



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 266 244**

51 Int. Cl.:
F04B 1/20 (2006.01)
F15B 3/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **01966776 .5**
86 Fecha de presentación : **11.04.2001**
87 Número de publicación de la solicitud: **1276991**
87 Fecha de publicación de la solicitud: **22.01.2003**

54 Título: **Método para reducir ruido y cavitación en máquinas e intercambiadores de presión que aumentan o disminuyen la presión de fluidos por medio del principio de desplazamiento.**

30 Prioridad: **11.04.2000 NO 20001877**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
01.03.2007

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
01.03.2007

73 Titular/es: **Energy Recovery, Inc.**
1908 Dolittle Drive
San Leandro, California 94577, US

72 Inventor/es: **Hermanstad, Ragnar, A.**

74 Agente: **Isern Jara, Jorge**

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

Método para reducir ruido y cavitación en máquinas e intercambiadores de presión que aumentan o disminuyen la presión de fluidos por medio del principio de desplazamiento.

La presente invención se refiere a un método para la reducción de ruido y cavitación en máquinas que utilizan el principio de desplazamiento, en el que un volumen limitado de fluido es sometido a un aumento muy rápido de presión con acompañamiento de generación de ruido o a una reducción fuerte de presión, de manera que se genera ruido de modo similar, pero con un aumento muy fuerte de la cavitación, lo cual lleva asimismo a daños estructurales que acortan la vida de servicio de la máquina.

Se conocen una serie de máquinas, incluyendo bombas hidráulicas, válvulas hidráulicas, accionadores hidráulicos, motores hidráulicos e intercambiadores de presión, tal como se describen en las patentes noruegas n° 161341, 168548 y 306272, correspondientes a las patentes europeas EP0298097B1, EP0498825B1 y EP1019636B1, en las que el nivel de ruido resulta inaceptable si se utilizan las máquinas con una frecuencia de rotación o presión excesivamente elevadas. En la práctica las máquinas mencionadas en último lugar se ha demostrado que son especialmente vulnerables a estas limitaciones operativas, dado que se dispone de un tiempo extremadamente limitado para la implementación simultánea de dos procesos en la misma máquina.

El documento GB 1.098.982A describe una bomba hidráulica alternativa que tiene un número impar de pistones y cilindros y que incluye un depósito de líquido que está en comunicación permanente con aberturas, estando formada como mínimo una de dichas aberturas en una parte puente en el elemento de válvula. Aberturas de cilindro dispuestas en el bloque de cilindros adyacente al elemento de válvula cooperan con las aberturas de alta presión y de baja presión y son capaces de proporcionar momentáneamente comunicación solapada entre una abertura y su abertura de alta presión o abertura de baja presión adyacentes sin formar una trayectoria de fuga entre las aberturas de alta y baja presión.

El documento USA 3.999.466 describe una unidad de bomba/motor de tipo hidrostático que tiene un sistema de cilindro que es controlado de manera positiva por un dispositivo de control de aberturas de tipo giratorio de forma relativa, que tiene aberturas de succión y de presión separadas por zonas centrales muertas en posición intermedia que están interconectadas por medio de canales para compensar la presión entre aberturas del cilindro del sistema que tienen una comunicación con la abertura de succión y aberturas del cilindro que tienen una comunicación con la abertura de presión, de manera que los extremos del canal están dotados de aberturas en las zonas muertas intermedias que son mayores que la distancia entre aberturas del cilindro y la distancia circunferencial entre dichas aberturas y la abertura de presión y entre dichas aberturas y la abertura de succión a ambos lados de cada una de dichas aberturas es mayor que el diámetro de las aberturas de cilindro individuales, de manera que tiene lugar primeramente un intercambio de presión entre cilindros adyacentes pasando por una de las aberturas y a continuación entre dichos cilindros adyacentes y el cilindro no adyacente en la otra área

muerta o punto muerto.

Ambos documentos GB1.098.982 y USA3.999.466 se refieren a bombas hidráulicas del tipo de plato oscilante que tiene aberturas de baja y alta presión solamente a un lado del cuerpo de la bomba.

El objeto de la invención es básicamente dar a conocer máquinas del tipo antes mencionado que son sustancialmente algo menos sensibles a estas limitaciones.

Las características especiales de este método según la invención se definen en la parte caracterizante de las reivindicaciones.

La invención se describirá a continuación de manera más detallada haciendo referencia a los dibujos que muestran esquemáticamente la forma en la que la invención puede ser llevada a cabo preferentemente en un intercambiador de presión de acuerdo con la invención.

La figura 1 muestra la tapa extrema de un cambiador de presión con aberturas para alta y baja presión, de diseño convencional.

La figura 2 muestra una sección transversal de un canal de rotor y tapa extrema en diferentes posiciones durante la implementación durante un ciclo completo durante una revolución del rotor.

La figura 3 es un diagrama de presión y de fugas para el canal del rotor en el proceso de intercambiador de presión si se supone que el fluido es de tipo ideal e incompresible y las tapas extremas tienen aberturas simétricas.

La figura 4 es un diagrama de presión y fugas para el mismo proceso pero con un fluido elástico o compresible.

La figura 5 muestra un ejemplo de la forma en la que la invención puede ser implementada en la tapa extrema del cambiador de presión.

La figura 6 muestra otra realización de la invención en la tapa extrema del cambiador de presión.

La figura 1 muestra todos los elementos principales de una tapa extrema simétrica que tiene una abertura de alta presión (1) y una abertura de baja presión (2). Aunque el área angular de las aberturas es idéntica en el dibujo, ello no es indispensable y puede ser ventajoso en combinación con diferentes números de canales del rotor. La tapa extrema tiene dos zonas de estanqueidad, una de las cuales es una zona de reducción de presión (3) y otra es una zona de aumento de presión (4) entre el lado de alta presión y el lado de baja presión. Basándose en el hecho de que los canales del rotor giran en dirección de las agujas del reloj, todos los canales del rotor pasarán de la abertura de alta presión (1) con intermedio de la zona de reducción de presión (3) a la abertura (2) de baja presión y con intermedio de la zona de presión (4) a efectos de que nuevamente queden posicionados en la abertura de alta presión (1). Además, la zona de reducción de presión (3) tiene un borde de entrada (5) y un borde de salida (6) y de manera correspondiente la zona de presión (4) tiene un borde de entrada (7) y un borde de salida (8). La extensión angular de las zonas de estanqueidad (3, 4) incluirá como mínimo un canal de rotor completo y sus elementos de pared radiales. Si las zonas de estanqueidad tienen una extensión angular mayor, las zonas de estanqueidad tendrán una zona adicional. La zona de reducción de presión (3) tiene una zona adicional que está indicada por la línea de trazos (9), mientras que la zona de presión (4) tiene

un área correspondiente indicada por la línea de trazos (10).

