(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 693 422**

(51) Int. Cl.:

B30B 15/16 (2006.01)
F15B 11/17 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **21.08.2009** **E 13005011 (5)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **02.05.2018** **EP 2732959**

(54) Título: **Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión para y con un consumidor, en particular para prensas hidráulicas, así como procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un consumidor**

(30) Prioridad:

21.08.2008 DE 102008039011

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
11.12.2018

(73) Titular/es:

MAE MASCHINEN- UND APPARATEBAU GÖTZEN GMBH & CO. KG (100.0%)
Steinhof 65
40699 Erkrath, DE

(72) Inventor/es:

MITZE, MANFRED

(74) Agente/Representante:

FERNÁNDEZ-VEGA FEIJOO, María Covadonga

ES 2 693 422 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

Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión para y con un consumidor, en particular para prensas hidráulicas, así como procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un consumidor

Campo de la invención

La invención se refiere a una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión con las características del preámbulo de la reivindicación 1. Por tanto, la disposición de accionamiento presenta un consumidor con dos cámaras de presión que actúan de manera opuesta, de las que una se abastece a través de un primer conducto presurizado y una disposición de bombas y la otra se abastece a través de un segundo conducto presurizado y la disposición de bombas con medio de presión, para hacer funcionar por ejemplo un consumidor en forma de una unidad de pistón/cilindro en una carrera de trabajo y recuperarlo en una carrera de retorno a la posición de partida. La invención se refiere además a un procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un consumidor según las características del preámbulo de la reivindicación 12.

Antecedentes técnicos

Las conmutaciones para el control del movimiento de consumidores hidráulicos, tal como cilindros diferenciales, se implementan hoy en día mayoritariamente de tal manera que una bomba de trabajo se acciona de manera continua por un motor asíncrono. El aceite hidráulico transportado fluye a una válvula de vías, en cuya posición de reposo (estado cerrado) el aceite hidráulico que transporta la bomba circula de vuelta sin presión al tanque de reserva. Si el pistón de la unidad de pistón/cilindro debe desplegarse, entonces se conmuta la válvula de vías de control a una primera posición de trabajo, en la que el aceite hidráulico circula a la primera cámara de presión (cámara de pistón) del cilindro de trabajo, de modo que se despliega la biela. El aceite desplazado en la cámara de presión opuesta a la cámara de pistón con respecto al pistón (espacio anular alrededor de la biela de la unidad de pistón/cilindro) fluye a través de la válvula de vías de vuelta al tanque. Para el viaje de vuelta del pistón de trabajo se pasa la válvula de vías a una segunda posición de trabajo, en la que el aceite hidráulico transportado por la bomba de trabajo se transporta al espacio anular de la unidad de pistón/cilindro en lugar de a la cámara de pistón, mientras que la cámara de pistón ahora está conectada a través del conducto de retorno con el tanque de aceite hidráulico. Una válvula de limitación de presión limita la presión del sistema a la medida admisible. En el caso de superar la presión límite puede fluir aceite hidráulico sin presión al tanque.

Las disposiciones de accionamiento según este concepto se han implementado en un gran número y funcionan de manera fiable y segura. Sin embargo, los controles tienen también desventajas considerables:

- en pausas de reposo del sistema, el motor de accionamiento que se hace funcionar eléctricamente sigue siempre en marcha y consume energía;

- si el pistón de trabajo debe realizar un trabajo, entonces aumenta la presión del sistema y el aceite hidráulico se comprime aproximadamente el 1%. Al cambiar a la carrera de retorno se transforma la energía almacenada previamente en el aceite hidráulico sin utilidad en calor, que calienta el aceite y no puede recuperarse;

- si con el sistema debe posicionarse exactamente un pistón, entonces se utilizan por regla general válvulas proporcionales que pueden activarse gradualmente o, con menor frecuencia, bombas complejas con una corriente de transporte regulable. En el primer caso se destruye a su vez energía al estrangular la corriente de aceite; en el segundo caso es necesario un esfuerzo constructivo considerable.

