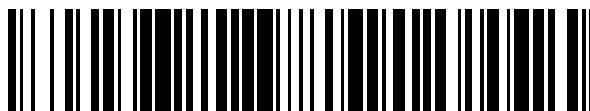


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 386 041**

51 Int. Cl.:
F16F 7/10

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **08802658 .8**
96 Fecha de presentación: **26.09.2008**
97 Número de publicación de la solicitud: **2193285**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **09.06.2010**

54 Título: **Amortiguador de líquido para la reducción de oscilaciones verticales y/u horizontales en una estructura de edificio o de máquina**

30 Prioridad:
27.09.2007 AT 15332007

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
07.08.2012

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
07.08.2012

73 Titular/es:
**Innova Patent GmbH
Rickenbacherstrasse 8-10
6960 Wolfurt , AT**

72 Inventor/es:
**REITERER, Michael y
KLUIBENSCHEDL, Andreas**

74 Agente/Representante:
Curell Aguilá, Mireia

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).

ES 2 386 041 T3

DESCRIPCIÓN

Amortiguador de líquido para la reducción de oscilaciones verticales y/u horizontales en una estructura de edificio o de máquina.

La presente invención se refiere a un amortiguador de líquido para la reducción de oscilaciones verticales y/u horizontales en una estructura de edificio o de máquina con por lo menos dos cámaras, llenadas parcialmente con líquido, las cuales se comunican entre sí por sus extremos inferiores, estando por lo menos una cámara cerrada de manera estanca por su extremo superior, de manera que por encima del líquido se forma un espacio de aire cerrado y por lo menos otra cámara esté abierta por lo menos parcialmente por su extremo superior.

Estado de la técnica

La utilización de amortiguadores de amortiguador de resorte de masa, como el que describe con detalle Petersen, C. (2001), amortiguadores de vibraciones en la ingeniería, 1ª edición, Editorial: Maurer Söhne GmbH & Co. KG, Munich, ISBN 3-00-008059-7, es el estado de la técnica y se utiliza para la reducción de oscilaciones verticales en construcciones y de construcción de máquinas. Para la amortiguación de oscilaciones horizontales se utilizan los llamados amortiguadores de péndulo. El principio de estos dos tipos de amortiguador se base en el ajuste óptimo de los parámetros de diseño (frecuencia propia y amortiguación) a una frecuencia propia elegida de la estructura susceptible de sufrir vibraciones considerada. Una variación posterior de los parámetros de diseño óptimos es posible únicamente con una complejidad notable, por ejemplo mediante cambio de elementos de resorte y/o variación de la masa que vibra.

Como alternativa a los amortiguadores de amortiguador de resorte de masa existen los llamados amortiguadores de líquido, los cuales constan de un sistema de tubo en forma de U llenado parcialmente con líquido. Las primeras investigaciones teóricas de los amortiguadores de líquido fueron llevadas a cabo, para vibraciones horizontales y verticales, por Sun *et al.* (Sun, L.M., Fujino, Y., Koga, K., (1995). A Model Of Tuned Liquid Dampers For Suppressing Pitching Motions Of Structures, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 24, pp. 625-636; y Sun LM., Nakaoaka, T., *et al.*, (1990), Tuned liquid damper for suppressing vertical vibration. En: Proc. 45th JSCE annual meeting, Vol. 1, pp. 978-979 (en japonés). Una investigación extensa de amortiguadores de líquido para la reducción de vibraciones de puente horizontales fue llevada a cabo por Reiterer y Ziegler (Reiterer, M., Ziegler, F., (2006). Control of Pedestrian-Induced Vibrations of Long Span Bridges. Journal of Structural Control & Health Monitoring. John Wiley & Sons. Ltd. ISSN 1545-2255, Vol.13, nº 6, pp. 1003-1027).

Las patentes siguientes están relacionadas con el amortiguador de líquido:

D1: JP 10220522 A (MITSUBISHI HEAVY IND LTD) 21 de Agosto de 1998
 D2: AT 501870 B1 (UNIVERSIDAD TÉCNICA DE VIENA) 15 de Agosto de 2007
 D3: JP 9151986 A (MITSUBISHI HEAVY IND LTD) 10 de Junio de 1997
 D4: JP 5248491 A (MITSUBISHI HEAVY IND LTD) 24 de Septiembre de 1993

La publicación D1 describe un amortiguador de líquido, con un tanque en forma de U, el cual está lleno, en la parte inferior, con un líquido y sobre el líquido posee en cada caso únicamente un espacio de gas único (por el lado izquierdo o derecho), cuya presión es controlada, con consumo de energía, a través de válvulas de entrada/salida.

La publicación D2 describe un amortiguador de líquido con dos cámaras, las cuales están cerradas ambas estancas al gas con respecto al entorno o de las cuales está realizada por lo menos una simétrica con respecto al eje vertical del amortiguador de líquido, preferentemente simétrica con respecto al eje vertical de la primera cámara. Esta publicación da a conocer además una adaptación del comportamiento de amortiguación deseado mediante suministro y retirada controlada de gas en por lo menos uno de los espacios de gas, lo que plantea sin embargo, desde el lado de las necesidades de energía, dificultades prácticas para el control y para el suministro y retirada de gas.

La publicación D3 describe un sistema puramente pasivo con en cada caso una cámara de aire situada en cada caso por encima de la superficie del líquido del lado izquierdo y derecho. Por la publicación D3 se conoce además una cámara en la cual, en el extremo abierto hacia arriba, está dispuesta una salida que se puede variar en cuanto a su superficie de paso.

La publicación D4 describe asimismo un sistema puramente pasivo, en el cual las cámaras dispuestas sobre el líquido están cerradas de manera estanca, hacia arriba, a través de una válvula. Las válvulas conducen directamente al exterior y sirven, presumiblemente, para la compensación de la presión en caso de variaciones de la temperatura.

Otros amortiguadores de líquido se conocen gracias a los documentos JP 02 278033 A y JP 2000 018322 A.

La presente invención se plantea el problema de crear un amortiguador de líquido el cual permita, con un consumo

de energía pequeño, una adaptación sin problemas del comportamiento de amortiguación a la carga de cabe esperar de una estructura de edificio o de máquina.

