

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 627 612**

51 Int. Cl.:

**F03D 7/02** (2006.01)

**B60T 8/50** (2006.01)

**B60T 13/66** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **31.08.2011 PCT/EP2011/004375**

87 Fecha y número de publicación internacional: **05.04.2012 WO12041433**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **31.08.2011 E 11757168 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **15.03.2017 EP 2622215**

54 Título: **Dispositivo de frenado hidráulico para un aerogenerador**

30 Prioridad:

**30.09.2010 DE 102010041824**

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

**28.07.2017**

73 Titular/es:

**SENVION GMBH (100.0%)  
Überseering 10  
22297 Hamburg, DE**

72 Inventor/es:

**WARFEN, KARSTEN**

74 Agente/Representante:

**LEHMANN NOVO, María Isabel**

ES 2 627 612 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Dispositivo de frenado hidráulico para un aerogenerador

5 La invención se refiere a un mecanismo de mando hidráulico para un dispositivo de frenado de un aerogenerador que comprende un conducto de control hidráulico que se extiende desde una conexión para un circuito hidráulico del sistema de un aerogenerador hasta una conexión para al menos un cilindro de freno de un dispositivo de frenado, disponiéndose en el conducto de control al menos una válvula de estrangulación o un obturador. La invención se refiere además a un dispositivo de frenado correspondiente, a un aerogenerador así como a un procedimiento para el frenado de un eje de un aerogenerador

10 La invención se refiere al campo de los frenos de rotor de aerogeneradores. Éstos se configuran normalmente de manera que en un eje rápido de un sistema de propulsión, accionado a través de un engranaje por el árbol de rotor, se dispone un disco de freno que puede ser frenado mediante pastillas de freno por cilindros de freno de accionamiento hidráulico.

15 El freno se acciona al margen del funcionamiento para parar el rotor en caso de determinados fallos graves o de accionamiento del interruptor de emergencia. Para los trabajos de mantenimiento y reparación el frenado de estacionamiento del rotor también es imprescindible.

20 El frenado se produce en los sistemas de frenado activos porque a los cilindros de freno se aplica una presión, con lo que los cilindros de freno se sacan hasta que las pastillas de freno de los cilindros de freno se ajustan al disco de freno y lo frenan. Para evitar que al activar el freno de rotor se aplique al freno de golpe toda la presión del sistema, que puede ser de unos 100 bar, se monta en el conducto de presión normalmente una válvula de estrangulación. Como consecuencia, la presión en el freno sube sólo lentamente y se evitan vibraciones en el sistema que se producen a causa del repentino cambio del número de revoluciones debido a un fuerte frenado .

25 Con este control del funcionamiento del freno de rotor resulta un tiempo muerto que se produce porque en primer lugar se tiene que salvar una distancia de frenado entre las pastillas de freno y el disco de freno. Sólo después del tiempo muerto, cuando las pastillas de freno entran en contacto con el disco de freno, se genera un momento de frenado en el disco de freno del rotor.

30 El tiempo muerto aumenta a medida que aumenta el desgaste. Existen sistemas de frenado que compensan al menos el desgaste a través de un reajuste del forro de freno y que ajustan los forros a una distancia definida respecto al disco de freno. Sin embargo, el recorrido que se debe salvar antes de que las pastillas de freno entren en contacto con el disco de freno, no se reduce con estos sistemas.

El tiempo muerto, es decir, la duración desde el momento en que se demanda el freno hasta que actúa, oscila aproximadamente entre los 0,3 y 7 segundos, en ocasiones hasta 10 segundos, en dependencia del tamaño de la distancia entre pastillas y disco y del tipo de instalación.

35 Por lo tanto, la reacción de los frenos en caso de accionamiento de emergencia es relativamente lenta. Existen además instalaciones en las que los frenos también se tienen en cuenta para la limitación del número de revoluciones o para la reducción del número de revoluciones en el diseño de cargas, con el riesgo de que los frenos presenten un comportamiento más lento del que se suponía en los cálculos. En definitiva, esto puede dar lugar a cargas inesperadas en el aerogenerador.

40 Por el documento EP 1 389 686 A1 se conoce un módulo de freno electrohidráulico que por medio de una combinación de una válvula de regulación y limitación de la presión accionable por medio de un imán proporcional y una válvula de ultrasonido accionable permite un control de frenado proporcional que, al menos en caso de un fallo de red, mantiene el número de revoluciones teórico del generador. En caso de un fallo de red se aporta, en función del número de revoluciones existente, presión a través de la válvula de inversión a un conducto de trabajo y/o a través de la válvula de regulación a un depósito, para modular el efecto de frenado proporcionalmente, realizando la válvula de regulación y limitación proporcional de la presión el control de salida de manera que se mantenga el número de revoluciones teórico del generador.

45 En el documento DE 10 2004 057 522 A1 se revela un dispositivo de frenado para un aerogenerador en el que un conjunto de válvulas de frenado comprende una válvula de asiento de 3/2 vías a través de la cual una cámara de presión de un cilindro de freno de accionamiento hidráulico se une para el frenado a una fuente de presión y para la ventilación a una presión negativa. La válvula de asiento de distribución permite un bloqueo sin fugas de los cilindros de freno.

50 El documento EP 1 959 131 A2 se refiere a un aerogenerador con un freno de rotor de accionamiento hidráulico para un sistema de propulsión que presenta al menos un cilindro de freno de accionamiento hidráulico cuyo momento de frenado aumento con el aumento de la presión hidráulica, reteniéndose en caso de accionamiento del freno un volumen de líquido hidráulico, por medio de una válvula de reducción de presión, en el cilindro de freno y en su conducto de presión, previéndose un depósito con líquido hidráulico unido al conducto de presión. En este caso

se prevén dos válvulas de reducción de presión, una de las cuales reduce una presión del sistema a la presión de frenado, mientras que la otra reduce la presión del sistema a una presión de detención.

Por los documentos WO 03/080414 A1 y DE 20 2007 001 765 U1 se conocen además sistemas de control para frenos de rotor de accionamiento hidráulicos de aerogeneradores.

5 La presente invención tiene por objeto posibilitar, partiendo del estado de la técnica, el frenado hidráulico de un sistema de propulsión de un aerogenerador con el menor tiempo muerto posible y al mismo tiempo con una carga estructural mínima del aerogenerador.

Esta tarea se resuelve por medio de un mando hidráulico para un dispositivo de frenado de un aerogenerador que comprende un conducto de control hidráulico que se extiende desde una conexión para un circuito hidráulico del sistema de un aerogenerador hasta una conexión para al menos un cilindro de freno de un dispositivo de frenado, disponiéndose en el conducto de control al menos una válvula de estrangulación o un obturador, que se perfecciona previendo al menos un ramal de tubería con un elemento de regulación de presión que se desvía del conducto de control, puentando la válvula de estrangulación o el obturador, en dirección de generación de presión hacia el al menos un cilindro de freno, aguas arriba de la válvula de estrangulación o del obturador, y que aguas abajo vuelve a desembocar en el conducto de control, con lo que el elemento de regulación de presión, abierto en caso de una presión baja por el lado de salida, se cierra cuando la presión registrada en el ramal de tubería por el lado de salida del elemento de regulación de presión supera una presión de cierre previamente ajustada o ajustable, permitiendo el elemento de regulación de presión conectado en paralelo con la válvula de estrangulación o con el obturador, después de una orden de frenado y hasta alcanzar la presión de cierre, un caudal de líquido hidráulico considerablemente mayor para el establecimiento de la presión que la válvula de estrangulación o el obturador.