Las figuras 2a-d muestran el ciclo para cada canal del rotor (11) con una pared posterior o trasera (12) del canal y una pared delantera o anterior (13) del canal mientras pasa desde la abertura de alta presión a la abertura de baja presión. La posición inicial (2a) tiene lugar cuando el borde frontal de la pared posterior (12) del canal alcanza el borde de entrada (5) de la zona de reducción de presión (3) y la presión del canal (P2a) corresponde a la presión (HP) de la zona de alta presión. En esta posición los flujos de fuga tienen un valor máximo y con intermedio de la pared del canal delantero (13 Q1) es expuesta a máxima resistencia al flujo y máxima diferencia de presión HP-LP. Al disponerse la pared posterior (12) del canal del rotor en la zona de reducción de presión (3), los flujos de fugas disminuyen y (Q2) queda expuesto a una creciente resistencia al flujo hasta que el canal del rotor alcanza la posición (2b), en la que ambos flujos de fugas son sometidos a igual resistencia al flujo y donde la presión (P2b) del canal corresponde a la mitad de la diferencia de presión entre las aberturas. Se supone que ambos flujos de fugas son igualmente grandes en todo momento, dado que el medio de flujo es ideal y no se acumula ni libera medio de flujo durante este ciclo de operaciones. La situación permanece sin alteración hasta que el canal del rotor alcanza la posición siguiente (2c) en la que el borde delantero de la pared (13) del canal delantero se corresponde con el borde de salida (6). Éste es el inicio de una situación que conduce a una presión gradualmente decreciente en el canal del rotor, flujo de fugas creciente y resistencia al flujo decreciente para el flujo de fugas (Q1) hasta que el canal llega a estar en conexión abierta con la abertura de baja presión en la posición (2c).

Las figuras 2e-h muestran el ciclo para cada canal del rotor al desplazarse desde la abertura de baja presión a la abertura de alta presión. La posición inicial (2e) tiene lugar cuando el borde delantero de la pared posterior (12) del canal del rotor se corresponde con el borde de entrada (7) de la zona de aumento de presión y el canal tiene la presión (P2e) que se corresponde con la presión en la abertura de baja presión. En esta posición el flujo de fugas (Q3) queda expuesto con intermedio de la pared (13) del canal delantero a la máxima resistencia al flujo y a una diferencia de presión HP-LP. Mientras la pared posterior (12) del canal del rotor queda dispuesta en la zona de reducción de presión, el flujo de fugas (Q4) queda expuesto a una resistencia al flujo creciente hasta que el canal alcanza la posición (2f), en la que ambos flujos de fugas tienen igual resistencia al flujo y el canal del rotor tiene presión (P2f) que se corresponde a la mitad de la diferencia de presión entre las aberturas (HP - LP)/2. Esta situación permanece sin alteración hasta que el canal del rotor alcanza la posición siguiente (2g), en la que el borde delantero de la pared (13) del canal delantero se corresponde con el borde de salida (8). Esto determina el inicio de una situación en la que la presión aumenta gradualmente en el canal del rotor e incrementa los flujos de fugas (Q4, Q3) hasta que el canal se encuentra en conexión abierta con la abertura de alta presión en posición (2h).

La figura 3 muestra un diagrama de presión ideal para el canal del rotor durante un ciclo completo de operaciones tal como se describe en las figuras 2a-h, basado en un rotor con canales opuestos simétrica-

mente y aberturas simétricas de igual extensión angular. El diagrama muestra dos canales que están situados a 180° entre sí, mientras que un canal está sometido a presión y el otro está sometido simultáneamente a reducción de la presión. También muestra la magnitud relativa de los flujos de fuga en las diferentes posiciones basándose en un medio de flujo ideal no compresible. En estas condiciones el flujo de fugas (Q) establecerá un equilibrio en el intersticio de juego entre las superficies del canal del rotor y del extremo de la tapa siendo proporcional a

$$Q = \text{diferencia de presión} / \text{resistencia al flujo}.$$

Esta fórmula puede ser utilizada para establecer un análisis cuantitativo de los flujos de fugas tal como se ha indicado en el diagrama. Esto ilustra de manera clara y sin ambigüedad que la presión en el canal del rotor disminuye gradualmente a la mitad de la diferencia de presión entre la abertura de alta presión y la abertura de baja presión cuando la pared posterior (12) del canal pasa por el borde de entrada (5) de la zona de reducción de presión (3). Los flujos de fugas (Q1, Q2) se reducen también de forma gradual a la mitad tan pronto como los elementos radiales de pared (12, 13) del canal del rotor se encuentran por completo dentro de la zona de disminución de presión (3). El canal del rotor en oposición se desplaza desde la abertura de baja presión a la abertura de alta presión, sufriendo por esta razón un ciclo inverso de eventos con respecto al canal del rotor anterior y la presión se incrementa gradualmente hasta que la presión llega a la mitad de la del canal del rotor anterior. Los flujos de fuga (Q3, Q4) son de valor máximo al inicio, disminuyendo gradualmente a la mitad tan pronto como el borde posterior de la pared posterior (12) del canal pasa por el borde de entrada (7) de la zona de aumento de presión (4). Mientras la pared delantera (13) del canal pasa por el borde de salida (8), la presión en el canal aumenta hasta alta presión completa, mientras que los flujos de fugas (Q3, Q4) aumentan a una cantidad doble.

La figura 4 muestra un diagrama de presiones para un proceso de cambiador de presión cuando se utiliza un medio de flujo realmente elástico, por ejemplo, agua. La diferencia principal es que el canal del rotor transporta un medio de flujo desde el lado de alta presión que está comprimido y contiene un volumen adicional que tiene que ser descargado antes de que el canal sea abierto en relación con la abertura de baja presión, lo que requiere que los flujos de fugas (Q1, Q2) sean desiguales. La presión disminuye muy poco en el canal del rotor teniendo en cuenta el volumen adicional que queda comprendido y descargado gradualmente, lo cual establece un flujo de fugas elevado y continuo (Q1) y un flujo de fugas rápidamente decreciente (Q2) que vuelve a llenar el canal del rotor al aumentar gradualmente la diferencia de presión con intermedio de la pared posterior (12) del canal. La resistencia al flujo aumenta con rapidez, con resultado de que (Q2) alcanza un mínimo muy bajo tan pronto como los elementos de pared (12, 13) del canal del rotor se encuentran dentro de la zona de aumento de presión (4) y aumentan solamente de forma gradual posteriormente hasta que alcanza el mismo valor máximo que en el caso ideal. La pared delantera (13) del canal del rotor está expuesto constantemente a una di-