Con la aparición de motores eléctricos más eficientes, que deben controlarse con una velocidad y un sentido variables mediante convertidores correspondientes se modificó radicalmente el concepto básico descrito anteriormente. La bomba de trabajo está conectada ahora sin válvula de conmutación con la cámara de pistón de una unidad de pistón/cilindro. El motor de accionamiento eléctrico de la bomba puede parametrizarse libremente a través de un control de convertidor con respecto a la velocidad y el sentido de giro hasta la parada. La corriente de aceite transportada por la bomba de trabajo se comporta de manera aproximadamente proporcional al número de revoluciones del motor. De esta manera puede influirse libremente en la corriente de aceite hidráulico y por consiguiente también en el movimiento del pistón. El lado de espacio anular del pistón está conectado con un acumulador, cuya presión está ajustada algo más alta que la contrapresión necesaria para superar las pérdidas por fricción y la gravedad del pistón y posibles masas acopladas. La posición real de la biela se transmite a través de un sensor de recorrido al dispositivo de control. En las fases de parada del consumidor, el motor de accionamiento eléctrico está en reposo y no se transporta nada de aceite hidráulico y con ello no se desencadena ningún movimiento del pistón. Si debe desplegarse el pistón de trabajo, entonces el motor de accionamiento eléctrico empieza a rotar, el aceite hidráulico fluye a la cámara de pistón y la biela se despliega. El volumen de aceite hidráulico de lado del espacio anular fluye al acumulador y eleva ligeramente su presión. Tras alcanzar la posición de pistón deseada, el motor de accionamiento eléctrico se para de nuevo a través de una activación correspondiente y se mantiene la posición del pistón. La capacidad del sistema para el control angular exacto del motor de

accionamiento eléctrico posibilita un posicionamiento muy exacto del pistón de trabajo. Las posiciones teóricas se alcanzan y se mantienen con una presión completa con una precisión de hasta 1 m sin pérdidas por estrangulamiento.

Para la carrera de retorno del pistón se cambia ahora el sentido de giro del motor de accionamiento eléctrico. La energía acumulada en el aceite hidráulico comprimido en el acumulador respalda por un lado la aceleración del motor de accionamiento eléctrico en el sentido contrario, por otro lado puede transformarse la energía de compresión en exceso mediante la acción generatriz del motor de accionamiento eléctrico en energía eléctrica y o bien se acumula electrónicamente en condensadores de los convertidores o bien también se alimenta de vuelta a la red eléctrica. Esta disposición de accionamiento hidráulico con acumulador de presión tiene muchas ventajas con respecto a las disposiciones de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión del tipo descrito anteriormente, tal como una alta eficiencia total, una estructura de sistema muy sencilla, una carga térmica muy reducida del aceite hidráulico y una menor emisión de ruido por el número de revoluciones variable del motor de accionamiento. Una disposición de accionamiento hidráulico con acumulador de presión de este tipo se conoce por el documento DE 103 29 067 A1 o por el documento US 6.379.119 A. Una disposición hidráulica similar se conoce también por el documento JP 2001 090704 A. Con esta disposición de accionamiento hidráulico conocida se han implementado ya muchas aplicaciones. Los límites se alcanzan, por un lado, cuando las cargas acopladas o las fuerzas de retirada del proceso son tan grandes que las presiones reducidas según el principio del acumulador no son suficientes para una carrera de retorno del pistón o bien el diámetro de cilindro y/o la carrera del pistón son tan grandes que el volumen del acumulador aumenta por encima de una medida justificable económicamente. Este es el caso, por ejemplo, en las máquinas de trabajo hidráulicas con fuerzas por encima de aproximadamente 4000 kN y/o carreras por encima de aproximadamente 700 mm. (Sin embargo, precisamente en cilindros grandes, la ventaja energética sería especialmente significativa).