Según la invención se entiende por dirección de generación de presión la dirección en la que se transmite y genera la presión. Esto significa en el presente caso que, en cuanto al conducto de control y a los elementos de control hidráulicos dispuestos en el mismo, el circuito de control se encuentra aguas arriba y el al menos un cilindro de freno aguas abajo. La dirección de generación de presión se desarrolla por lo tanto en dirección al cilindro de freno en el que se tenga que generar una presión de frenado.

La invención se basa en la idea principal de que, de forma paralela al obturador o a la válvula de estrangulación se conecte un elemento de regulación de presión que después de una orden de frenado, y hasta alcanzar una presión de cierre, permita un caudal de líquido hidráulico considerablemente mayor para la generación de la presión en el cilindro de freno que el obturador o la válvula de estrangulación, con lo que consigue un avance mucho más rápido de las pastillas de freno en el cilindro de freno en dirección al disco de freno. De este modo el hueco de frenado se supera antes y el tiempo muerto se reduce. A partir de la presión de cierre del elemento de regulación de presión éste deja de ser eficaz, es decir, el caudal a través del elemento de regulación de presión se interrumpe por completo y la curva característica original de la generación de presión de frenado a través de la válvula de estrangulación o el obturador se vuelve a mantener. Ésta ya se diseña de manera que los límites de carga del aerogenerador y del engranaje no se rebasen al frenar el sistema de propulsión.

Las presiones de cierre típicas varían entre 10 y 30 bar, especialmente son de unos 15 bar. La selección exacta depende del tipo y del diseño del aerogenerador y de sus componentes.

El sistema de control según la invención tiene la ventaja de que el freno alcanza rápidamente un momento de frenado inicial y que el tiempo muerto es corto, manteniéndose después la curva característica de frenado conocida con un menor aumento del momento a través de la válvula de estrangulación o del obturador. El sistema de control correspondiente resulta, debido a los componentes conocidos y fiables, más adecuado que un sistema de reajuste de pastillas.

Tampoco hace falta una implicación del sistema electrónico de control si los componentes adicionales se conciben como componentes pasivos, es decir, sin control electrónico. De este modo también se mantiene sencilla y sólida la topología del sistema de control, puesto que desde el punto de vista de la técnica electrónica sólo se emplean componentes pasivos. Así el sistema de control según la invención se maneja además con mayor comodidad. Tanto en caso de accionamiento de una parada de emergencia como en caso de una parada de la instalación para trabajos de servicio se logra un comienzo más rápido del proceso de frenado, manteniéndose al mismo tiempo las cargas admisibles del aerogenerador. Tampoco existe la necesidad de un interruptor de servicio o pulsador adicional para un frenado "rápido".

En una variante de realización ventajosa de la invención se prevé que existan varios ramales con varios elementos de regulación de presión que se ajustan o pueden ajustar previamente a presiones de cierre respectivamente iguales o diferentes. Si se ajustan presiones de cierre iguales, el caudal se incrementa en la fase de baja presión, con lo que el hueco de frenado se supera de forma más rápida y el tiempo muerto se reduce. En caso de presiones de cierre diferentes de los distintos elementos de regulación de presión la curva de presión se puede modular también en la gama de baja presión de manera que las cargas que se producen en la primera reacción del freno se mantengan dentro de los parámetros de seguridad del aerogenerador.

En una forma de realización preferida el al menos un elemento de regulación de presión se configura como válvula de regulación de presión o válvula de varias vías controlada, especialmente como válvula de 2/2 vías, cuyo estado de apertura varía cuando se supera o no se alcanza la presión de cierre, como válvula de reducción de presión o

como válvula proporcional, cuyo orificio se cierra en dependencia de la presión que se registra por el lado de salida del elemento de regulación de presión a través de una gama de presión que se ajusta o puede ajustarse previamente, hasta alcanzar la presión de cierre. Los componentes hidráulicos mencionados son todos apropiados para que en caso de una presión baja por el lado de salida permitan el paso de un elevado caudal de líquido hidráulico y para que impidan este caudal al rebasarse la presión de cierre.

Una válvula de regulación de presión es un componente pasivo que en caso de baja presión por el lado de salida permite el paso del líquido hidráulico y en caso de superarse la presión de cierre bloquea el paso. Una válvula controlada de 2/2 vías requiere una electrónica de control y un manómetro en el ramal aguas debajo de la válvula. Una válvula de reducción de presión cierra el caudal proporcionalmente a la presión existente por el lado de salida y queda completamente cerrada cuando la presión por el lado de salida supera la presión de cierre. La válvula proporcional también se puede activar con distintas curvas y controlar a través de una gama de presión desde una posición completamente abierta a una posición completamente cerrada, pudiéndose controlar el caudal a través del tamaño variable del orificio. Las distintas variantes de realización presentan ventajas, por una parte en lo que se refiere a la sencillez y solidez de los elementos de regulación pasivos y, por otra parte, en cuanto a la variabilidad y posibilidad de control de los elementos de regulación.

Con preferencia el conducto de control se puede bloquear aguas arriba de un ramal aguas arriba de un conducto de derivación por medio de un elemento de bloqueo controlable, especialmente por medio de una válvula de bloqueo o de una válvula de varias vías, especialmente una válvula de 2/2 vías. Una señal de control, con la que se inicia un frenado, puede dar lugar a que se anule un bloqueo por parte del elemento de bloqueo y a que posteriormente se aporte líquido hidráulico a los cilindros de freno a fin de generar una presión de frenado.

Si preferiblemente aguas debajo de la conexión aguas abajo entre el ramal y el conducto de control se deriva un conducto de descarga con un elemento de descarga, configurándose el elemento de descarga especialmente como válvula de bloqueo controlable, como válvula de varias vías controlable, especialmente como válvula de 2/2 vías, como válvula de limitación de presión, como válvula de sobrepresión o como válvula de seguridad se puede descargar el mecanismo de mando hidráulico al producirse presiones elevadas en los conductos superiores a las presiones de seguridad.

En una variante de realización ventajosa se puede garantizar alternativamente la seguridad del mecanismo de mando hidráulico cuando en el conducto de control se dispone, aguas arriba del ramal aguas arriba del conducto de derivación una válvula de varias vías, especialmente una válvula de 3/2 vías, por medio de la cual la parte aguas abajo del conducto de control se puede conectar alternativamente a la conexión para un circuito hidráulico del sistema o a un conducto de descarga. Resulta ventajoso que el reflujo a través de la válvula de estrangulación o del obturador se produzca lo suficientemente rápido para una descarga eficaz de la parte aguas abajo del mecanismo de mando.