ferencia de alta presión y al pasar su borde frontal por el borde de salida (6) de la zona de disminución de presión se inicia un ciclo de eventos en el que la presión disminuye solamente de forma gradual y el flujo de fugas (Q1) aumenta rápidamente al disminuir sustancialmente la resistencia al flujo. Durante este proceso, hay un gran riesgo de que se puedan producir cavitación y un nivel de ruido inaceptable. Durante el aumento de presión el curso de los eventos es parcialmente invertido y distinto. En este caso el medio del fluido está expuesto inicialmente a un flujo de fugas (Q3) desde el lado de presión alta que no conduce inmediatamente a un incremento rápido de la presión en el canal, puesto que una parte del volumen es absorbido por compresión y la curva de presión LP-HP es la que se muestra en el diagrama. Esto tiene también el resultado de que el flujo de fugas (Q4) no alcanza el mismo volumen, sino que permanece sustancialmente menor que (Q3) hasta que el canal del rotor alcanza aproximadamente el lado de alta presión, en el que una diferencia de presión relativamente elevada en combinación con una resistencia al flujo rápidamente decreciente conducen a un incremento considerable del flujo de fugas (Q4). Se tiene que añadir en este caso que la velocidad de rotación del rotor comporta un incremento del efecto del curso de los eventos, dado que los flujos de fugas (Q1, Q2) que se desplazan en la misma dirección que el canal durante la disminución de presión reciben flujos de volumen más elevado mientras que los flujos de fugas (Q3, Q4) que se desplazan en dirección opuesta al canal del rotor durante el aumento de presión se reducen. Esto corresponde a experiencias de funcionamiento en las que son visibles daños por cavitación solamente en la zona de reducción de presión (3).

La figura 5 muestra una realización de la invención utilizada en las tapas extremas de un cambiador de presión. La realización propuesta consiste sustancialmente en varias formas de evitar los elevados valores máximos para los flujos de fugas (Q1 y Q4) que se supone que son la causa del elevado nivel de ruido y daños por cavitación que se producen cuando existen elevadas presiones y flujos pasantes en la máquina. De acuerdo con una invención, un método será equipar como mínimo una tapa extrema con un canal de conexión (14), lo que permite transferir medio de flujo desde los canales opuestos (15, 16) mientras ambos canales tienen los elementos de pared (12, 13) dentro de la zona de disminución de presión (3) y la zona de aumento de presión (4), con el resultado de que el cur-

so de eventos corresponde aproximadamente al diagrama de presión ideal. Aunque cada canal se encuentra en comunicación abierta con el canal de conexión (14) cuando se encuentra en disminución de presión o aumento de presión, existe una conexión simultánea durante solamente un momento breve para permitir equilibrado o igualación de la presión y transferencia de medio de flujo. Esto tiene lugar cuando la pared posterior del canal (16) ha pasado sustancialmente el borde de entrada (5) e inmediatamente después de que la pared posterior del canal (15) ha pasado por el borde de entrada (7) o tan pronto como ambos canales se encuentran simultáneamente en acoplamiento de estanqueización con la zona de disminución de presión (3) y la zona de aumento de presión (4). Esta conexión simultánea con intermedio del canal de conexión (14) es interrumpida justamente antes de que la pared delantera del canal (15) tome posición en la abertura de alta presión o la pared delantera del canal (16) tome posición en la abertura de baja presión.

Se puede concebir también que la invención puede ser implementada separando los procesos correspondientes, disminución de presión y aumento de presión respectivamente, equipando como mínimo una tapa extrema con canales de conexión independientes (17, 18) con baja resistencia al flujo, cada uno de los cuales conduce a una abertura de alta presión o una abertura de baja presión, teniendo como resultado un incremento sustancial del flujo hacia adentro o hacia afuera de los canales durante la situación antes mencionada. Esto puede ser implementado, por ejemplo, por largos canales diseñados con paredes de estanqueización relativamente cortas en las tapas extremas, permitiendo ello por lo tanto elevados flujos de fugas, pero sin el riesgo de cavitación en el intersticio a la salida de la abertura de baja presión. Además, es también posible utilizar toberas solas o en serie como conexión entre los canales y las aberturas. La separación de los procesos de esta manera puede permitir una reducción adicional del nivel de ruido, puesto que será posible introducir un desplazamiento de fase que puede reducir la resonancia de eventos simultáneos y opuestos, tal como se ha mostrado en los diagramas de presión de las figuras 3 y 4. La invención puede ser también combinada con diferentes números de canales de rotor, diferentes tamaños de canales, más canales simultáneamente en disminución de presión o aumento de presión y aberturas asimétricas de diferente extensión angular a efectos de optimizar el efecto de la invención.

REIVINDICACIONES

1. Método para la reducción de ruido y de cavitación en un cambiador de presión, en el que existe transferencia de presión desde un líquido a alta a presión a un líquido a baja presión, cuyo método comprende:

suministrar un líquido a alta presión a una abertura (1) de entrada de alta presión de una tapa extrema en un extremo de un rotor dispuesto para rotación con sus caras extremas sustancialmente en contacto de estanqueización con la tapa extrema y con una tapa extrema en el extremo opuesto, poseyendo dicho rotor canales (15, 16) en su interior que se extienden sustancialmente de forma longitudinal desde un extremo del rotor al extremo opuesto del mismo, encontrándose presentes aberturas de entrada y salida (1, 2) en cada una de las tapas extremas, cuyas aberturas están alineadas angularmente para formar pares de aberturas en las tapas extremas opuestas, un par para líquido a alta presión y un par para líquido a baja presión y dichas tapas extremas tienen superficies que se encuentran en contacto de estanqueización con las caras extremas del rotor, cuyas superficies tienen zonas (3) de disminución de presión y zonas (4) de aumento de presión situadas respectivamente entre dichas aberturas de alta presión y dichas aberturas de baja presión;

suministrando un líquido a baja presión a una abertura de entrada a baja presión en la tapa extrema situada en el extremo opuesto;

provocar la rotación del rotor de manera que los canales del rotor quedan posicionados para comunicación de fluido simultánea alterna con las aberturas para líquido a alta presión de ambas tapas extremas y posteriormente con las aberturas para líquido a baja presión en ambas tapas extremas durante la rotación del rotor; y

retirar líquido de las aberturas de salida (2) de las tapas extremas;

caracterizado por la disposición de un canal (14, 17, 18) en cada una de las superficies de dichas tapas extremas, cuyo canal se extiende hacia adentro de, como mínimo, una de dichas zonas (3, 4) y comunicando con el canal (15, 16) del rotor para realizar un cambio en la presión del líquido en el canal del rotor por un incremento sustancial del flujo hacia adentro o hacia afuera de los canales del rotor durante el tiempo de permanencia de dicho canal del rotor (15, 16) en la zona (3) de disminución de presión o en la zona (4) de aumento de la presión.

2. Método, según la reivindicación 1, **caracterizado** además por la disposición del canal (14) de manera que interconecta los dos canales mencionados longitudinales del rotor (15, 16) a efectos de equilibrar las presiones entre ellos, mientras los canales del rotor (15, 16) se encuentran simultáneamente en la zona de disminución de presión (3) y de aumento de presión (4).