Un dispositivo de accionamiento hidráulico en el que el acumulador o el acumulador de presión pasivo está sustituido por un componente neumático activo puede deducirse de la publicación JP 2001-2 14 903 A. En esta se propone para mejorar la capacidad de control y la precisión del dispositivo, conectar cada cámara de presión de una unidad de pistón/cilindro con una unidad de motor/bomba propia, regulada independientemente, para la aplicación de presión. De esta manera puede evitarse la incorporación de válvulas a los conductos presurizados.

Igualmente trabaja con dos bombas un dispositivo para la protección contra caídas de cargas elevadas hidráulicamente según el documento JP 08-0 14 208 A. A este respecto, el sistema hidráulico controla la carrera y la carrera de retorno de una unidad de pistón/cilindro con una primera bomba y una válvula de múltiples vías convencional. La función de la válvula de vías consiste en cambiar entre el sentido de carrera y el de carrera de retorno. Cuando la carga empieza a descender lentamente en la posición neutra de la válvula de vías en el caso de la parada del pistón debido a efectos de compresión asistidos por fugas o térmicamente y una disminución de presión asociada con ello en los conductos presurizados, se conecta a esto la segunda bomba para la estabilización posicional de la carga.

Una unidad de pistón/cilindro que se hace funcionar hidráulicamente, en la que la cámara de pistón y el espacio anular se abastecen en cada caso por una bomba y en cada caso por una válvula de vías, puede deducirse del documento DE 40 30 950 A1. En el dispositivo de control descrito en el mismo puede cambiarse opcionalmente entre una función de carrera o de carrera de retorno mediante el funcionamiento de válvulas de múltiples vías. Además, además de la función “carrera de retorno” puede superponerse de manera dirigida, por ejemplo, una función de carrera.

Según el documento WO 02104 820 A1 se prevé un dispositivo de accionamiento con dos bombas, que se hacen funcionar por uno o dos motores con velocidad como sentido de giro variable. El/los motor(es) no trabaja(n) de manera continua sino solamente cuando debe moverse la unidad de pistón/cilindro, con lo que en principio no son necesarias válvulas de vías en los conductos presurizados para invertir el sentido de presión. Únicamente para la limitación de la presión en los conductos presurizados puede estar prevista opcionalmente una disposición de varias válvulas convencionales o alternativamente una válvula de múltiples vías.

Sin embargo, en todo el estado de la técnica expuesto se obtienen en las instalaciones hidráulicas sin acumulador de presión, en particular en el caso de grandes consumidores, además complicaciones cuando por ejemplo deben implementarse carreras o carreras de retorno largas, sin embargo en particular grandes volúmenes de transporte, de grandes consumidores en el menor tiempo posible.

Exposición de la invención

Partiendo de esto, el objetivo de la invención se basa en convertir disposiciones de accionamiento hidráulico con una velocidad y sentido de giro variables prescindiendo de acumuladores de presión en útiles también para grandes consumidores, en particular para prensas hidráulicas con una necesidad de grandes volúmenes de transporte.

Para alcanzar este objetivo y para poder hacer funcionar de manera rápida y precisa consumidores especialmente potentes y/o grandes en disposiciones de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión y poder

implementarlos aun así a costes justificables, se propone una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión con las características de la reivindicación 1. Por tanto, está prevista una disposición de bombas a partir de una bomba de trabajo principal accionada con una velocidad variable para carreras de trabajo y además de una bomba auxiliar accionada con una velocidad variable para carreras de retorno, pudiendo invertirse el sentido de transporte de la bomba auxiliar y estando conectada o pudiendo conectarse hidráulicamente la bomba auxiliar a través de una válvula de vías opcionalmente con la primera y/o la segunda cámara de presión del consumidor. En cuanto a un procedimiento genérico, el objetivo se alcanza mediante las características de la reivindicación 12.