Un perfeccionamiento ventajoso de la curva de frenado se consigue si aguas debajo de la conexión aguas abajo entre el conducto de derivación y el conducto de control se desvía un conducto de distribución a un depósito que presenta especialmente un dispositivo de tensión de gas, llenándose o vaciándose el depósito mientras la presión registrada en el conducto de distribución del depósito supere una presión de depósito mínima y el depósito esté inactivo, si la presión de depósito mínima no se alcanza en el conducto de distribución. Por encima de la presión de depósito mínima el depósito recoge líquido hidráulico, con lo que la curva característica se vuelve más plana y las cargas que se producen durante el frenado se reducen. El depósito tiene el efecto adicional de que se compensan las posibles variaciones de la presión en el sistema.

Mediante la elección adecuada de la presión de depósito mínima en proporción con la presión de cierre de la válvula de regulación de presión configurada como elemento de regulación de presión, se puede influir en el comportamiento del sistema. Así se puede conseguir un ajuste suave de las pastillas de freno, reduciendo la presión de depósito mínima del depósito a un valor más bajo que el de la presión de la válvula de regulación de presión. Un ajuste rápido de las pastillas se logra aumentando la presión de depósito mínima del depósito a un valor más elevado que el de la presión de la válvula de regulación de presión. La presión mínima del depósito también se puede ajustar a la presión de la válvula de regulación de presión o del elemento de regulación de presión.

Un depósito con dispositivo de tensión de gas tiene una membrana que divide el volumen del depósito en dos mitades. En una parte se encuentra una carga de gas comprimible. Así el depósito puede recibir o transmitir líquido hidráulico en caso de aumento o reducción de la presión. Alternativamente también se pueden emplear según la invención depósitos de burbuja o de émbolo.

Con preferencia la presión de cierre de la válvula de regulación de presión se ajusta o se puede ajustar previamente mayor o menor o igual a la presión mínima, especialmente del depósito, sobre todo en dependencia de una diferencia de presión predeterminada o predeterminable. Así las características de frenado se pueden ajustar o se ajustan previamente y adaptar especialmente con facilidad al tipo de aerogenerador.

Si el elemento de regulación de presión conectado en paralelo con la válvula de estrangulación o con el obturador no se concibe, por el lado de salida, para presiones muy altas, se prevé preferiblemente para su protección que el ramal aguas abajo del elemento de regulación de presión presente un elemento de protección en forma de una válvula de retroceso que se abre en dirección de generación de presión o un elemento de bloqueo controlable, bloqueando el elemento de protección el paso cuando en la salida aguas abajo del elemento de regulación de presión se registra

una presión que supera una presión de seguridad para la que se hubiera concebido el elemento de regulación de la presión de carga, o cuando la presión existente aguas debajo del elemento de protección supera la presión aguas arriba del elemento de protección. De este modo se garantiza que una presión elevada nociva para el elemento de regulación de presión, que sube todavía más a causa del líquido hidráulico que sigue fluyendo a través de la válvula de estrangulación o del obturador, no se aplique al lado de salida del elemento de regulación de presión configurado, por ejemplo, como válvula de regulación de presión.

Para garantizar también en caso de cierta permeabilidad de un elemento de protección como éste que el elemento de regulación de presión no sufra daños, se prevé ventajosamente que del ramal entre el elemento de regulación de presión y el elemento de protección se derive una ramificación de descarga con un elemento de limitación de presión con una presión límite regulada previamente o regulable, configurándose el elemento de limitación de presión especialmente como válvula de retroceso precargada por resorte o controlable que se abre en dirección de descarga de presión, como válvula de limitación de presión, como válvula de sobrepresión o de seguridad o como válvula de 2/2 vías. De esta forma se puede desviar una sobrepresión nociva del lado de salida del elemento de regulación de presión para descargarlo.

Con preferencia se prevé una válvula de retroceso que se abre en dirección contraria a la de generación de presión, que puentea la válvula de estrangulación y la válvula de regulación de presión. En este caso una sobrepresión por el lado del cilindro de freno se puede reducir frente a la presión del sistema a través de la válvula de regulación de presión. Esto es especialmente ventajoso en combinación con una válvula de varias vías controlable mediante la cual se puede establecer, aguas arriba de la ramificación hacia la válvula de estrangulación y la válvula de regulación de presión, una conexión a un conducto de descarga. A través de la válvula de retroceso se produce una descarga muy rápida y no estrangulada. La función de la válvula de retroceso también se puede implementar en la válvula de regulación de presión.

La tarea en la que se basa la invención se resuelve además por medio de un dispositivo de frenado hidráulico de un aerogenerador con al menos un cilindro de freno de accionamiento hidráulico y un mecanismo de mando hidráulico según la invención antes descrito, así como con un aerogenerador con un dispositivo de frenado hidráulico según la invención. Ambos presentan las características y ventajas del mecanismo de mando hidráulico antes descrito.

La tarea en la que se basa la invención también se resuelve mediante un procedimiento para frenar un eje de un aerogenerador por medio de al menos un cilindro de freno que en caso de aplicación de una presión hidráulica pasa de una posición abierta a una posición de frenado, produciéndose en caso de inicio de un proceso de frenado y de una baja presión hidráulica en el cilindro de freno la generación de presión en el cilindro de freno en un mecanismo de mando hidráulico según la invención antes descrito con un elevado caudal de líquido hidráulico a través de una válvula de estrangulación o un obturador y un elemento de regulación de presión conectado en paralelo con la válvula de estrangulación y el obturador, hasta que se alcance la presión de cierre, cerrándose el elemento de regulación de presión después de que se supere la presión de cierre, y produciéndose la generación de presión en el cilindro de freno hasta alcanzar una presión de frenado máxima con un caudal más bajo o estrangulado sólo a través de la válvula de estrangulación o el obturador. En el marco de la invención se entiende por posición abierta del cilindro de freno en este sentido un estado en el que el freno está desbloqueado.

En el mecanismo de mando hidráulico según la invención el caudal elevado de líquido hidráulico que actúa en primer lugar se encarga de que el hueco de frenado se supere rápidamente y que el tiempo muerto se reduzca, mientras que la reducción del caudal por parte de la válvula de estrangulación y del obturador se encarga de que después del cierre del elemento de regulación de presión se mantenga la curva de frenado conocida y de que no se produzcan sobrecargas del aerogenerador.

La presión de cierre se elige ventajosamente de manera que un hueco de frenado entre una pastilla de freno del cilindro de freno y un disco de freno se supere cuando se alcanza la presión de cierre, encontrándose un momento de frenado producido al alcanzar la presión de cierre y la consiguiente deceleración de un rotor del aerogenerador dentro de los límites de carga preestablecidos del aerogenerador. En otras variantes ventajosamente perfeccionadas se prevé la modulación de la curva de frenado en la gama de baja presión, para lo que se instala una conexión paralela de varios conductos de derivación y elementos de regulación de presión con diferentes presiones de cierre. En la gama de presión superior la curva de frenado se aplan ventajosamente previendo un depósito, especialmente un dispositivo de tensión de gas, aguas debajo de una válvula de estrangulación.

En una variante preferida se prevé que la presión de cierre de la válvula de regulación de presión configurada como elemento de regulación de presión se ajuste previamente o se ajuste mayor o menor o igual a una presión mínima, especialmente del depósito, en dependencia entre sí con una diferencia de presión predeterminada o predeterminable.