El problema se resuelve gracias a que en el amortiguador de gas mencionado al principio se cierra únicamente una de las dos cámaras y la segunda cámara presenta una abertura de salida de aire hacia arriba. El espacio de aire cerrado está subdividido, por lo menos, en dos espacios de aire parciales, estando un espacio de aire parcial situado directamente sobre el líquido y estando uno o varios espacios de aire parciales, a través de aberturas, conectados con el espacio de aire parcial situado directamente por encima del líquido o con el espacio de aire parcial, en cada caso contiguo, pudiendo estas aberturas cerrarse de forma obturante independientemente unas de otras.

Al mismo tiempo los espacios de aire parciales de la cámara cerrada de forma estanca pueden estar situados en serie unos encima de otros o en paralelo unos junto a otros y pueden estar realizados a modo de cámaras tubulares rectangulares o redondas.

Mediante la apertura o el cierre de las aberturas se puede variar el volumen total del espacio de aire parcial que se encuentra directamente sobre el líquido y de los espacios de aire parciales que comunican con éste y con ello se puede variar la frecuencia propia del amortiguador de líquido.

Al contrario que el estado de la técnica, la presente invención funciona sin el suministro y retirada controlados de gas. La frecuencia de amortiguación se ajusta con un consumo de energía esencialmente menor a través de la magnitud adecuada elegida del volumen total situado por encima del líquido (suma de las cámaras de aire abiertas conectadas en paralelo o en serie). La amortiguación de amortiguador óptima se ajusta, en la presente invención, mediante la elección adecuada de la abertura de salida de aire

En las aberturas están montadas preferentemente válvulas que se pueden controlar a través de un dispositivo de control, por ejemplo a través de un microcontrolador.

Preferentemente, la cámara con el extremo abierto por arriba presenta una salida, cuya superficie de paso de puede variar, la cual es preferentemente un dispositivo de estrangulación que se puede controlar a través de un dispositivo de control, como el microcontrolador mencionado más arriba. Mediante variación de la superficie de paso puede tener lugar una adaptación de amortiguación a la carga.

Para el refuerzo del efecto de amortiguación es ventajosa la utilización de líquidos con una densidad $\rho > 1000 \text{ kg/m}^3$. Aquí se prevén en especial medios líquidos con una densidad de $\rho = 1000\text{-}5000 \text{ kg/m}^3$ (por ejemplo, betonita $\rho = \text{aprox. } 2300 \text{ kg/m}^3$).

Durante la utilización del amortiguador de líquido según la invención se calcula la frecuencia propia de la construcción o construcción de máquinas bajo una carga existente, se determina la frecuencia propia óptima para ello del amortiguador de líquido y se aproxima, lo mejor posible, el volumen total del espacio de aire que se encuentra directamente encima del líquido y de los espacios de aire parciales comunicados con éste al que resulta de la frecuencia propia, gracias a que las aberturas entre los espacios de aire parciales son abiertas y/o cerradas, preferentemente a través de válvulas controladas mediante un dispositivo de control.

Además se calcula, preferentemente, la amortiguación óptima para una carga existente y la superficie de la salida de la cámara abierta por lo menos parcialmente para la amortiguación óptima, preferentemente se ajusta a través de un dispositivo de estrangulación controlado por un dispositivo de control. Los datos para la adaptación de la superficie de la salida a la amortiguación óptima para diferentes cargas se pueden determinar, con anterioridad, experimentalmente para cada amortiguador de líquido.

Como base para el cálculo de la frecuencia propia y de la amortiguación óptima de la estructura de edificio o de máquina bajo la carga existente se determina, de manera ventajosa, el peso de los elementos que cargan, en especial mediante una balanza dinámica.

Ahora se va a explicar la invención sobre la base de los dibujos adjuntos, en los cuales la figura 1 muestra un amortiguador de líquido para vibraciones verticales, la figura 2 un amortiguador de líquido para vibraciones horizontales y la figura 3 un amortiguador de líquido para vibraciones horizontales y verticales, y en los cuales las figuras 4 y 5 muestran dos posibles realizaciones del extremo cerrado estanco al aire de amortiguadores de líquido según la invención y las Figuras 6 a 9 secciones transversales a través de posibles realizaciones del extremo cerrado estanco al aire de amortiguadores de líquido según la invención, y en las cuales finalmente la figura 10 muestra la sección transversal a través de una construcción de puente con amortiguadores de líquido dispuestos en ella.

El tipo constructivo del amortiguador de líquido para la amortiguación de vibraciones horizontales y/o verticales se caracteriza por la adaptación de la frecuencia propia y de la amortiguación óptima controlada mediante un microcontrolador. El amortiguador de líquido consta de un sistema de tubos, lleno parcialmente con un líquido de densidad ρ con la sección transversal A de forma discrecional. En principio se diferencian, en la descripción de la

invención, los siguientes tres tipos de amortiguadores de líquido:

- amortiguador de líquido vertical (figura 1)
- amortiguador de líquido horizontal (figura 2)
- amortiguador de líquido combinado horizontal y vertical (figura 3)

Amortiguador de líquido vertical (figura 1)

El amortiguador de líquido vertical se utiliza preferentemente para la amortiguación de vibraciones estructurales verticales. El sistema de tubos, lleno parcialmente con líquido 3, consta de una pieza de tubo 1 cerrada estanca al aire, estando el espacio de aire con el volumen V_0 situado por encima de la superficie del líquido, subdividido en espacio de aire parciales con volúmenes parciales V_{01} a V_{0n} . En la pieza de tubo 1, cerrada estanca al aire, se aplica la sobrepresión $p_1 = p_0 + 2\rho g H_0$, siendo p_0 la presión atmosférica y $2H_0$ la medida, está desplazado el nivel del líquido 4 en la pieza de tubo 1 cerrada con respecto al nivel del líquido 5 en la pieza de tubo 2 abierta. La variación temporal de la sobrepresión se vigila con la ayuda de un sensor de presión 6. Con ello es posible también la determinación de las oscilaciones del nivel del líquido estáticas y dinámicas.