Según un deseo adicional de la invención, se propone una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión con las características de la reivindicación 4, que también tiene importancia inventiva por sí misma, de modo que el solicitante se reserva el derecho de convertir esta solución en el objeto de una solicitud divisionaria. Esta solución prevé que en una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión genérico la disposición de bombas esté compuesta por una bomba de trabajo principal accionada con una velocidad variable para carreras de trabajo y por una bomba auxiliar accionada con una velocidad variable para carreras de retorno, y que esté previsto un dispositivo de control, que controla o regula una contrapresión que debe crearse por la bomba auxiliar, que actúa en contra de la presión en la cámara de trabajo del consumidor, en la cámara de presión asociada a la bomba auxiliar. Se ha mostrado que la bomba auxiliar con la misma corriente volumétrica que la bomba de trabajo principal requiere por ejemplo solo 1/10 de la potencia de la bomba de trabajo principal y que el esfuerzo que se produce por la bomba auxiliar adicional y accionada de manera autónoma es claramente menor que el esfuerzo para un acumulador diseñado de manera correspondiente. A este respecto, se posibilitan también condiciones de espacio y de peso más favorables que en el caso de un acumulador de tamaño adecuado.

De manera opcional o especialmente preferible puede estar previsto implementar conexiones directas sin válvula de conmutación entre la bomba de trabajo principal y la primera cámara de presión o la bomba auxiliar y la segunda cámara de presión del consumidor y con ello evitar los golpes eventualmente peligrosos en el sistema en el caso de usar válvulas de vías en los conductos presurizados.

Para alcanzar velocidades de pistón más elevadas del consumidor, también es posible, en lugar de la bomba de trabajo principal individual, implementar el concepto en sí conocido de una bomba de marcha rápida adicional, en la que el motor de accionamiento eléctrico de la bomba de trabajo principal acciona al mismo tiempo dos bombas de aceite hidráulico, cuya corriente volumétrica combinada permite desplegar el pistón de trabajo más rápidamente. Al alcanzar una determinada presión límite, transmitida a través de un captador de presión en un convertidor, la bomba de marcha rápida puede conectarse mediante la conmutación de una válvula de vías con el tanque de retorno para aceite hidráulico. Entonces solo transporta todavía la segunda bomba. Con ello puede limitarse el momento de giro necesario del motor de accionamiento eléctrico a una medida económicamente razonable.

Otra posibilidad de aplicación de la disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según la invención consiste en combinar la unidad de pistón/cilindro del consumidor con un pistón de marcha rápida en sí conocido y válvulas de llenado, tal como se conocen en sí de controles hidráulicos convencionales. Sin embargo, las válvulas de llenado necesarias con los conductos tubulares necesariamente grandes de los denominados pistones de marcha rápida son comparativamente costosas.

Además, puede estar previsto que entre la bomba de trabajo principal y un motor de accionamiento asociado a la bomba de trabajo principal esté previsto un engranaje mecánico, en particular un engranaje multiplicador. De este modo puede variarse la velocidad de la bomba de trabajo principal con respecto a la velocidad del motor de accionamiento asociado a la bomba de trabajo principal. Mediante el engranaje mecánico intercalado, que puede presentar una multiplicación constante, se hace posible aumentar claramente el intervalo de número de revoluciones útil del motor de accionamiento. Por consiguiente, puede usarse, por ejemplo, un motor económico con un menor momento de giro o alternativamente una bomba con una corriente de transporte mayor.