3. Método, según la reivindicación 1, **caracterizado** además por disponer los canales separados e independientes (17, 18) que conectan respectivamente los canales del rotor (15, 16) mientras los canales del rotor se encuentran simultáneamente en la zona de disminución de presión (3) y la zona de aumento de presión (4), y conformando los canales (17, 18) para conseguir elevados flujos de fuga entre dichas aberturas (1, 2) de dichas tapas extremas y dichos canales

(15, 16) del rotor.

4. Método, según la reivindicación 3, **caracterizado** además por dicha conformación de los canales (17, 18) para prolongación en una distancia sustancial en las superficies de dichas tapas extremas y para disponerse de manera general adyacente a una de dichas aberturas y permitir de esta forma desplazamiento de fase para reducir la resonancia de eventos simultáneos opuestos.

5. Método, según cualquiera de las reivindicaciones 1, 3 ó 4, que se **caracteriza** además por disponer equilibrado de presión suficiente para reducir los flujos de fugas (Q1 y Q4) (tal como se ha mostrado en las figuras 2a-2h) a niveles que ya no provocarían ruido y cavitación al conectar los canales (15, 16) del rotor mientras se encuentran en las zonas de disminución de presión y de aumento de presión (3, 4) a canales (17, 18) que proporciona elevados flujos de fugas entre ellos y dichas aberturas (1, 2).

6. Cambiador de presión para la transferencia de energía de presión desde un líquido a alta presión a un líquido a baja presión, comprendiendo dicho cambiador de presión:

un rotor dispuesto para rotación alrededor de su eje;

la primera y segunda tapas extremas en extremos opuestos del rotor, poseyendo cada una de las tapas extremas una abertura de entrada para la entrada de líquido y una abertura de salida para la salida de líquido;

girando dicho rotor con un medio de estanqueidad del líquido entre sus caras extremas y las superficies de las tapas extremas y poseyendo dicho rotor una serie de canales (15, 16) que se extienden de manera sustancialmente longitudinal desde una cara externa del rotor a la cara extrema opuesta del rotor, y abriéndose a cada una de las caras extremas del rotor,

siendo dichas aberturas (1, 2) arqueadas y encontrándose dicho par de aberturas de entrada y salida de una tapa extrema angularmente alineada respectivamente con el par de aberturas de salida y entrada de la tapa extrema en el extremo opuesto del rotor, de manera que cuando un canal (15, 16) del rotor se encuentra en comunicación hidráulica con una abertura de entrada de alta presión o de baja presión en un extremo, se encuentra también en comunicación con una abertura de salida de alta presión o baja presión en el extremo opuesto;

encontrándose cada canal del rotor alternativamente en comunicación hidráulica con el par de aberturas de alta presión y después de ello con el par de aberturas de baja presión durante la rotación del rotor; y

poseyendo dichas superficies de las tapas extremas zonas de disminución de presión (3) y de aumento de presión (4) situadas respectivamente entre dichas aberturas de alta presión y dichas aberturas de baja presión;

caracterizado por la existencia como mínimo de un canal (14, 17, 18) en la superficie de cada una de dichas superficies de las tapas extremas que respectivamente ejercen estanqueidad contra dichas caras extremas del rotor, cuyo canal se extiende hacia adentro como mínimo de una de dichas zonas (3, 4) para permitir flujo de fuga cuando un canal del rotor se encuentra en una zona de disminución de presión (3) o en la zona de aumento de presión (4), efectuando por lo tanto un cambio de presión en dicho canal del ro-

tor (15, 16) y un incremento sustancial de flujo hacia adentro o hacia afuera de dicho canal del rotor.

7. Cambiador de presión, según la reivindicación 6, **caracterizado** además porque dicho canal (14) se prolonga hacia adentro de ambas zonas (3, 4) y transmite presión de líquido desde el canal del rotor de alta presión al canal del rotor de baja presión.

8. Cambiador de presión, según la reivindicación 6, que se **caracteriza** además porque dichos canales (17, 18) de dicha superficie de las tapas extremas se prolongan respectivamente hacia adentro de una de dichas zonas (3, 4) y efectúan un cambio de presión

en un canal longitudinal (15, 16) en el rotor antes de que el canal alcance la abertura de baja presión o la abertura de alta presión en un flujo incrementado por el medio de estanqueidad de líquido entre la cara extrema del rotor y la superficie de la tapa extrema.

9. Cambiador de presión, según la reivindicación 8, **caracterizado** además porque dichos canales (17, 18) son arqueados y están respectivamente situados de manera sustancialmente uniforme adyacentes a un borde de dichas aberturas (1, 2) en dicha tapa extrema a efectos de favorecer el flujo entre dicho canal y la abertura adyacente.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Fig. 1