Las características, propiedades y ventajas indicadas en relación con los distintos objetos de invención, es decir, en relación con el mecanismo de mando, el sistema de frenado, el aerogenerador y el procedimiento, también tienen validez ilimitada para los demás objetos de la invención.

La invención se describe a continuación sin limitación a la idea general de la invención a la vista de ejemplos de realización y con referencia a los dibujos, señalándose expresamente dichos dibujos en relación con todos los detalles según la invención no explicados específicamente en el texto. Se ve en la:

Figura 1 una representación a modo de diagrama de un mecanismo de mando hidráulico según la invención;

Figura 2 una representación a modo de diagrama de otra variante de un mecanismo de mando según la invención;

Figura 3 una representación a modo de diagrama de un detalle de un mecanismo de mando según la invención alternativo;

5 Figura 4 una representación esquemática del desarrollo en el tiempo del caudal con un mecanismo de mando según la invención y

Figura 5 una representación esquemática del desarrollo en el tiempo de la presión de frenado con un mecanismo de mando según la invención.

10 En las siguientes figuras los elementos iguales o similares o las piezas correspondientes se identifican respectivamente con las mismas referencias, por lo que se prescinde de una nueva presentación.

En la figura 1 se muestra esquemáticamente a modo de diagrama una forma de realización de un mecanismo de mando hidráulico 1 según la invención. El mecanismo de mando 1 se representa por medio de una línea de puntos y rayas como unidad funcional. Sin embargo, los componentes mostrados en el mismo se tienen que montar en una carcasa común.

15 El mecanismo de mando hidráulico 1 se une o se puede unir en un circuito del sistema hidráulico identificado con la letra P y no representado en detalle a una conexión 5, desde el cual un conducto de control 10 se extiende hasta una conexión 6 ("A") para cilindros de freno hidráulicos 2. También se representa un cilindro de freno hidráulico 2. Una pastilla de freno del cilindro de freno 2 actúa sobre un disco de freno 3 en un eje 4 del sistema de propulsión de un aerogenerador. Entre la pastilla de freno del cilindro de freno 2 y el disco de freno 3 se abre un hueco de frenado. 20 Por lo tanto, el cilindro de freno 2 se encuentra en una posición en la que el eje 4 y el sistema de propulsión pueden girar libremente.

En el mecanismo de mando hidráulico se dispone en el conducto de control 10, aguas abajo de la conexión 5, en primer lugar una válvula de bloqueo 11 accionable por medio de una bobina de control 12. En estado de funcionamiento normal del aerogenerador, se desconecta mediante la válvula de bloqueo 11 el paso del conducto de control 10 y el cilindro de frenado 2 del circuito del sistema P, con lo que no está sin presión. Tan pronto se genere una señal de frenado, la válvula de bloqueo 11 se coloca por medio de la bobina de control 12 en la posición de paso. La válvula de bloqueo 11 también se configura normalmente como válvula de 2/2 vías.

25 Cuando la válvula de bloqueo 11 está abierta, el líquido hidráulico fluye por la válvula de bloqueo 11 hacia la parte aguas abajo del conducto de control 10 y llega a una ramificación en la que se separa un conducto de derivación 14 del conducto de control 10.

En el propio conducto de control 10 se dispone, aguas abajo de la ramificación, una válvula de estrangulación 13 que también se puede sustituir por un obturador y que limita o estrangula el caudal de líquido hidráulico, por lo que se ajusta una curva de frenado plana para el cilindro de freno 2. Así se evita en caso de frenado la actuación de fuerzas excesivas sobre el aerogenerador y sus componentes. El conducto de derivación 14 vuelve a desembocar aguas abajo de la válvula de estrangulación 13 en el conducto de control 10.

35 En el conducto de ramificación 14 se dispone una válvula de regulación de presión 15, conectada por lo tanto en paralelo con la válvula de estrangulación 13. La válvula de regulación de presión 15 se pretensa por resorte y en estado no cargado permite el paso del líquido hidráulico. La sección transversal del orificio en la válvula de regulación de presión 15 es claramente mayor que la sección transversal de la válvula de estrangulación 13, por lo que en caso de baja presión, es decir, en estado no cargado de la válvula de regulación de presión 15, es posible que un gran caudal llegue, como suma de los caudales, a través de la válvula de regulación de presión 15 y de la válvula de estrangulación 13 al cilindro de freno 2. De este modo se supera rápidamente el hueco de frenado y se minimiza el tiempo muerto. La válvula de regulación de presión se somete a la presión existente por el lado de salida a través de un conducto de control representado mediante una línea discontinua, con lo que, al superarse una 40 presión de cierre, la válvula de regulación de presión 15 pasa a la posición de cierre. Si esto ocurre, sólo queda abierta la válvula de estrangulación 13 del conducto de control 10, por lo que el caudal se reduce y el posterior apriete del freno resulta más lento que antes. De esta manera se evitan puntas en la sollicitación del aerogenerador y del engranaje.

45 Aguas abajo del punto de desembocadura del conducto de derivación 14 en el conducto de control 10 se separa un primer conducto de descarga 20 del conducto de control 10. En el ejemplo de realización representado en la figura 1 se dispone en el primer conducto de descarga 20 una válvula de bloqueo 21 accionada a través de una bobina de control 22. El primer conducto de descarga 20 desemboca en una conexión 7 para un depósito 8, identificado también con una "T".

55 Igualmente aguas abajo del punto de desembocadura del conducto de derivación 14 en el conducto de control 10 se configura un conducto de distribución 23 hacia un depósito 24 con un dispositivo de tensión de gas. El depósito 24 actúa de manera que al rebasar una presión de depósito mínima se supere la pretensión del dispositivo de tensión de gas y que el líquido hidráulico pueda penetrar en el depósito 24. Al superarse la presión de depósito mínima en el conducto de control 10 o en el conducto de distribución 23 el depósito 24 sirve de tampón, con lo que, por una parte,

se aplanan la curva de frenado y, por otra parte, se compensan las variaciones de presión en el conducto de control 10.

Las conexiones 5, 6 y 7 al circuito del sistema P, circuito de frenado A y depósito de descarga T son, en el marco de la invención, conexiones de cualquier tipo que pueden representar, por ejemplo, un tubo de salida en un depósito, una conexión entre un conducto y un cilindro de freno o un conducto de conexión al circuito hidráulico del sistema. Por lo tanto, el término de "conexión" debe interpretarse según la invención en un sentido muy amplio.

En la figura 2 se representa una versión alternativa del mecanismo de mando hidráulico 1 según la figura 1. A diferencia del mecanismo de mando 1 según la figura 1, se trata en el caso de la válvula de regulación de presión 15 de una válvula que por el lado de salida no se concibe para soportar la máxima presión de frenado. Por esta razón se prevé en el desarrollo del conducto de derivación 14, antes de la desembocadura en el conducto de control 10, una válvula de retroceso 16 que impide que como consecuencia de la válvula de estrangulación 13 se aplique una presión aún mayor en el conducto de control 10 a la salida de la válvula de regulación de presión 15. La presión a la salida de la válvula de regulación de presión 15 se mantiene por lo tanto, de forma ideal, al valor de la presión de cierre.