En la disposición de accionamiento según la invención puede ser además conveniente que la disposición de bombas esté compuesta por una bomba de trabajo principal accionada con una velocidad variable para carreras de trabajo y por una bomba auxiliar accionada con una velocidad variable para carreras de retorno, pudiendo variarse el volumen transportado por revolución de la bomba de trabajo principal y/o de la bomba auxiliar. Preferiblemente, la variación del volumen transportado por revolución puede regularse en función de la presión generada por la bomba de trabajo principal y/o la bomba auxiliar. Debido a la importancia inventiva propia de esta solución, el solicitante se reserva el derecho de convertirla en el objeto de una solicitud divisionaria. Opcionalmente, en esta solución, la bomba de trabajo principal y/o la bomba auxiliar puede estar constituida como bomba de pistones axiales o bomba de paletas en sí conocida con corriente volumétrica variable por revolución. A este respecto, la regulación de la cilindrada de la bomba puede tener lugar de manera mecánica-hidráulica en función de la presión de proceso o a través de un servomotor. La variación en función de la carga del volumen de transporte por revolución o de la cilindrada de la bomba para regular la corriente de transporte (es decir el volumen de transporte por unidad de tiempo) ofrece la ventaja de que con una carga menor se alcanza una corriente de transporte elevada. Esto es conveniente en particular en el caso de grandes consumidores acoplados a la disposición de accionamiento, dado que estos alcanzan entonces en poco tiempo recorridos o carreras largos. Igualmente, en el caso de grandes cargas puede

variarse el modo de trabajo de la bomba de tal manera que mediante la reducción de la cilindrada de la bomba se hace necesario un menor momento del motor de accionamiento, con lo que puede reducirse el tamaño constructivo del motor de accionamiento. Al mismo tiempo existe la posibilidad de alcanzar, en caso necesario, grandes volúmenes de transporte.

Cuando según una forma de realización adicional se usa un convertidor eléctrico, en particular un convertidor de frecuencia, como sustitución para un control hidráulico para el control del sentido y de la velocidad de la bomba hidráulica que supone un peligro, en particular cuando además del convertidor se instala un freno conmutable entre el motor de accionamiento eléctrico de la disposición de bombas y el convertidor, pueden alcanzarse de manera sencilla categorías de riesgo superiores con un esfuerzo reducido. Debido a la importancia inventiva propia de esta solución, el solicitante se reserva el derecho de convertir esta combinación en el objeto de una solicitud divisionaria. Como convertidores están disponibles entretanto formas de realización que están certificadas según los requisitos de la segunda categoría de riesgo CE 3 más alta. Si un convertidor de este tipo se combina con un control hidráulico como del tipo descrito anteriormente, es decir con un engranaje hidráulico sin válvulas de conmutación relevantes para la seguridad, y además el control eléctrico restante se diseña de manera correspondientemente segura, entonces puede (prácticamente sin llevar a cabo un esfuerzo adicional destacable en la zona del sistema hidráulico) implementarse una disposición de accionamiento hidráulico con la clasificación de categoría 3. En este caso todavía se usan los sistemas hidráulicos solo como “engranaje hidráulico” y el control del sentido y de la velocidad que supone un peligro se implementa exclusivamente mediante el convertidor. Una solución de este tipo puede implementarse también en disposiciones de accionamiento hidráulico con acumulador de presión con bombas hidráulicas accionadas con una velocidad variable, tal como se describen entre otros en el documento DE 103 59 067 A1 o como se conocen usando solo una única bomba hidráulica accionada por el motor de accionamiento eléctrico.

Además, es posible alcanzar con solo un esfuerzo adicional reducido la categoría de riesgo 4 más alta, en la que además del convertidor con la clasificación de categoría 3 se instala un freno entre el motor de accionamiento eléctrico y la bomba de trabajo.

De este modo se crea un sistema redundante. Frenos con un diseño correspondientemente seguro se conocen, por ejemplo, de la construcción de ascensores. Además, el convertidor puede comprobar la eficacia del freno a intervalos de tiempo regulares, aplicando el motor un momento de giro contra el freno activo y comprobando el control del proceso, si el rotor se mueve de manera inadmisible.

Los componentes que deben usarse según la invención mencionados anteriormente así como los reivindicados y descritos en los ejemplos de realización no están sujetos en su tamaño, conformación, selección de material y concepción técnica a ninguna excepción especial, de modo que los criterios de selección conocidos en el campo de aplicación pueden emplearse sin limitación.