La disposición de los espacios de aire parciales es posible tanto en la conexión en serie (figura 4) como también en la en paralelo (figura 5), pudiendo estar realizadas cámaras tubulares rectangulares (figura 6 y figura 7) y redondas (figura 8 y figura 9). En el caso de la conexión en serie un cámara está conectada, con la inmediatamente siguiente, a través de una válvula 7 que se puede abrir. En la conexión en paralelo las cámaras están dispuestas unas junto a otras. La apertura y el cierre de las cámaras es controlado de forma activa a través de un microcontrolador 8. El número de las cámaras abiertas y con ello el volumen de aire V actualmente disponible se ajustan de manera óptima dependiendo de la frecuencia propia (= parámetro de diseño) deseada del amortiguador de líquido. La relación entre el tamaño de la abertura del estrangulador y de la amortiguación del líquido resultante de ella fue investigado experimentalmente y listado en forma de tabla para medios circulantes por Fried, E., Idelchik, I.E., (1989), Flow Resistance: a Design Guide for Engineers, Hemisphere, New York.

La segunda pieza de tubo 2 del amortiguador de líquido vertical está realizada, parcialmente, abierta. Aquí el nivel del líquido 5 está desplazado, en dirección vertical, la medida $2H_0$ con respecto a la pieza de tubo 1 cerrada. Por encima del nivel del líquido 5 se encuentra un volumen de aire el cual ha aplicado la presión atmosférica p_0 natural. En caso de movimiento de la columna de líquido el aire puede fluir hacia fuera a través de un dispositivo de estrangulación variables. El tamaño actual de la abertura de estrangulación 9 se ajusta de forma óptima, mediante un microcontrolador 8, dependiendo de la amortiguación del líquido (= segundo parámetro de diseño) deseada.

El microcontrolador 8 del amortiguador de líquido vertical es acoplado a una báscula dinámica 10 y/o a un sistema discrecional para la determinación del peso (por ejemplo Weigh-In-Motion-System). Dependiendo de los diferentes estados de carga dinámicos de la estructura que hay que amortiguar (sin carga, cargada parcialmente, cargada por completo) se determina, mediante un sensor de aceleración, la variación de la frecuencia propia y con ello la magnitud de la carga adicional. El Weight-In-Motion-System es dispuesto, por ejemplo, delante de puentes y permite la determinación de las cargas axiales y con ello el cálculo por anticipado de la frecuencia propia del puente variada. La determinación del peso actual mediante una balanza dinámica 10 y la transmisión de la información al microcontrolador 6 permite el cálculo de la frecuencia propia óptima y la amortiguación del amortiguador de líquido. La frecuencia propia óptima y la amortiguación se ajustan entonces mediante la elección adecuada del número de espacios de aire parciales abiertos y mediante la dimensión de la apertura del dispositivo de estrangulación 9.

La frecuencia propia lineal del amortiguador de líquido vertical resulta de la aplicación de la ecuación de Bernoulli no estacionaria en el sistema de referencia móvil a lo largo de una línea de flujo incompresible relativa.

$$f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g}{L} \left[\sin\beta + \frac{n h_0}{2 H_a} \left(1 + \frac{2 H_0}{h_0} \right) \right]}, \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2, \quad h_0 \cong 10 \text{ m}, \quad (1)$$

donde $h_0 = p_0/\rho g$ es la columna de líquido equivalente a la presión atmosférica p_0 y $1 \leq n \leq 1,4$ designan el exponente de la compresión de gas politropa utilizada linealizada. La longitud total del hilo de líquido y el ángulo de inclinación de las piezas de tubo verticales se designan mediante L y β . La altura ficticia del resorte de aire ajustado en la pieza de tubo cerrada estanca al aire $H_a = \sum V_{0i}/A$ es el parámetro de influencia esencial sobre la frecuencia propia del amortiguador de líquido vertical. El dispositivo de control activo de la frecuencia propia tiene lugar mediante activación de un número óptimo de espacios de aire parciales, conectados en serie o en paralelo, mediante válvulas 7 que se pueden abrir.

El segundo de los parámetros de diseño esenciales del amortiguador de líquido vertical es la amortiguación de líquido. Esta se define mediante la medida de amortiguación linealizada de Lehr ζ_A . La regulación activa de la amortiguación de líquido a un valor óptimo tiene lugar asimismo, con la ayuda del microcontrolador 8, mediante un dispositivo de estrangulación 9. La magnitud de la abertura de estrangulación correspondiente a la medida de

amortiguación linealizada ζ_A se puede determinar, con anterioridad, experimentalmente para cada amortiguador de líquido.

- 5 La efectividad del amortiguador de líquido vertical se define mediante el factor geométrico $\kappa_v = 2H_0 \sin \beta/L$. Una desviación inicial H_0 lo mayor posible en la posición de reposo estática así como $\beta = \pi/2$ es por ello ventajosa. La masa activa del amortiguador de líquido vertical está definida mediante $m_A = \kappa_v m_f$, donde $m_f = \rho A L$.

Amortiguador de líquido horizontal (figura 2)

- 10 El amortiguador de líquido horizontal se utiliza para la amortiguación de preferentemente vibraciones estructurales horizontales. El sistema de tubos, lleno parcialmente con líquido 3, consta de una pieza de tubo 1, cerrada de manera estanca al aire, siendo el espacio de aire con el volumen V_0 , situado por encima del nivel del líquido, subdividido con los volúmenes parciales V_{01} a V_{0n} . En la posición de reposo estática de los niveles del líquido 11 está aplicada, a ambos lados, la presión atmosférica p_0 natural, es decir que no actúa sobrepresión alguna. El
15 sensor de presión 6, dispuesto en el interior de la pieza de tubo 1, suministra el valor de la variación de la presión al aparecer las vibraciones del líquido. Los detalles restantes para la realización y control del amortiguador de líquido horizontal son análogos al amortiguador de líquido vertical.