Para el caso de que exista una fuga a través de la válvula de retroceso 16 y que de este modo la presión por el lado de salida de la válvula de regulación de presión 15 aumente lentamente, se separa entre la válvula de regulación de presión 15 y la válvula de retroceso 16 un conducto de descarga 17 en el que se dispone una válvula de limitación de presión 18 que, al superarse una presión de seguridad admisible de la válvula de regulación de presión 15 se abre, restableciendo por medio de la purga de líquido hidráulico la presión admisible entre la válvula de regulación de presión 15 y la válvula de retroceso 16. El conducto de descarga derivado 17 conduce en una conexión 7 a un depósito 8. En estado normal la válvula de limitación de presión 18 está pretensada por resorte en una posición cerrada, es decir, el líquido hidráulico no pasa. La válvula de limitación de presión 18 se somete a través de un conducto de control, indicado por medio de una línea discontinua, a la presión existente por el lado de entrada. Cuando la presión registrada por el lado de entrada de la válvula de limitación de presión 18 supera un valor umbral, la válvula de limitación de presión 18 se mueve en contra de la pretensión de resorte a una posición de paso, por lo que el líquido hidráulico puede salir a través de la válvula de limitación de presión 18.

Los demás componentes del mecanismo de mando hidráulico 1 según la figura 2 corresponden a los de la figura 1.

En la figura 3 se representa esquemáticamente a modo de diagrama otro mecanismo de mando hidráulico según la invención. La parte situada aguas arriba de la ramificación entre el conducto de control 10 y el conducto de derivación 14 comprende en este caso, en lugar de una válvula de bloqueo 11 controlable según la figura 1 y la figura 2, una válvula de 3/2 vías 31 que en su posición precargada por resorte y no activada permite el paso de líquido hidráulico desde la conexión 5 para el circuito hidráulico del sistema P al otro conducto de control 10, mientras que una segunda entrada unida a un segundo conducto de descarga 32, que desemboca en una conexión 7 para un depósito T, está bloqueado. Cuando se aplica una señal para la activación de la válvula de 3/2 vías 31, la misma pasa a la segunda posición en la que la parte aguas abajo del conducto de control 10 y todos los demás componentes posteriores se unen al segundo conducto de descarga 32. De este modo el mecanismo de mando hidráulico se descarga aguas debajo de la válvula de 3/2 vías 31, al igual que el cilindro de freno 2. En esta posición de conmutación el conducto de control 10 procedente del circuito hidráulico del sistema se determina en la válvula de 3/2 vías. No se produce ninguna descarga por el otro lado de la válvula de estrangulación 13 y de la válvula de limitación de presión 15, como en las figuras 1 ó 2.

Este tipo de descarga se puede emplear de forma especialmente ventajosa cuando la válvula de estrangulación 13 es lo suficientemente grande como para que una purga de los conductos del mecanismo de mando 1 y del cilindro de freno 2 se pueda producir con rapidez. Adicional o alternativamente se prevé en un conducto de puenteo 25 una válvula de retroceso 26 que puentea la válvula de limitación de presión 15 en dirección al depósito. Por consiguiente, el vaciado se produce con rapidez, independientemente del tamaño de la válvula de estrangulación 13. Este puenteo también se puede implementar en la válvula de regulación de presión 15.

En la figura 4 se representa esquemáticamente el desarrollo en el tiempo del caudal de líquido hidráulico al iniciar un proceso de frenado. Una señal de frenado se produce en el momento  $t_0$ . En este momento se abre una válvula de bloqueo 11, por ejemplo en caso del mecanismo de mando hidráulico 1 según la figura 1. El líquido hidráulico pasa por la válvula de bloqueo 11 y el conducto de control 10, tanto a través de la válvula de estrangulación 13 como a través de la válvula de regulación de presión 15 abierta. Por lo tanto el caudal es muy elevado y alcanza al principio un valor  $V_{m\acute{a}x}$ . Dado que en el mecanismo de mando 1 y en el cilindro de freno 2 se genera cierta presión, el caudal disminuye al principio ligeramente.

Justo antes del momento  $t_L$  la pastilla de freno entra en contacto con el disco de freno 3, con lo que la presión en el conducto de control 10 aumenta mucho y muy rápidamente. Como consecuencia se supera la presión de cierre de la válvula de regulación de presión 15, por lo que ésta se cierra en el momento  $t_L$ . Debido al cierre de la válvula de regulación de presión 15 el caudal se reduce rápidamente a una fracción de su valor anterior, aproximadamente a un valor  $V_L$  correspondiente al caudal a través de la válvula de estrangulación 13.

La curva describe el caso en el que la presión de cierre de la válvula de regulación de presión 15 se ajusta a la misma presión que la presión de apertura o la presión mínima  $P_{Sp}$  del depósito 24. El depósito 24 se abre también en el momento  $t_L$ . A causa de la presión que sigue subiendo en el cilindro de freno 2, en las secciones del conducto

de control 10 que conducen al mismo así como en el depósito 24, el caudal sigue disminuyendo a continuación ligeramente hasta alcanzar una presión de frenado máxima. En este punto el caudal queda completamente interrumpido. Este momento se identifica con  $t_{m\acute{a}x}$ .

5 A efectos de comparación, el desarrollo del caudal se representa de forma discontinua para el caso normal de que se emplee una válvula de estrangulación 13 no puenteada por una válvula de regulación de presión 15. En este caso existe desde el momento  $t'_0$  un caudal menor. Las superficies por debajo de la curva discontinua, que a partir del momento  $t_L$  sigue la línea continua, y la curva de línea continua son iguales. Al iniciarse un proceso de frenado se consigue por lo tanto, según la invención, un ahorro de tiempo de la diferencia  $t_0 - t'_0$ .

10 La curva mostrada en la figura 4 se ha de entender como dibujo de principio, dado que únicamente representa el principio sin haber sido trazada a escala.

15 En los casos no representados de que la presión de cierre de la válvula de regulación de presión 25 rebasara la presión de depósito mínima o no la alcanzara, se produciría un aplanamiento general de la curva en el momento en el que se rebasa la presión de depósito mínima. Dado que la cantidad total de líquido hidráulico en el momento  $t_{m\acute{a}x}$  sólo depende de la máxima presión de frenado y del volumen existente en el sistema, la superficie integral por debajo de las curvas correspondientes del diagrama según la figura 4 es igual, independientemente de la presión de depósito mínima  $P_{Sp}$ .

En la figura 5 se representa esquemáticamente, también como representación de principio no a escala, el desarrollo de la presión de frenado  $P_B$  como función del tiempo.

20 A efectos de comparación el desarrollo de presión de un sistema hidráulico conocido se representa de forma discontinua, fluyendo el líquido hidráulico exclusivamente a través de una válvula de estrangulación hacia un cilindro de freno. La señal de frenado se genera en el momento  $t'_0$ . A causa de la fuerte limitación del caudal pasa un tiempo relativamente largo antes de que una pastilla de freno entre en contacto con un disco de freno y la presión suba. Debido a la estrangulación del caudal la presión de frenado sólo sube lentamente.