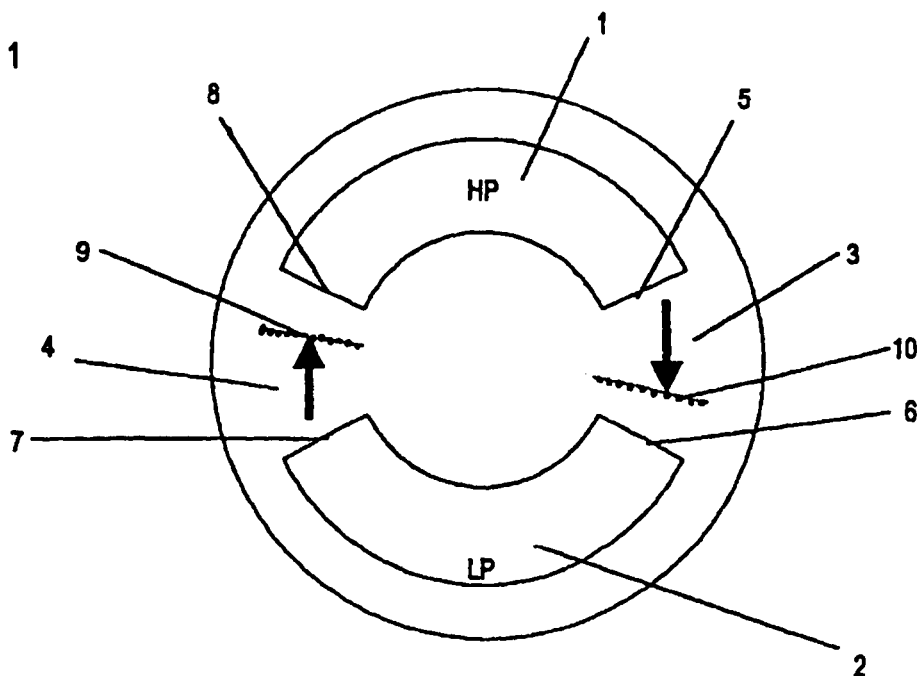


Fig. 2a

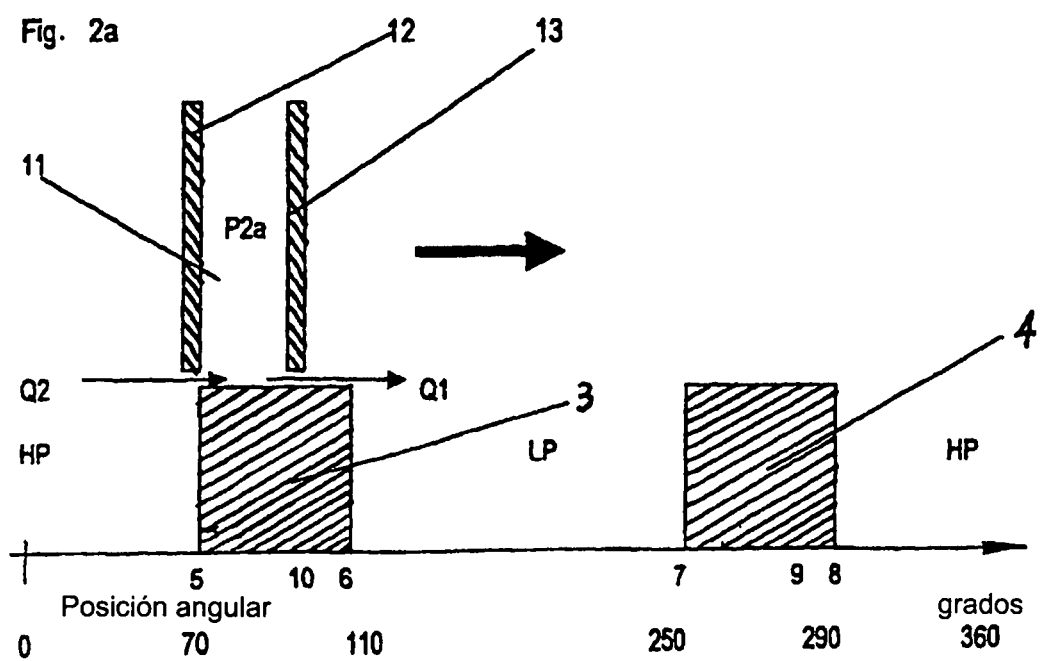


Fig. 2b

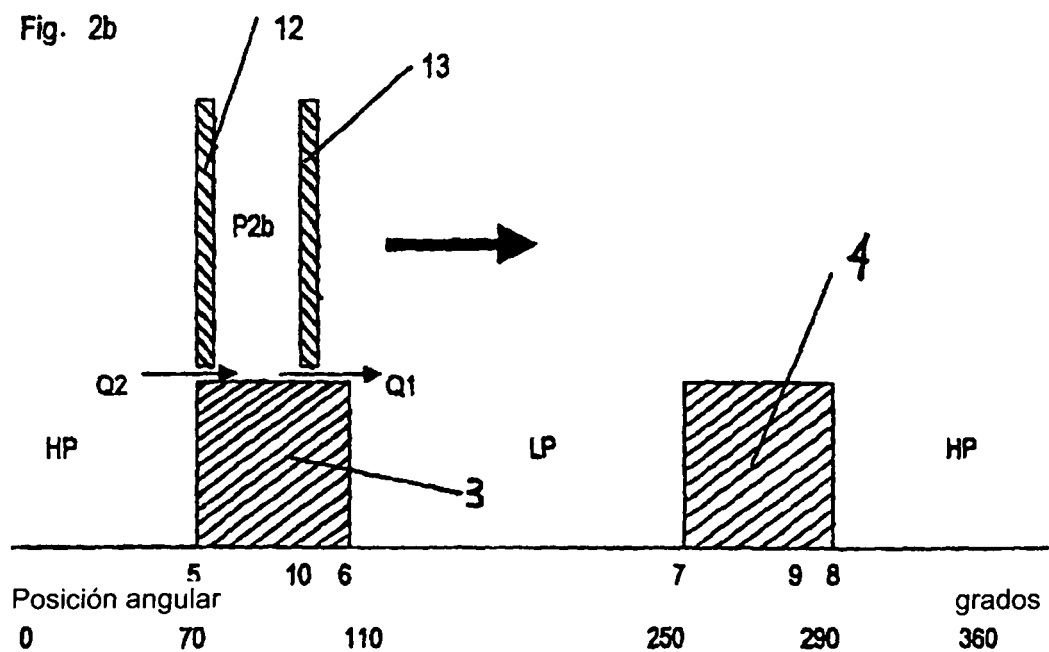
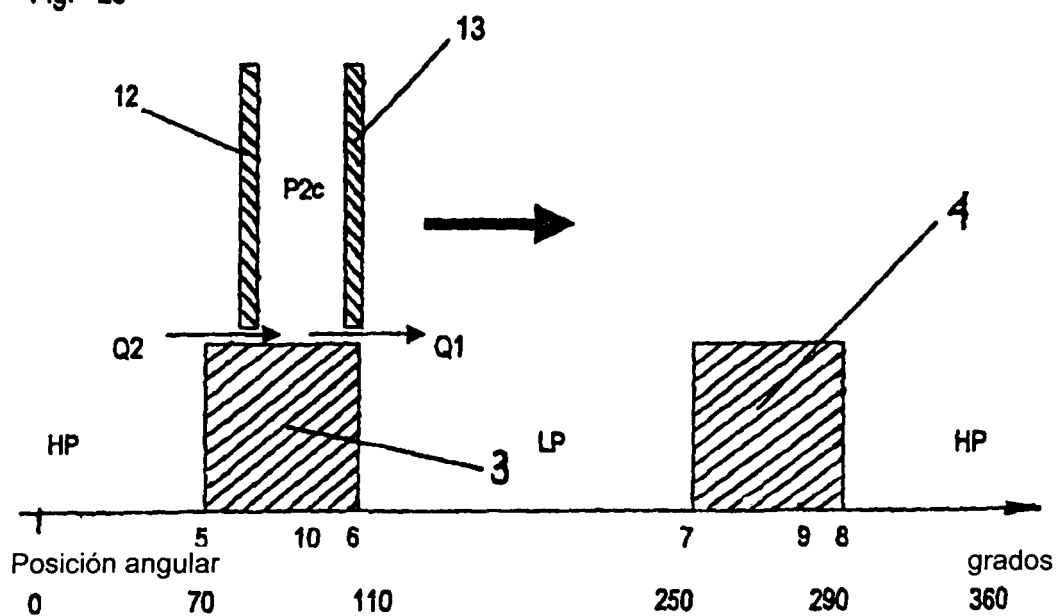