Detalles, características y ventajas adicionales del objeto de la invención se obtienen de las reivindicaciones dependientes, así como de la siguiente descripción de los dibujos asociados, en los que (a modo de ejemplo) se representa un ejemplo de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión. También pueden combinarse características individuales de las reivindicaciones o de las formas de realización con otras características de otras reivindicaciones y formas de realización.

Breve descripción de las figuras

En los dibujos muestran

la figura 1	el diagrama de bloques de una primera forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión;
la figura 2	el diagrama de bloques de una segunda forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión;
las figuras 3 A/B/C	el diagrama de bloques de una tercera forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión en tres posiciones de válvula diferentes; así como
la figura 4	el diagrama de bloques de una cuarta forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión, alcanzándose una categoría de seguridad elevada.

Descripción detallada de ejemplos de realización

La figura 1 muestra una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión, en la que una bomba P1 principal hidráulica accionada por un motor M1 de accionamiento eléctrico con una velocidad variable está unida

directamente sin válvula de conmutación a través de un conducto D1 presurizado con la cámara K de pistón de una unidad de pistón/cilindro que funciona como consumidor 1. Adicionalmente, una bomba P2 auxiliar accionada por un motor M2 de accionamiento eléctrico con una velocidad variable está unida a través de una conexión D2 directa sin válvula de conmutación con el espacio R anular del consumidor 1. La unidad M1/P1 de motor/bomba determina como unidad de guiado el movimiento del pistón al menos en su carrera de trabajo, tal como es habitual también en las disposiciones de accionamiento hidráulico con acumulador de presión. Con la unidad M2/P2 de motor/bomba se genera una contrapresión, que reproduce la función de un acumulador, tal como se usa en las disposiciones de accionamiento hidráulico con acumulador de presión. Para ello se regula el momento de giro del motor M2 de tal manera que se genera y se mantiene una determinada contrapresión necesaria para el proceso contra la presión de trabajo. Esta contrapresión puede controlarse o regularse de cualquier manera independientemente de la posición del pistón o de la biela. Así es posible generar al principio de la carrera de retorno por ejemplo en un proceso de deformación de una pieza de trabajo realizado por el consumidor altas fuerzas de raspado, que por ejemplo son necesarias para recuperar del molde un macho de deformación durante la carrera de retorno. Igualmente pueden implementarse carreras de retorno largas, en particular con una contrapresión constante. En la parada o durante el descenso (es decir en la zona inicial de la carrera de trabajo) puede reducirse el momento del motor M1 de accionamiento para ahorrar energía.

Para la unidad M2/P2 de motor/bomba se necesita solo una potencia de accionamiento reducida en comparación con la bomba de trabajo principal, que puede encontrarse entre el 2% y el 50% de la potencia nominal que necesita la bomba de trabajo principal. En muchos casos es favorable y suficiente aproximadamente 1/10 de la potencia nominal de la bomba de trabajo principal para la bomba auxiliar.

En una disposición de este tipo se consiguen las mismas ventajas que en una disposición de accionamiento hidráulico con acumulador de presión con bomba hidráulica accionada con una velocidad variable (concretamente también para casos de aplicación en los que se requieren carreras de trabajo largas y/o fuerzas grandes por el consumidor, es decir la unidad de pistón/cilindro. Adicionalmente también pueden implementarse comparativamente grandes volúmenes de transporte, que no están limitados ventajosamente por ejemplo por el volumen del acumulador de presión. Mediante la invención se consigue además no solo una estructura menos costosa, sino sobre todo ventajas muy considerables en la demanda de energía de la disposición. Esto tanto más, ya que la disposición de accionamiento puede estar equipada opcionalmente con una o dos bombas de pistones axiales o bombas de paletas. Dado que estas bombas se caracterizan por una cilindrada de bomba que puede variarse en cuanto al volumen de transporte por revolución, el tamaño constructivo y por consiguiente el esfuerzo de energía y de coste pueden reducirse adicionalmente para las bombas P1, P2. En el caso de una utilización de bombas de este tipo puede ser conveniente regular el volumen de transporte que puede variarse por revolución en función de la carga o de la presión de proceso. A este respecto, la función de la reducción de la cilindrada puede compararse aproximadamente con la de un engranaje de conmutación (mecánico): provoca una reducción del momento necesario del motor M1 y/o M2 de accionamiento. Adicional o alternativamente, también puede ser razonable la disposición de un engranaje mecánico o de un engranaje de rueda dentada con multiplicación constante entre el motor M1 (M2) de accionamiento y la bomba P1 (P2). Permite aumentar el intervalo de número de revoluciones útil del motor o de los motores. También de este modo se reduce el esfuerzo de coste y de energía para la disposición de accionamiento según la invención.