- 20 La frecuencia propia lineal del amortiguador de líquido horizontal resulta mediante la aplicación de la ecuación de Bernoulli no estacionaria en el sistema de referencia móvil a lo largo de una línea de flujo incompresible relativa.

$$f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g}{L} \left[\sin \beta + \frac{n h_0}{2 H_a} \right]}, \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2, \quad h_0 \cong 10 \text{ m}, \quad (2)$$

- 25 donde $h_0 = p_0/\rho g$ es la columna de líquido equivalente a la presión atmosférica p_0 y $1 \leq n \leq 1,4$ designan el exponente de la compresión de gas politrópica utilizada linealizada. La longitud total del hilo de líquido y el ángulo de inclinación de las piezas de tubo verticales se designan mediante L y β . La altura ficticia del resorte de aire ajustado en la pieza de tubo cerrada estanca al aire $H_a = \sum V_{0i}/A$ es el parámetro de influencia esencial sobre la frecuencia propia del amortiguador de líquido vertical.

- 30 La efectividad del amortiguador de líquido vertical se define mediante el factor geométrico $\kappa_H = (B + 2H \cos \beta)/L$. Una longitud horizontal B lo mayor posible en la posición de reposo estática es por ello ventajosa. La masa activa del amortiguador de líquido vertical está definida mediante $m_A = \kappa_H m_f$.

Amortiguador de líquido combinado vertical y horizontal (figura 3)

- 35 El amortiguador de líquido combinado vertical y horizontal se utiliza para la amortiguación de vibraciones estructurales verticales y/u horizontales. Se trata en principio de una combinación de los dos amortiguadores de líquido mencionados más arriba, donde la geometría se elige de tal manera que es posible una amortiguación lo más óptima posible de vibraciones verticales y/u horizontales. La frecuencia propia lineal y la realización son análogas al
40 amortiguador de líquido vertical, estando la pieza de tubo horizontal prolongada. Las grandes ventajas de este amortiguador de líquido son:

- En caso de aparición de vibraciones verticales y horizontales acopladas se puede amortiguar de manera óptima la vibración acoplada con un único amortiguador de líquido.
- Dependiendo de la carga (dirección de la fuerza y la frecuencia de excitación) se pueden excitar frecuencias propias críticas, con formas de vibración correspondientes, en dirección vertical u horizontal. Mediante elección adecuada del número de espacios de aire abiertos se puede ajustar la frecuencia propia del amortiguador de líquido de manera óptima a la vibración vertical u horizontal.

- 50 La efectividad del amortiguador de líquido combinado vertical y horizontal se define mediante factores geométricos $\kappa_v = 2H_0 \sin \beta/L$ y $\kappa_H = (B + 2H \cos \beta)/L$. Existe la posibilidad de ponderar con una mayor efectividad vibraciones dominantes en una dirección determinada.

Ajuste óptimo de los amortiguadores de líquido

- El ajuste óptimo del amortiguador de líquido tiene lugar, de forma análoga a los amortiguadores de amortiguador de resorte de masa convencionales, como se muestra en Reiterer (Reiterer, M., Ziegler, F., (2006). Control of Pedestrian-Induced Vibrations of Long Span Bridges. Journal of Structural Control & Health Monitoring. John Wiley & Sons, Ltd. ISSN 1545-2255, Vol. 13, nº 6, pp. 1003-1027). Los parámetros de diseño óptimos para el amortiguador de amortiguador de resorte de masa fueron proporcionados por primera vez por Den Hartog (Den Hartog, J.P., (1939). Mechanische Schwingungen. Verlag von Julius Springer, Berlín).

f_s^* y M^* designan la frecuencia propia lineal y la masa modal de la estructura;

$$\delta_{opt}^* = \frac{f_A^*}{f_s^*} = \frac{1}{1 + \mu^*}, \quad \zeta_{A,opt}^* = \sqrt{\frac{3\mu^*}{8(1 + \mu^*)}}, \quad \mu^* = \frac{m_A^*}{M^*} \quad (3)$$

5 donde δ_{opt}^* y $\zeta_{A,opt}^*$ definen la relación de frecuencia óptima medida de amortiguación óptima de Lehr del amortiguador de resorte de masa lineal equivalente. Para el cálculo de los parámetros de diseño óptimos del amortiguador de líquido se define la relación de masas equivalente del modo siguiente,

$$\mu^* = \frac{m_A^*}{M^*} = \frac{\mu \kappa^2}{1 + \mu(1 - \kappa^2)}, \quad \mu = \frac{m_f}{M}. \quad (4)$$

10 Para el factor geométrico κ adimensional hay que utilizar los factores κ_V y κ_H correspondientes. Los parámetros de diseño óptimos del amortiguador de líquido están definidos entonces de la siguiente manera,

$$\delta_{opt} = \frac{f_A}{f_s} = \frac{\delta_{opt}^*}{\sqrt{1 + \mu(1 - \kappa^2)}}, \quad \zeta_{A,opt} = \zeta_{A,opt}^*. \quad (5)$$

15 Ejemplo de aplicación puente de acero

Como ejemplo práctico se considera un puente de acero de traviesa única con sección transversal abierta y una longitud de $l = 30$ m. Las vigas longitudinales del puente constan de perfil en I con una altura de 1,2 m las cuales están conectadas entre sí mediante vigas transversales. La masa por unidad de longitud y la resistencia a la flexión del puente son $\rho_A = 2670$ kg y $EJ = 1,1 \times 10^{10}$ N/m². A continuación se analizan dos estados de carga dinámicos diferentes, por ejemplo como consecuencia del paso de un tren:

- Caso 1: la masa adicional por unidad de longitud $(\rho_A)_{ZUS1} = 700$ kg/m.
- Caso 2: la masa adicional por unidad de longitud $(\rho_A)_{ZUS2} = 2100$ kg/m.
- Caso 3: puente sin carga.

El estado "puente sin carga" se estudia con vistas a la desviación del puente, por ejemplo después del paso del tren o excitación por ráfagas. Las masas modales (movidas) del puente son, por consiguiente, para el sistema de traviesa única de $M_{ZUS1} = [\rho_A + (\rho_A)_{ZUS1}]l/2 = 50550$ kg, $M_{ZUS2} = [\rho_A + (\rho_A)_{ZUS2}]l/2 = 71550$ kg y $M = \rho_A l/2 = 40050$ kg, (ver Reiterer, M., (2004). Schwingungsdämpfung von Baukonstruktionen, insbesondere von Brücken. Dissertation, Fakultät für Bauingenieurwesen, Universität Técnica, Viena, Institut für Allgemeine Mechanik). Debido a los diferentes estados de carga resultan las frecuencias fundamentales con forma de vibración vertical dominante del puente, (ver también Reiterer, M. (2004)).