25 En el caso del sistema hidráulico según la invención se representan tres casos. En un primer caso la presión de depósito mínima  $P_{Sp}$  coincide con la presión de cierre de la válvula de regulación de presión 15. En el momento  $t_0$  se genera una señal de frenado. En este momento se abre la válvula de bloqueo 11 y el líquido hidráulico fluye a través de la válvula de bloqueo 11 hacia el conducto de control 10 y a los componentes posteriores. Dado que esto ocurre con un caudal grande, tanto a través de la válvula de estrangulación 13 como a través de la válvula de regulación de presión 15, se produce una rápida generación de presión hasta una presión de cierre  $P_S$  de la válvula de regulación de presión (15) que se alcanza en el momento  $t_L$  en el punto 41.

30 En el momento  $t_L$  el cilindro de freno 2 o la pastilla de freno activada sólo entran ligeramente en contacto con el disco de freno 3. Sin embargo, aún no se ha generado un momento de frenado fuerte que pudiera aplicar una carga fuerte al engranaje o al aerogenerador. Después la curva de generación de presión se aplanan considerablemente, dado que la válvula de regulación de presión 15 se cierra y el depósito 24 se abre. Por consiguiente, en este desarrollo tampoco se producen cargas inadmisiblemente elevadas.

35 En el segundo caso, en el que la presión de depósito mínima es inferior a la presión de cierre de la válvula de regulación de presión 15, el depósito 24 ya se abre en el punto 42, después de lo cual el desarrollo de la curva se aplanan y queda por debajo de la del primer caso. La presión de cierre de la válvula de regulación de presión 15 en el punto 43 también se alcanza más tarde, aplanándose la curva después todavía más.

40 En el tercer caso la presión de depósito mínima rebasa la presión de cierre de la válvula de regulación de presión 15. El aumento de presión corresponde hasta el punto 41 en el momento  $t_L$  al de la primera curva. Después la curva se aplanan debido al cierre de la válvula de regulación de presión 15. Puesto que el depósito 24 aún no se ha abierto, el aplanamiento es menor que en el primer caso. Sólo en el punto 44 se alcanza la presión de depósito mínima, el depósito se abre y la curva se sigue aplanando.

45 Por lo tanto, en el primer caso se regula un proceso de frenado medio, en el segundo caso uno más suave y en el tercer caso uno más duro.

50 En comparación con el desarrollo de la curva discontinua sin válvula de regulación de presión 15 se produce una diferencia entre  $t'_0$  y  $t_0$  que representa el tiempo muerto que se ahorra. Esto da lugar a que la reacción con el mecanismo de mando 1 según la invención también es espontánea en caso de un accionamiento de emergencia. Se evita además el riesgo de que los frenos muestren un comportamiento más lento que el que se hubiera tomado como base en los cálculos de diseño. Así se evitan, por otra parte, cargas inesperadas.

55 Todas las características, también las que se deducen a la vista de los dibujos así como algunas de las características reveladas en combinación con otras características, se consideran por sí solas y en combinación como esenciales para la invención.

Lista de referencias

- 1 Mecanismo de mando hidráulico



## ES 2 627 612 T3

	2	Cilindro de freno
	3	Disco de freno
	4	Eje
	5	Conexión para circuito hidráulico del sistema
5	6	Conexión para cilindros de freno hidráulicos
	7	Conexión para depósito
	8	Depósito
	10	Conducto de control
	11	Válvula de bloqueo
10	12	Bobina de control
	13	Válvula de estrangulación
	14	Conducto de derivación
	15	Válvula de regulación de presión
	16	Válvula de retroceso
15	17	Conducto de descarga de derivación
	18	Válvula de limitación de presión
	20	Primer conducto de descarga
	21	Válvula de bloqueo
	22	Bobina de control
20	23	Conducto de distribución
	24	Depósito con dispositivo de tensión de gas
	25	Conducto de puenteo
	26	Válvula de retroceso
	31	Válvula de 3/2 vías
25	32	Segundo conducto de descarga
	41	$P_S = P_{Sp}$
	42	$P_{Sp}$ , si $P_S > P_{Sp}$
	43	$P_S$ , si $P_S > P_{Sp}$
	44	$P_{Sp}$ , si $P_S > P_{Sp}$
30	A	Circuito de trabajo
	P	Circuito del sistema
	$P_B$	Presión de frenado
	$P_S$	Presión de cierre
	$P_{Sp}$	Presión de depósito mínima
35	$P_{m\acute{a}x}$	Presión de frenado máxima
	T	Depósito
	$t_0, t_0'$	Momento de inicio
	$t_L$	Momento de alcance de presión de cierre
	$t_{max}$	Momento de alcance de la máxima presión de frenado
40	$V_{hyd}$	Caudal líquido hidráulico
	$V_L$	Caudal estrangulado
	$V_{m\acute{a}x}$	Caudal a través de la válvula de estrangulación y del conducto de derivación

## REIVINDICACIONES

1. Mecanismo de mando hidráulico (1) para un dispositivo de frenado de un aerogenerador que comprende un conducto de control hidráulico (10) que se extiende desde una conexión (5) para un circuito hidráulico del sistema (P) de un aerogenerador hasta una conexión (6) para al menos un cilindro de freno (2) de un dispositivo de frenado, disponiéndose en el conducto de control (10) al menos una válvula de estrangulación (13) o un obturador, caracterizado por que se prevé al menos un conducto de derivación (14) con un elemento de regulación de presión (15) que, puenteando la válvula de estrangulación (13) o el obturador, se separa en dirección de generación de presión hacia el al menos un cilindro de freno (2) aguas arriba de la válvula de estrangulación (13) o del obturador del conducto de control (10) y que aguas debajo de la válvula de estrangulación (13) o del obturador vuelve a desembocar en el conducto de control (10), cerrándose el elemento de regulación de presión (15) que en caso de baja presión por el lado de salida está abierto, cuando la presión existente en el elemento de regulación de presión (15) por el lado de salida del elemento de regulación de presión (15) de la parte aguas abajo del conducto de derivación (14) rebasa una presión de cierre ( $P_s$ ) preajustada o preajutable, permitiendo el elemento de regulación de presión (15) conectado en paralelo con la válvula de estrangulación (13) o con el obturador, después de la transmisión de una orden de frenado y hasta alcanzar una presión de cierre, un caudal de líquido hidráulico considerablemente mayor para la generación de presión en el cilindro de freno (2) que la válvula de estrangulación (13) o el obturador.
2. Mecanismo de mando hidráulico (1) según la reivindicación 1, caracterizado por que se prevén varios conductos de derivación (14) paralelos con varios elementos de regulación de presión (15) ajustados previamente o ajustables respectivamente a presiones de cierre ( $P_s$ ) iguales o diferentes.
3. Mecanismo de mando hidráulico (1) según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado por que el al menos un elemento de regulación de presión (15) se configura como válvula de regulación de presión (15) o como válvula de varias vías controlada, especialmente como válvula de 2/2 vías, cuyo estado abierto varía al rebasarse o no alcanzarse la presión de cierre, como válvula de reducción de presión o como válvula proporcional, cuyo orificios se cierra en dependencia de la presión que se registra por el lado de salida en el elemento de regulación de presión (15) a través de una gama de presión previamente ajustada o ajustable hasta alcanzar la presión de cierre ( $P_s$ ).
4. Mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado por que el conducto de control (10) se puede bloquear aguas arriba del conducto de derivación (14) aguas arriba por medio de un elemento de bloqueo controlable (11, 31).
5. Mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado por que aguas debajo de la unión aguas abajo del conducto de derivación (14) al conducto de control (10) se separa un primer conducto de descarga (20) con un elemento de descarga (21), configurándose el elemento de descarga (21) como válvula de bloqueo (21) controlable, como válvula de varias vías, especialmente como válvula de 2/2 vías, como válvula de limitación de presión, como válvula de sobrepresión o como válvula de seguridad.
6. Mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado por que en el conducto de control (10), aguas arriba de la ramificación aguas arriba del conducto de derivación (14), se dispone una válvula de varias vías, especialmente una válvula de 3/2 vías (31), por medio de la cual la parte aguas abajo del conducto de control (10) se puede conectar alternativamente a la conexión (5) para un circuito hidráulico del sistema (P) y a un segundo conducto de descarga (32).
7. Mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado por que aguas debajo de la conexión aguas abajo del conducto de derivación (14) al conducto de control (10) se separa un conducto de distribución (23) desde el conducto de control (10) a un depósito (24) que presenta especialmente un dispositivo de tensión de gas, llenándose o vaciándose el depósito (24) mientras que la presión registrada en el conducto de distribución (23) del depósito (24) rebasa una presión de depósito mínima ( $P_{sp}$ ) y el depósito (24) está inactivo, si no se alcanza la presión de depósito mínima ( $P_{sp}$ ) en el conducto de distribución (23).
8. Mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado por que el conducto de derivación (14) presenta aguas debajo del elemento de regulación de presión (15) un elemento de protección (16) en forma de válvula de retroceso (16) que se abre en dirección de generación de presión o de elemento de bloqueo controlable, bloqueando el elemento de protección el paso cuando en la salida aguas abajo del elemento de regulación de presión (15) se registra una presión que rebasa una presión de seguridad para la que se ha concebido el elemento de regulación de presión (15) o cuando la presión existente aguas abajo del elemento de protección (16) rebasa la presión existente aguas arriba del elemento de protección (16).
9. Mecanismo de mando hidráulico (1) según la reivindicación 8, caracterizado por que del conducto de derivación (14) se separa entre el elemento de regulación de presión (15) y el elemento de protección (16) un conducto de descarga de derivación (17) con un elemento de limitación de presión (18) con una presión límite preajustada o ajustable, configurándose el elemento de limitación de presión (18) como válvula de retroceso precargada por