En la disposición según este primer ejemplo de realización (y los ejemplos de realización siguientes), conductos 5A, 5B de control conectan el dispositivo 6 de control con los motores M1, M2 de accionamiento eléctrico con una velocidad variable. Los motores M1 y M2 con una velocidad variable pueden parametrizarse libremente a través del dispositivo 6 de control, en particular en forma de un convertidor en sí conocido, preferiblemente en forma de un convertidor de frecuencias, con respecto a la velocidad y el sentido de giro (en caso deseado hasta la parada). Mediante especificaciones de valor teórico correspondientes en el convertidor puede pasarse por todo el intervalo de ajuste desde la parada hasta la velocidad admisible máxima en ambos sentidos de giro. A este respecto, los accionamientos pueden trabajar en los cuatro cuadrantes de un diagrama de velocidad-momento de giro. Es decir, los accionamientos pueden accionar (cuadrante I o III) o frenar (cuadrante II o IV) opcionalmente hacia la derecha o hacia la izquierda (cuadrantes I y II o cuadrantes III y IV). Dado que la corriente de aceite hidráulico transportada por las bombas P1 y P2 se comporta aproximadamente de manera proporcional al número de revoluciones del motor, puede influirse libremente de esta manera en la corriente de aceite y por consiguiente también en el movimiento del pistón. Válvulas 4A y 4B de limitación de presión limitan la presión del sistema hasta la medida admisible, de modo que en el caso de superar la presión ajustada el aceite hidráulico fluye de vuelta a través de los retornos 2A o 2B al tanque T de aceite hidráulico. La posición real de la biela se transmite a través del sensor 8 de recorrido al control 6 de convertidor.

Un modo de funcionamiento preferido es el siguiente: en la parada del consumidor, los motores M1 y M2 están por regla general aproximadamente parados, a no ser que tengan que compensarse una fuga o similares. En el caso de la parada del motor no se transporta ningún aceite y por consiguiente no se desencadena de manera dirigida ningún movimiento del pistón.

Si debe desplegarse la biela S, entonces el motor M1 empieza a rotar y el aceite hidráulico fluye a la cámara K de pistón (modo de llenado de la bomba P1), de modo que se despliega la biela S. A este respecto, el momento de giro

del motor M2 que funciona simultáneamente en el modo de vaciado de la bomba P2 puede limitarse a un valor relativamente reducido. El motor M2 que funciona simultáneamente en el modo de vaciado de la bomba P2 impide, por ejemplo, que una carga acoplada al consumidor descienda de manera descontrolada. Es decir, el sentido de giro del motor M2 corresponde al modo de vaciado de la bomba P2, es decir se extrae o se evacúa de manera controlada aceite hidráulico del espacio anular manteniendo una cierta contrapresión contra el pistón del consumidor. Por tanto, la bomba P2 se hará rotar hacia atrás por el volumen de aceite hidráulico que sale por el lado de espacio anular con presión reducida, es decir, que el motor M1 por su parte acciona el motor M2 y el motor M2 frena esta fuerza de accionamiento, dado que se mueve más lento que lo que le corresponde al momento de accionamiento del motor M1. El aceite fluye tras circular a través de la bomba P2 sin presión de vuelta al tanque T. A este respecto, a través del dispositivo 6 de control del motor M2 puede variarse el momento de frenado de motor del motor M2 y mantenerse así una contrapresión predeterminable. Dado que ambos motores M1 y M2 eléctricos pueden controlarse con precisión angular, esto posibilita un posicionamiento muy exacto de la biela, cuyas posiciones teóricas pueden alcanzarse y mantenerse con la presión completa y sin pérdidas por estrangulamiento con una precisión de hasta 1 □m. En caso necesario, puede alcanzarse exactamente una posición del pistón con un número de revoluciones de casi 0 con una presión alta o incluso completa.