- Caso 1: frecuencia fundamental vertical $f_{s, ZUS1} = 3,15$ Hz
- Caso 2: frecuencia fundamental vertical $f_{s, ZUS2} = 2,65$ Hz
- Caso 3: frecuencia fundamental vertical $f_s = 3,54$ Hz

40 Para la amortiguación de vibraciones del puente se instala un amortiguador de líquido vertical, eligiéndose la masa total del líquido como $m_f = 800$ kg. Con un único amortiguador de líquido se reducen las vibraciones de los tres estados de carga (casos 1 a 3). Las relaciones de la masa del líquido con respecto a la masa del puente modal (movida) resultan, dependiendo del estado de carga dinámico considerado, según la ecuación (4) como $\mu_{ZUS1} = 1,6\%$, $\mu_{ZUS2} = 1,2\%$ y $\mu = 2,0\%$. La longitud de los hilos de corriente, la diferencia de altura vertical del nivel del líquido y el ángulo de inclinación de las ramas de tubo verticales se eligen como $L = 1,5$ m, $H_o = 0,3$ m y $\beta = \pi/2$. La superficie de sección transversal del sistema de tubos es, por consiguiente, $A = 0,53$ m². El factor geométrico del amortiguador de líquido vertical resulta ser $\kappa_V = 0,4$, (ver más arriba).

Tras la determinación de la configuración del amortiguador de líquido vertical se pueden calcular, mediante evaluación de las ecuaciones (4), (3) y (5), los parámetros de diseño óptimos del amortiguador de líquido dependiendo del estado de carga dinámico correspondiente,

- Caso 1: $f_{A,opt,ZUS1} = 3,12$ Hz, $\zeta_{A,opt} = 3,1\%$
- Caso 2: $f_{A,opt,ZUS2} = 2,63$ Hz, $\zeta_{A,opt} = 2,7\%$
- Caso 3: $f_{A,opt} = 3,50$ Hz, $\zeta_{A,opt} = 3,4\%$

La altura ficticia del resorte neumático que hay que ajustar en cada caso para el estado de carga resulta mediante transformación de la ecuación (1) con $n = 1,2$ como:

- Caso 1: $H_{a,ZUS1} = 0,23$ m
- Caso 2: $H_{a,ZUS2} = 0,32$ m
- Caso 3: $H_a = 0,18$ m

5 La altura total del resorte neumático en la pieza de tubo cerrada hermética al aire se fija, según estos, con el valor máximo de 0,32 m y la subdivisión posterior de las cámaras de aire tiene lugar en los escalones 0,23 m y 0,18 m, medidos en estado de reposo estático desde el nivel del líquido. Dependiendo del estado de carga dinámico en cada caso se puede ajustar, por consiguiente, la frecuencia propia óptima correspondiente del amortiguador de líquido mediante activación del volumen de aire correspondiente.

10 El ajuste de la amortiguación de líquido óptima tiene lugar mediante el dispositivo de estrangulación variable en la pieza de tubo abierta. La magnitud necesaria de la abertura se determina de manera experimental.

REIVINDICACIONES

1. Amortiguador de líquido para la reducción de oscilaciones verticales y/u horizontales en una estructura de edificio o de máquina con por lo menos dos cámaras llenadas parcialmente con líquido, las cuales se comunican entre sí por sus extremos inferiores, estando por lo menos una cámara cerrada de forma estanca al aire por su extremo superior, de manera que por encima del líquido se forma un espacio de aire cerrado y por lo menos otra cámara por lo menos parcialmente abierta por su extremo superior, caracterizado porque el espacio de aire (V_0) cerrado está subdividido por lo menos en dos espacios de aire parciales (de V_{01} a V_{0n}), estando situado un espacio de aire parcial (V_{01}) directamente por encima del líquido (3) y uno o varios espacios de aire parciales (de V_{02} a V_{0n}) están conectados a través de unas aberturas (7) con el espacio de aire parcial (V_{01}) directamente por encima del líquido (3) y/o con el espacio de aire parcial (de V_{02} a V_{0n}) respectivamente adyacente, pudiendo cerrarse estas aberturas (7) de manera estanca independientemente unas respecto a otras.
2. Amortiguador de líquido según la reivindicación 1, caracterizado porque los espacios de aire parciales (V_{01} a V_{0n}) están realizados a modo de cámaras tubulares rectangulares o redondas.
3. Amortiguador según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado porque en las aberturas (7) están montadas unas válvulas que se pueden controlar mediante un dispositivo de control (8).
4. Amortiguador según una de las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque la cámara (2) con el extremo abierto por arriba presenta, de una manera en sí conocida, una salida (9) que se puede modificar en cuanto a su superficie de paso.
5. Amortiguador según la reivindicación 4, caracterizado porque la salida (9), que se puede modificar en cuanto a su superficie de paso, es un dispositivo de estrangulación que se puede controlar mediante un dispositivo de control (8).
6. Amortiguador según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque el líquido contenido en el amortiguador de líquido tiene una densidad $\rho > 1000 \text{ kg/m}^3$, preferentemente una densidad de $\rho = 1000\text{-}5000 \text{ kg/m}^3$.

