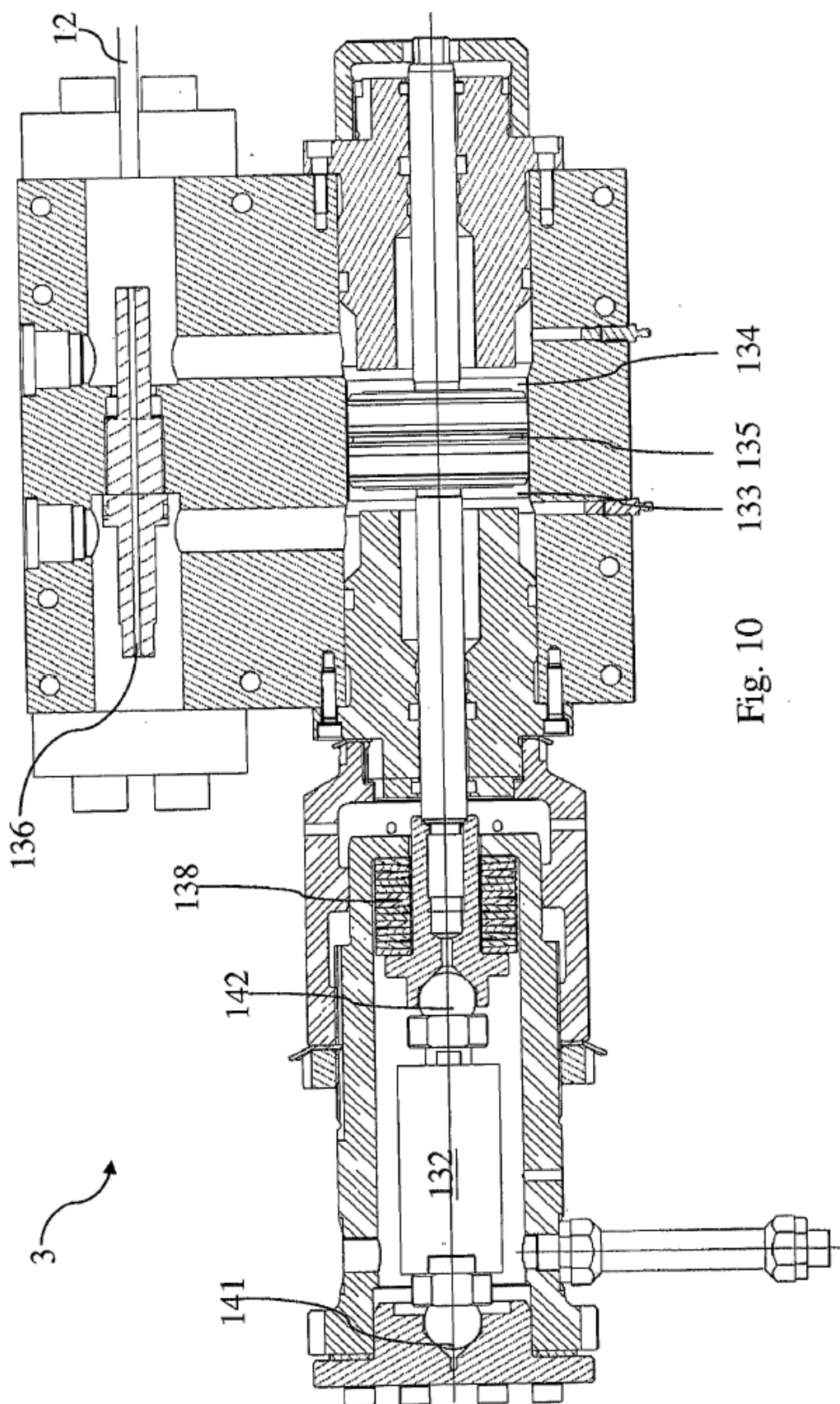


Fig. 10 133 135 134

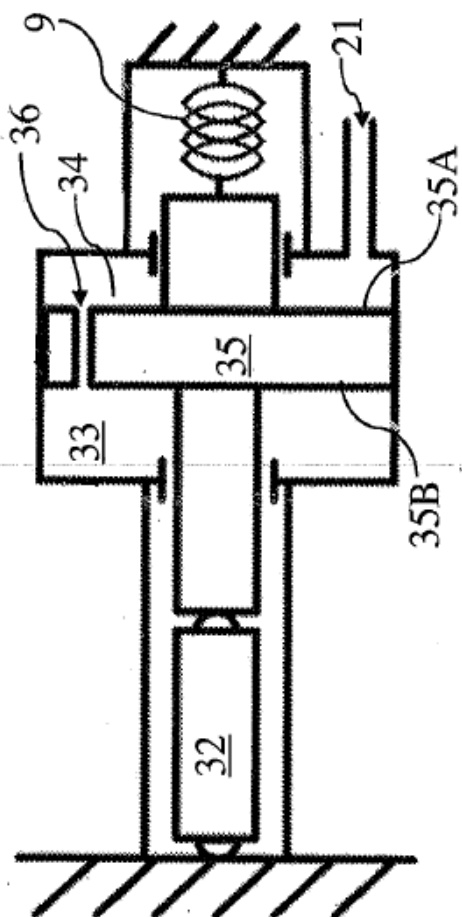


Fig. 5a