Fig. 2c



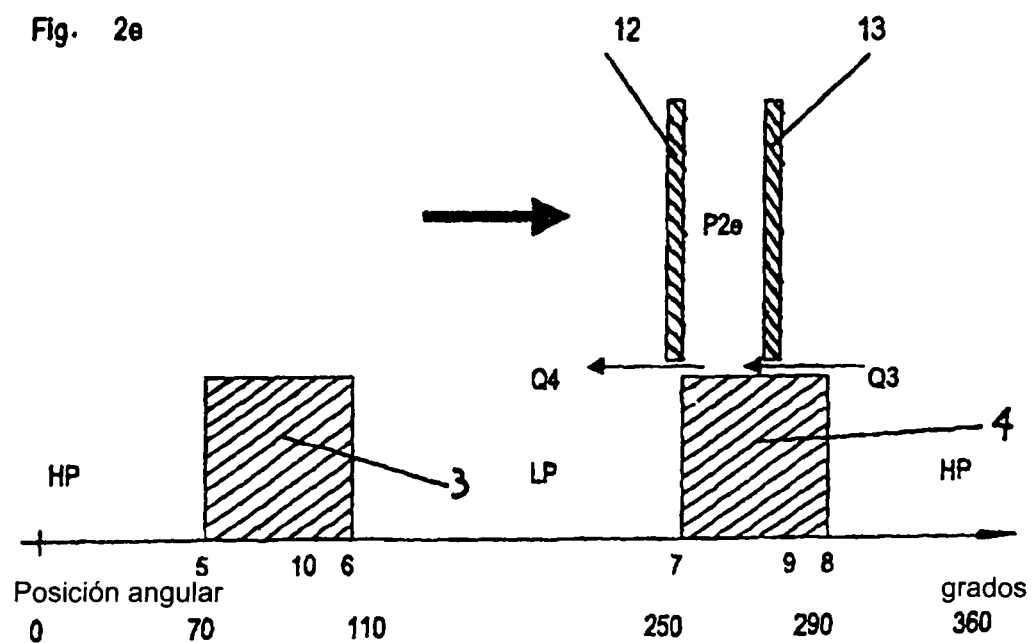
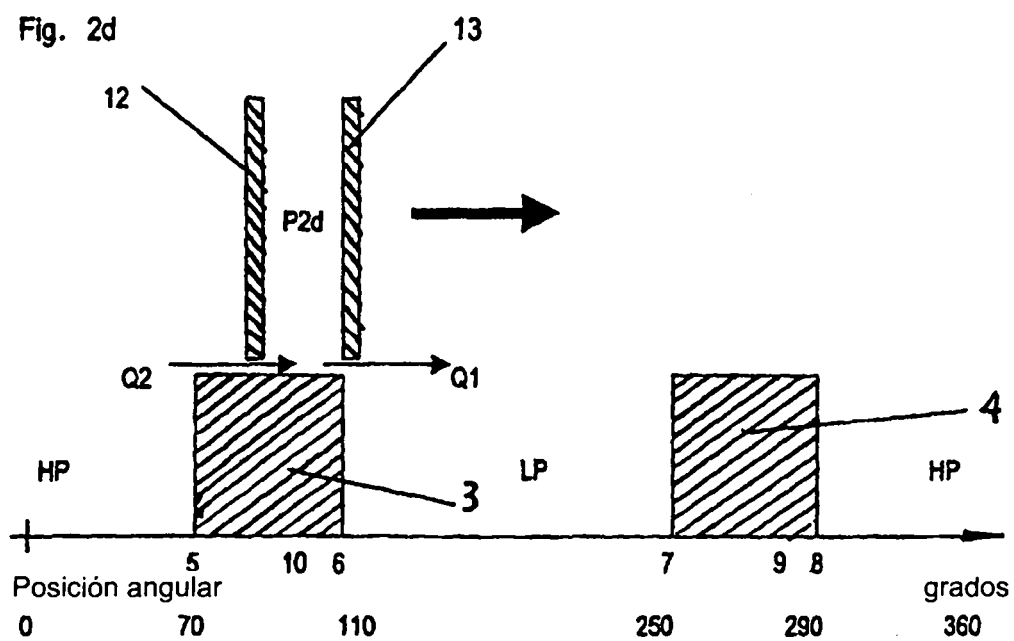