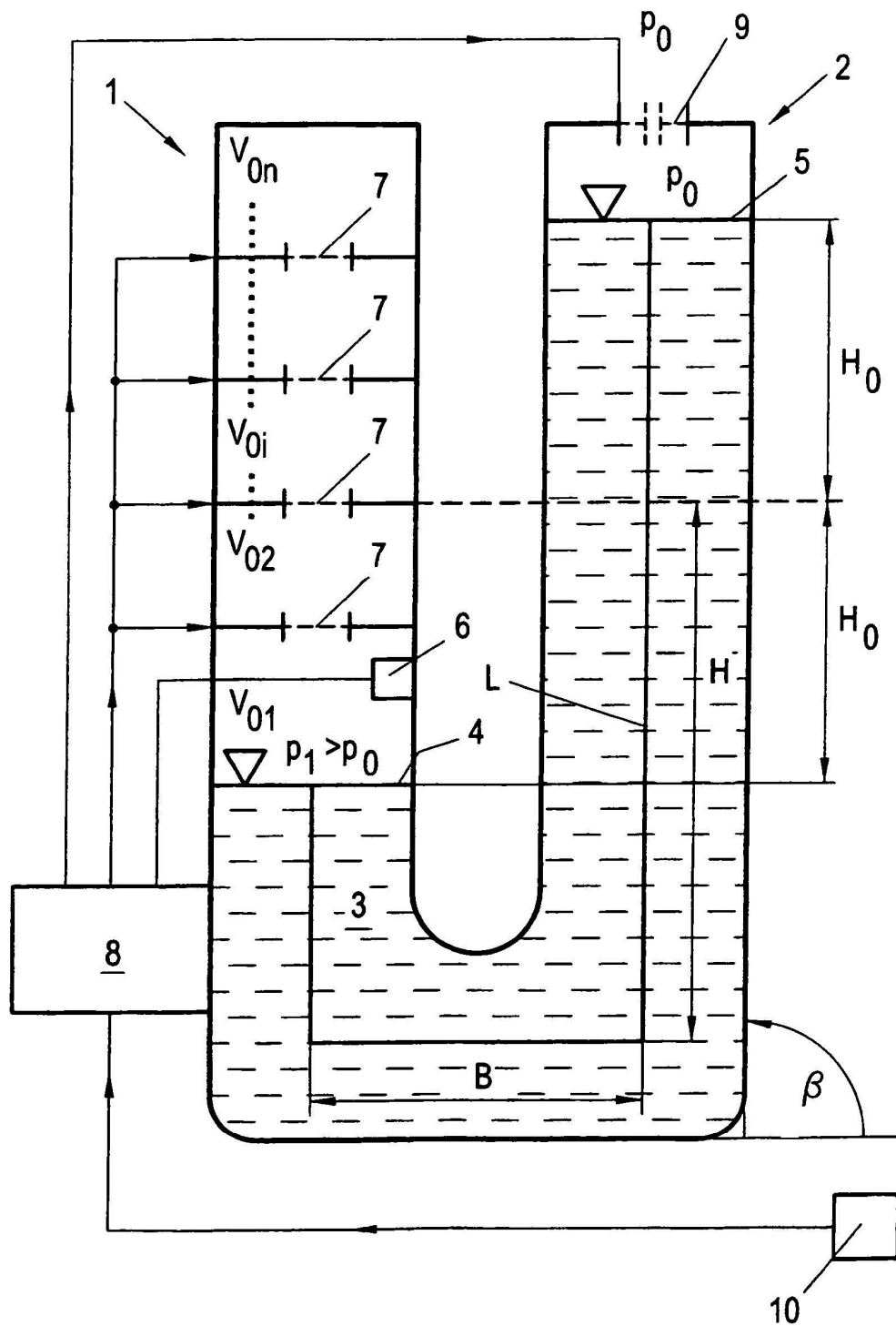


Fig. 1

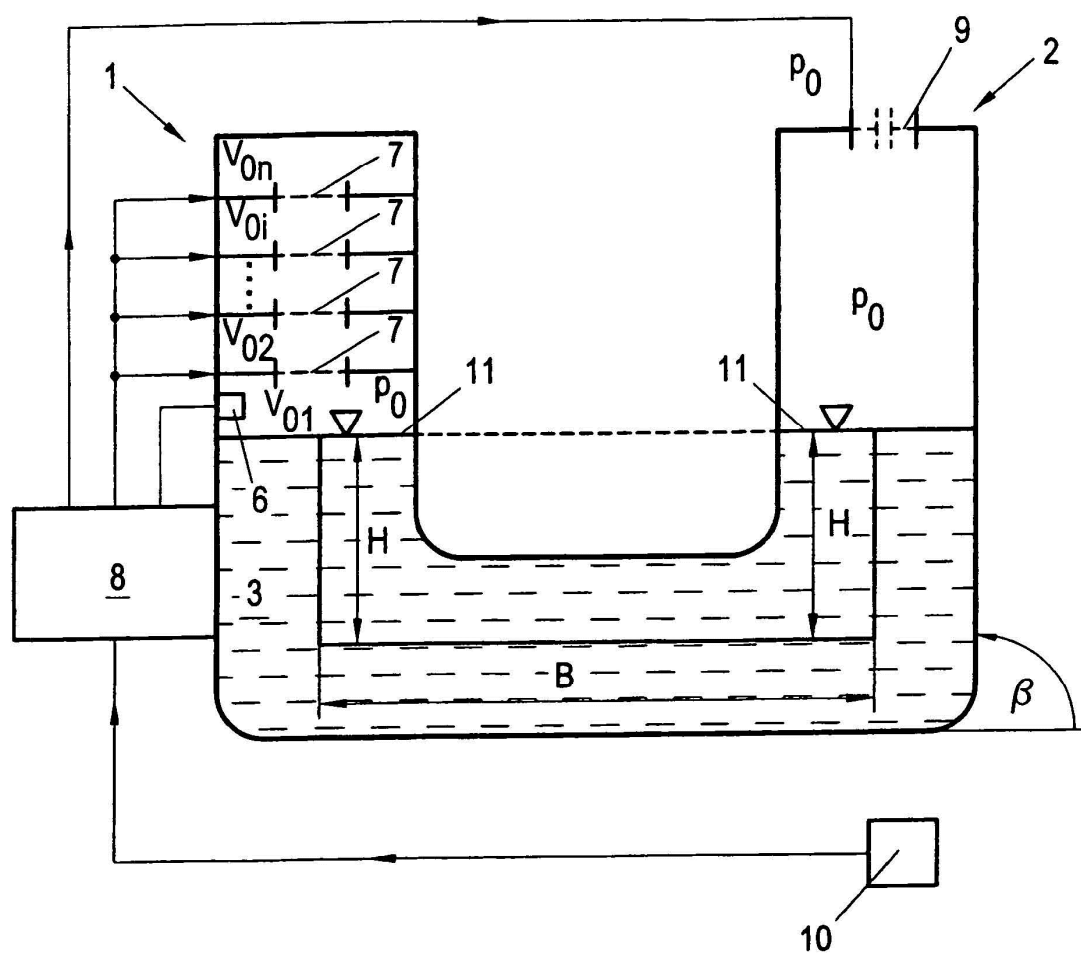


Fig. 2

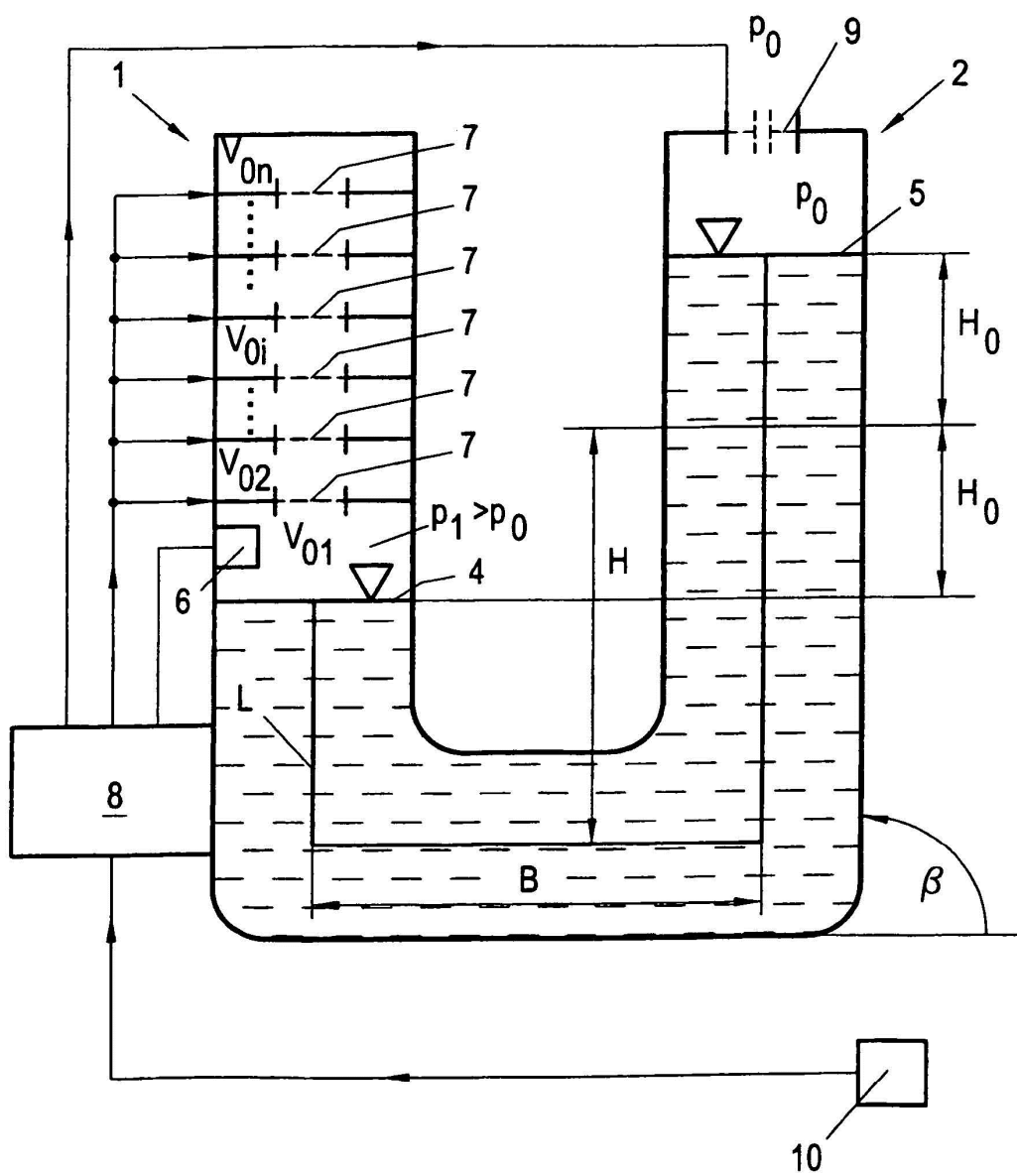


Fig. 3