resorte o controlada que se abre en dirección de descarga de presión, como válvula de limitación de presión (18) preajustada, ajustable o controlable, como válvula de sobrepresión o seguridad o como válvula de bloqueo controlable o como válvula de varias vías, especialmente como válvula de 2/2 vías.

- 5 10. Mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizado por que se prevé una válvula de retroceso (26) que se abre en dirección contraria a la de generación de presión y que puentea la válvula de estrangulación (13) y la válvula de regulación de presión (15).
- 10 11. Mecanismo de mando hidráulico de un aerogenerador con al menos un cilindro de freno de accionamiento hidráulico y con un mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 10.
12. Aerogenerador con un dispositivo de frenado hidráulico según la reivindicación 11.
- 15 13. Procedimiento para el frenado de un eje (4) de un aerogenerador por medio de al menos un cilindro de freno (2), que al aplicar una presión hidráulica se puede llevar de una posición abierta a una posición de frenado, produciéndose en caso de inicio de un proceso de frenado y de una presión hidráulica baja ( $P_b$ ) en el cilindro de freno (2) la generación de presión en el cilindro de freno (2) en un mecanismo de mando hidráulico (1) según una de las reivindicaciones 1 a 11 con un caudal elevado de líquido hidráulico a través de la válvula de estrangulación (13) o de un obturador y un elemento de regulación de presión (15) conectado en paralelo con la válvula de estrangulación (13) o del obturador del mecanismo de mando (1) hasta alcanzarse la presión de cierre ( $P_s$ ), cerrándose el elemento de regulación de presión (15) del mecanismo de mando (1) después de superar la presión de cierre ( $P_s$ ) y produciéndose la generación de presión en el cilindro de freno (2) hasta alcanzar una presión de frenado máxima ( $P_{m\acute{a}x}$ ) con un caudal ( $V_L$ ) más reducido o estrangulado únicamente a través de la válvula de estrangulación (13) o del obturador.
- 20 25 14. Procedimiento según la reivindicación 13, caracterizado por que la presión de cierre ( $P_s$ ) se elige de manera que se supere un hueco de frenado entre una pastilla de freno del cilindro de freno (2) y un disco de freno (3) cuando se alcanza la presión de cierre ( $P_s$ ), encontrándose un momento de frenado alcanzado al llegar a la presión de cierre ( $P_s$ ) y la consiguiente deceleración conseguida de un rotor del aerogenerador dentro de límites de carga preestablecidos del aerogenerador.
- 30 35 15. Procedimiento según la reivindicación 13 ó 14, caracterizado por que la presión de cierre ( $P_s$ ) de la válvula de regulación de presión (15) y una presión de depósito mínima ( $P_{Sp}$ ) se ajusta previamente o se ajusta en dependencia la una de la otra con una diferencia de presión predeterminada o predeterminable.