Fig. 2f

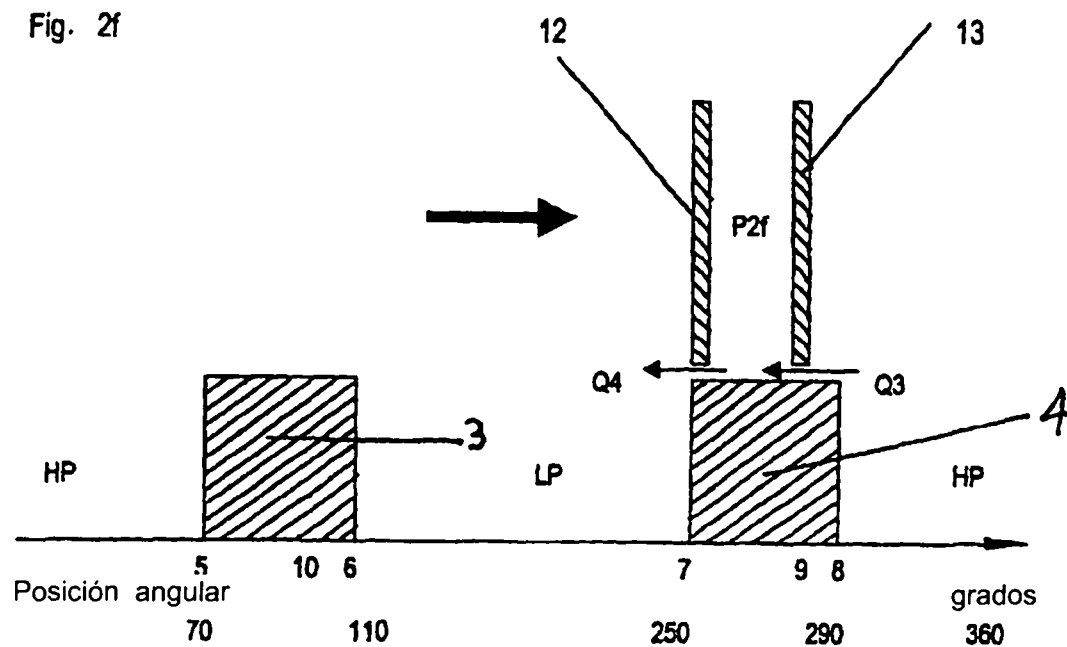


Fig. 2g

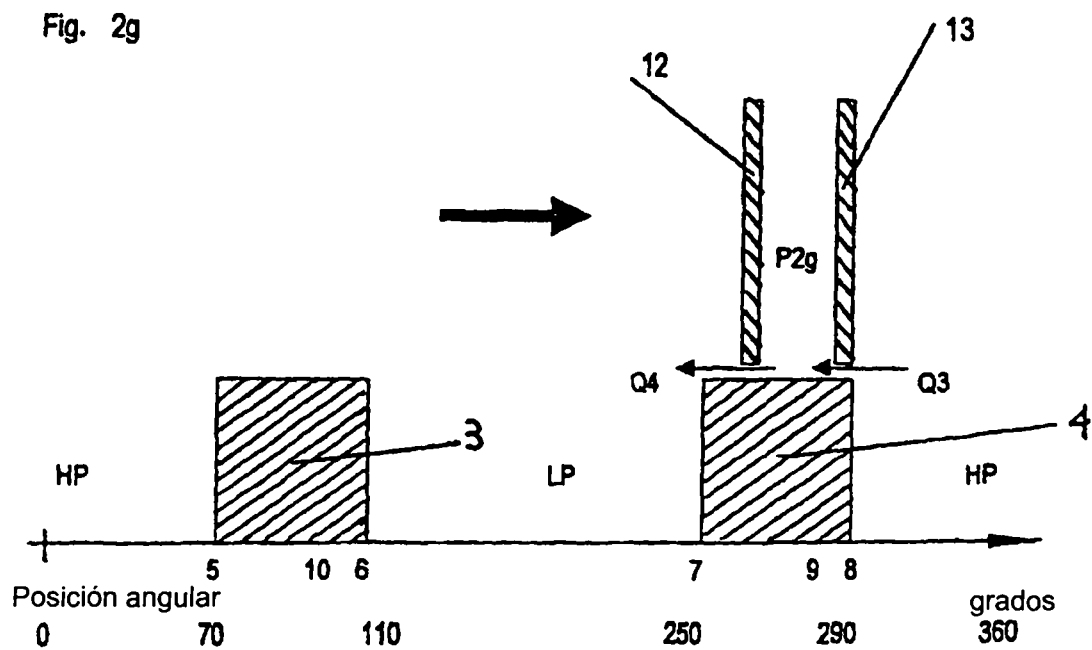


Fig. 2h

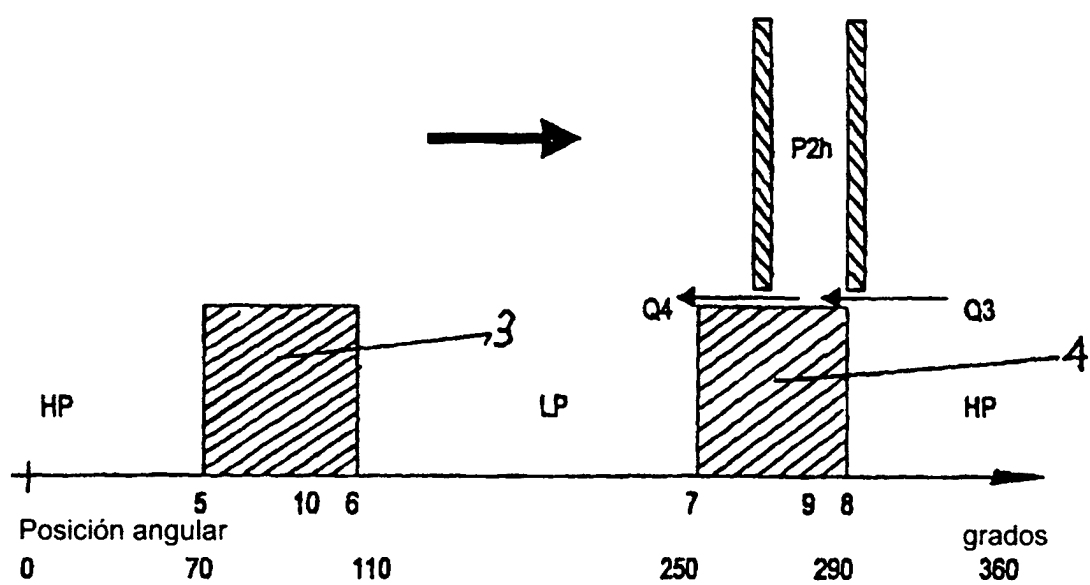


Fig. 3 DIAGRAMA IDEAL DE PRESIÓN EN EL CANAL Y FUGAS

Presión relativa