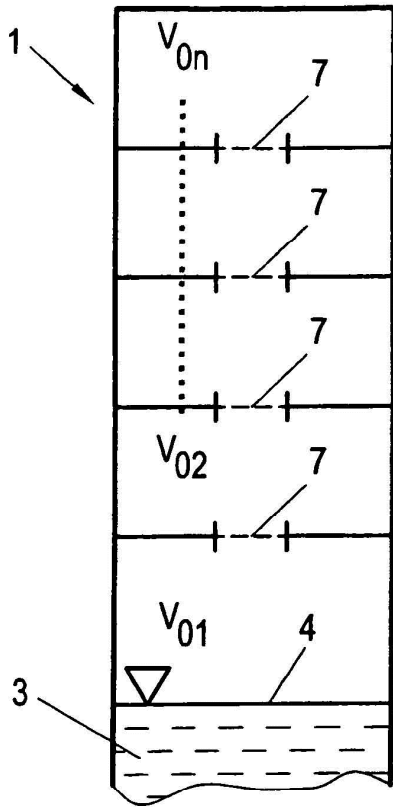


Fig. 4

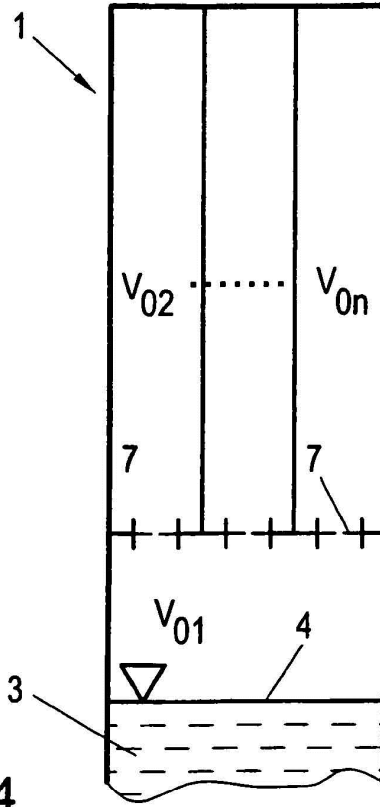


Fig. 5

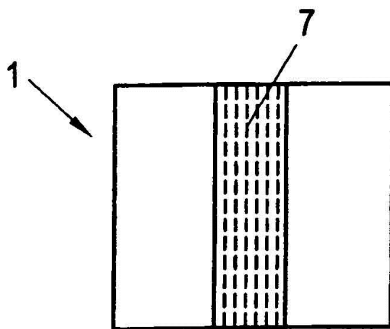


Fig. 6

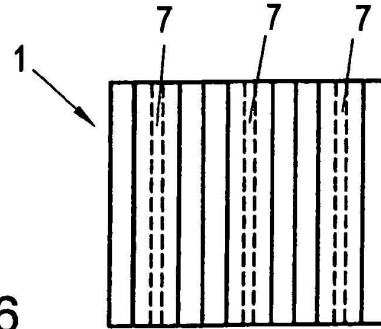