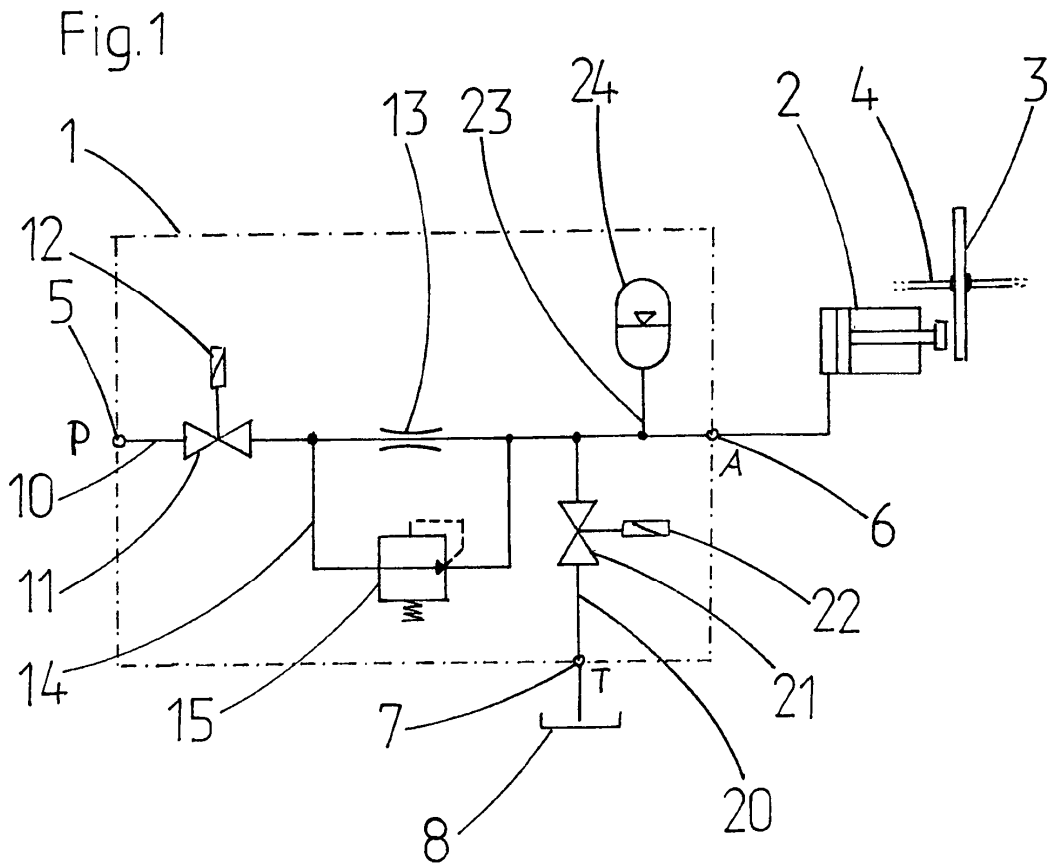
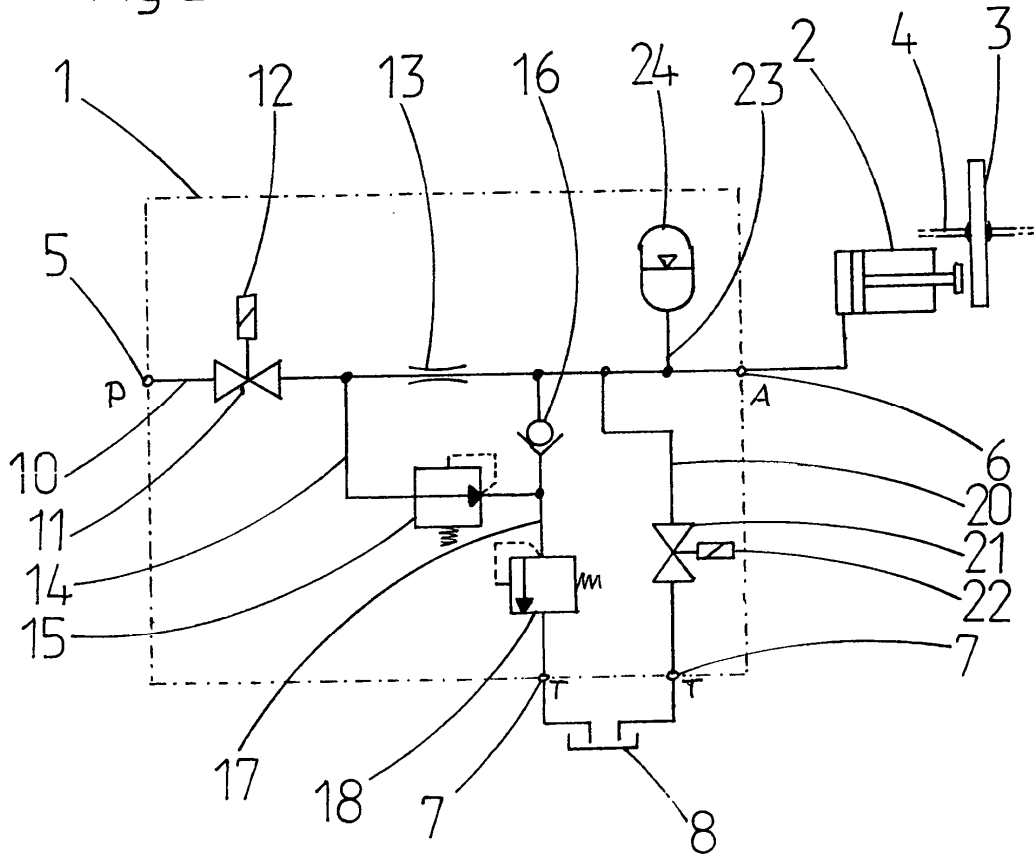


Fig. 2



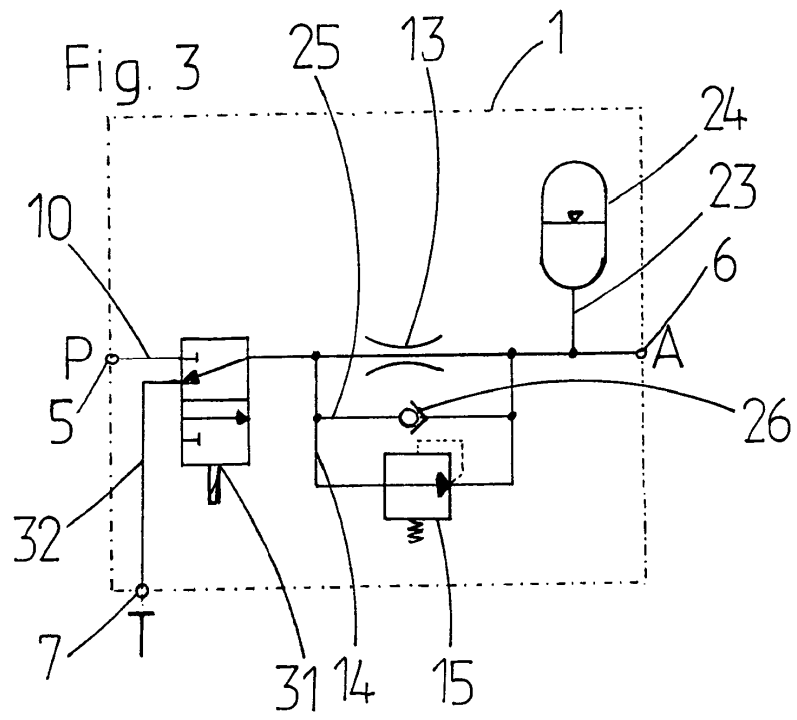


Fig. 4

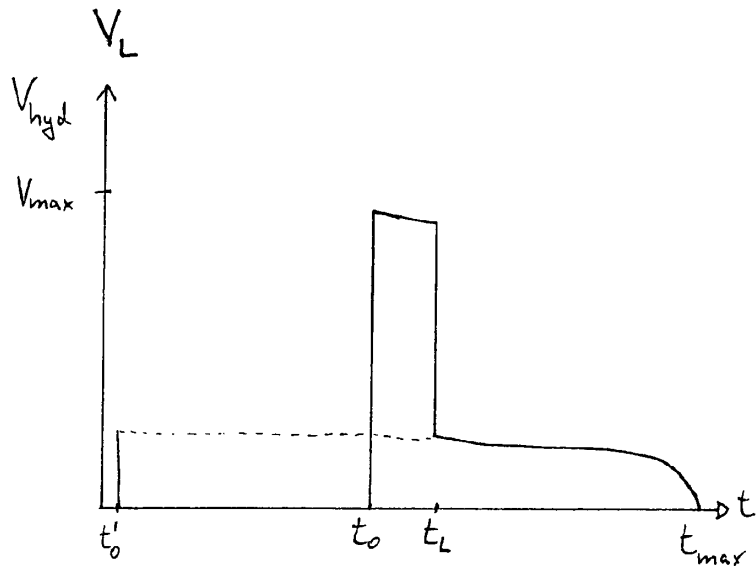


Fig. 5