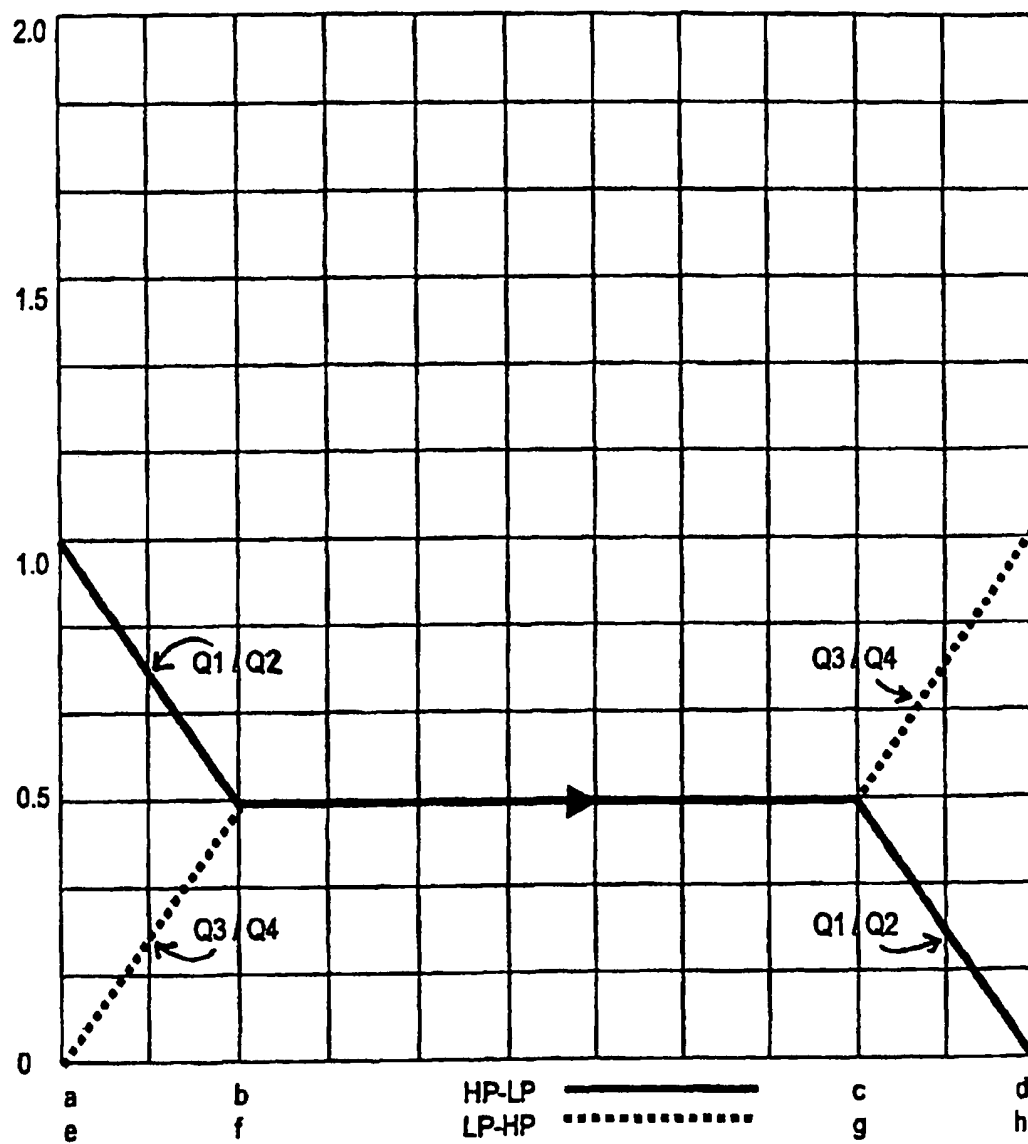


Fig. 4

DIAGRAMA REAL DE PRESIÓN EN EL CANAL Y FUGAS

Presión relativa

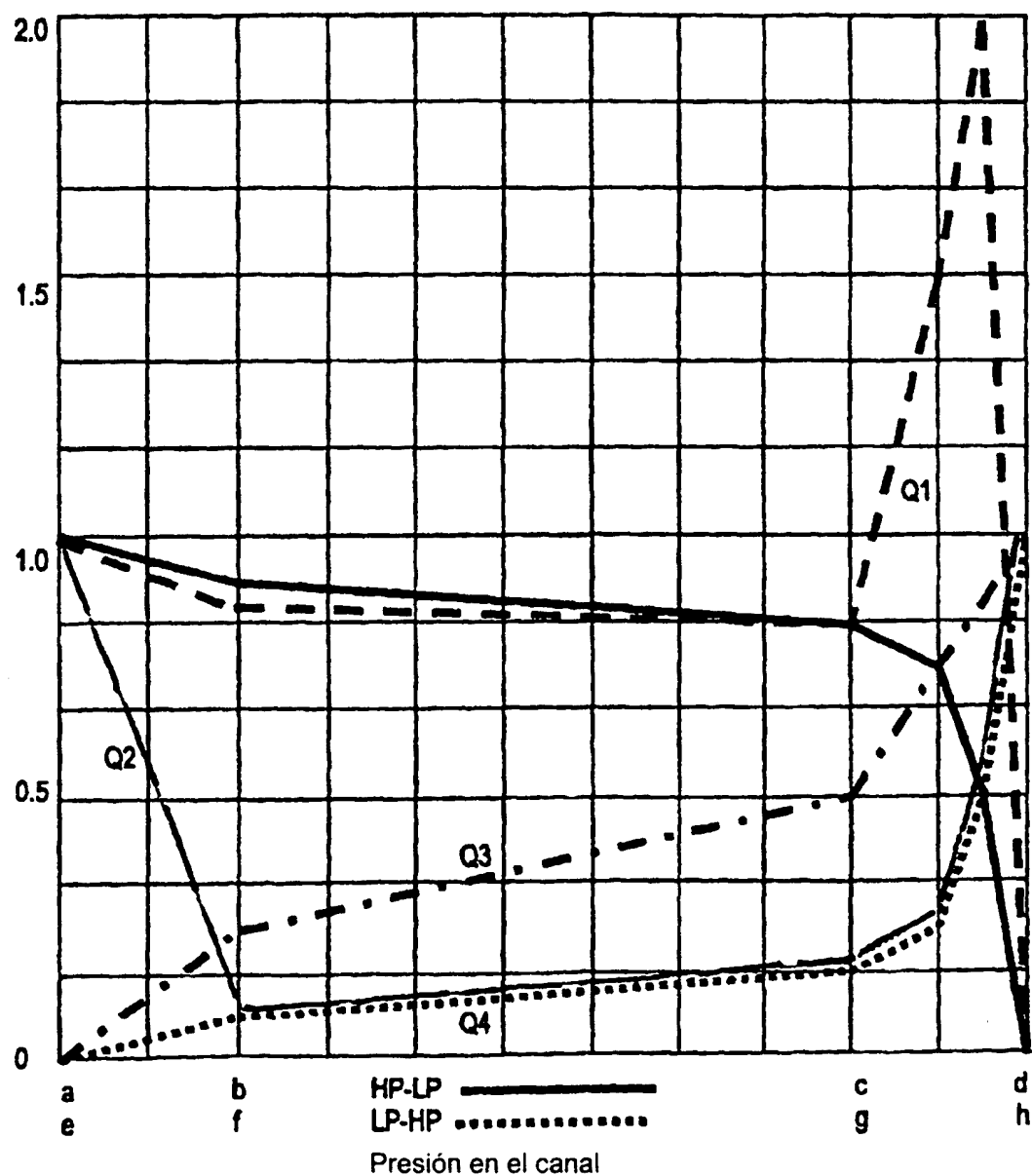


Fig. 5

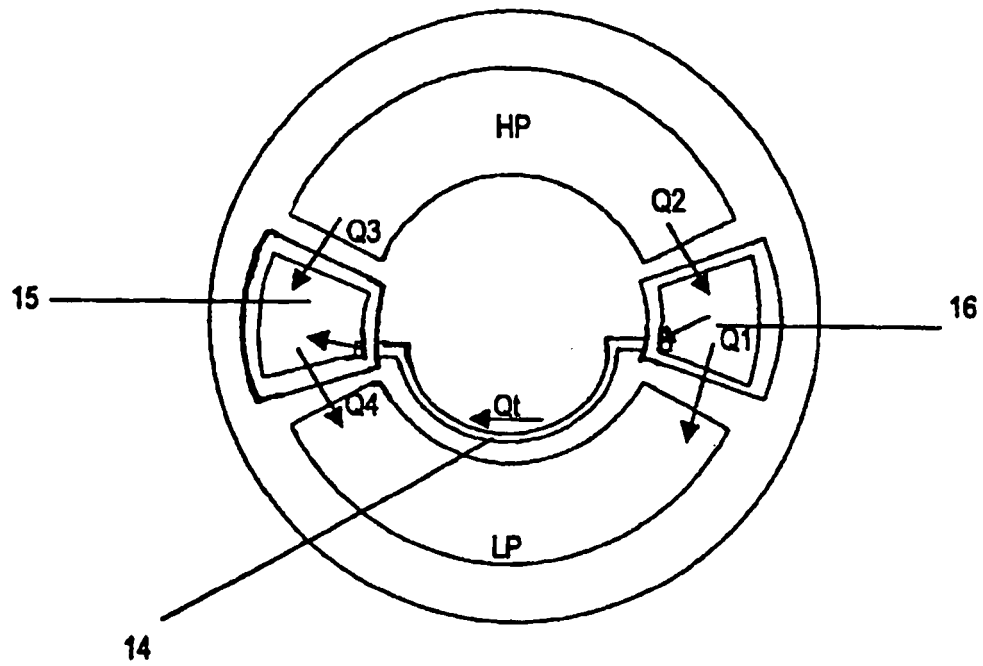


Fig. 6