Fig. 7

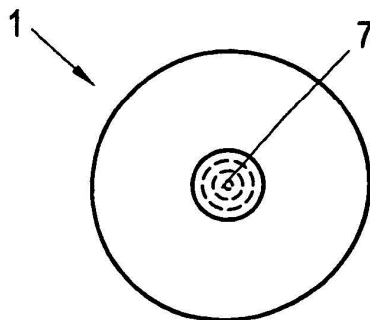


Fig. 8

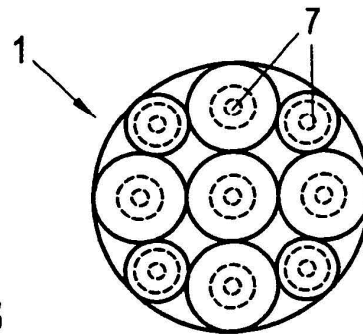


Fig. 9

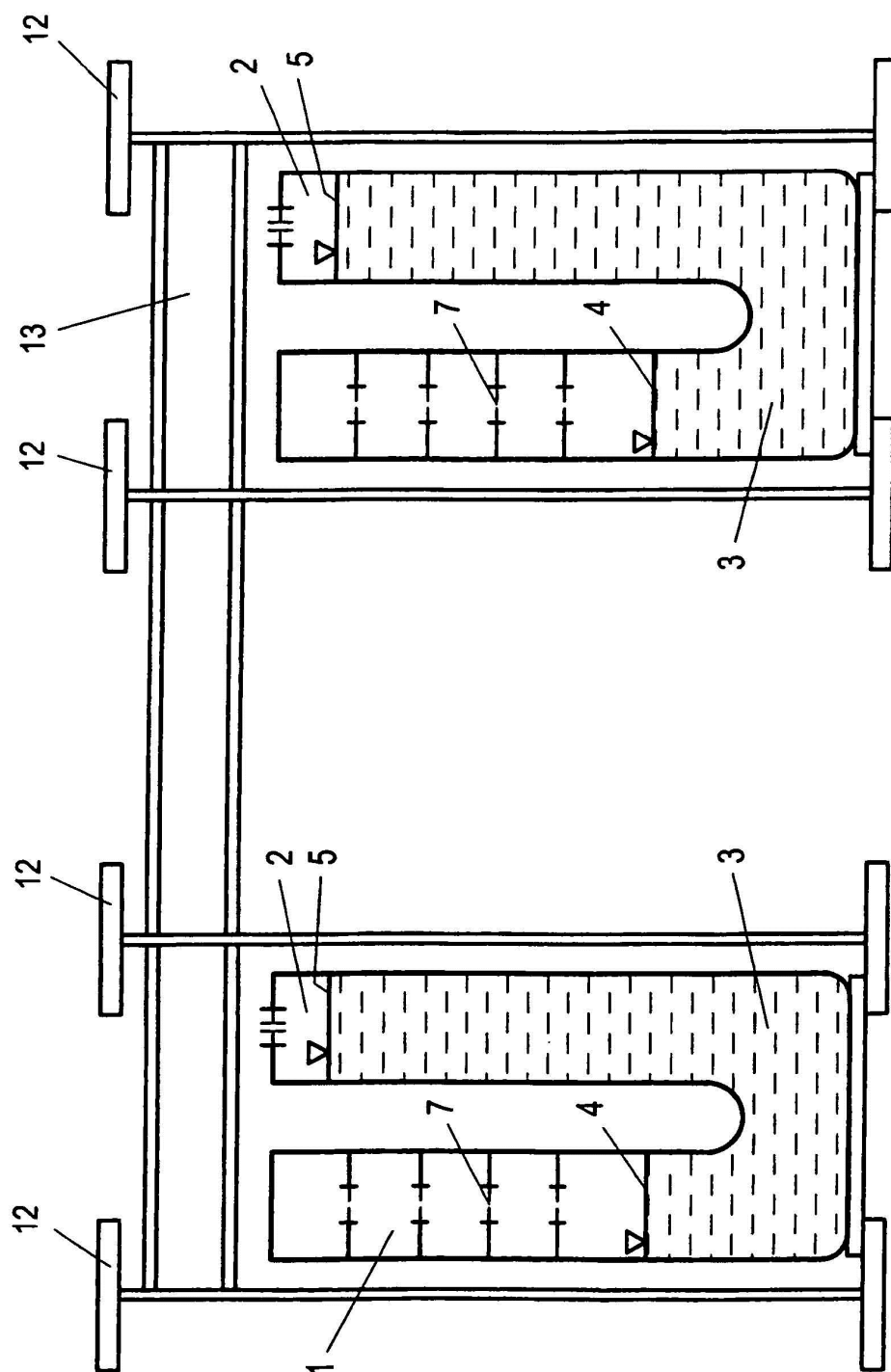


Fig. 10