Para el retorno se varían ahora los sentidos de giro de los motores M1 y M2, es decir M1/P1 trabajan en el modo de vaciado y M2/P2 trabajan en el modo de llenado para la cámara de presión asociada del consumidor 1. A este respecto, se posibilita la descompresión del cilindro que está a presión mediante la inversión del sentido de giro de la bomba. A este respecto, la energía acumulada en el aceite hidráulico comprimido respalda por un lado la aceleración del motor M1 en el sentido contrario. Por otro lado, puede transformarse y acumularse energía de compresión en exceso mediante la acción generatriz del motor M1 en energía eléctrica o realimentarse a la red. Durante el retorno (carrera de retorno del pistón), la velocidad del motor M1 invertido ahora en el sentido de giro determina además la posición y la velocidad de la biela S. La corriente de transporte generada por el momento de accionamiento limitado del motor M2 de la bomba P2 es precisamente tan grande que la cantidad de aceite transportada desde la cámara K de pistón por la bomba P1 invertida se sustituye en el lado R de espacio anular. Mediante la detención del motor M1 se para el pistón con precisión de posición.

La forma de realización según la figura 2 se diferencia de aquella según la figura 1 mediante el uso de un denominado pistón 3’ de marcha rápida en sí conocido y de una válvula 9 de llenado así como de un tercer conducto D3 presurizado, que puede conectarse adicionalmente a través de una válvula 11 de apertura/cierre en la derivación con el conducto D1 presurizado sin válvula de conmutación. El pistón 3’ de marcha rápida está insertado en el pistón de la unidad 1 de pistón/cilindro. Mediante el cierre de la válvula 11 no se conduce la corriente de bomba de la bomba P1 de trabajo principal al pistón principal, sino al pistón de marcha rápida de diámetro mucho menor. La biela S se despliega así claramente más rápido. A este respecto, a través de una válvula antirretorno que puede desbloquearse, que sirve como válvula 9 de llenado, se succiona aceite hidráulico del tanque T para llenar la cámara K de pistón. Tras alcanzar una presión ajustable se conecta adicionalmente la superficie de pistón principal con la válvula 11, para poder alcanzar la fuerza de pistón completa. Durante la carrera de retorno se abre igualmente la válvula 9 de llenado, para poder funcionar también en este caso con una velocidad elevada.

La forma de realización según las figuras 3A a 3C se diferencia de aquella según la figura 1 por la utilización de la válvula 13 de conmutación y el conducto D4 presurizado adicional, con el que puede conectarse el espacio R anular de la biela S con la válvula 13 o según la posición de conmutación de la válvula 13 con la cámara K de pistón de la unidad 1 de pistón/cilindro.

Si la biela S debe desplegarse con velocidad de marcha rápida, entonces se conmuta la válvula 13 a la posición representada en la figura 3B “flechas paralelas”. Ambos motores M1 y M2 se activan a través de la unidad 6 de control con el mismo sentido de giro y velocidad. La bomba P1 transporta a través del conducto D1 presurizado directamente a la cámara K de pistón, la bomba P2 igualmente a través del conducto D4 presurizado. A este respecto, el espacio R anular está conectado con la cámara K de pistón a través del conducto D2. La biela S se despliega debido a la mayor superficie en relación con la superficie del espacio R anular del pistón K. La cantidad de aceite desplazada del espacio R anular a este respecto a través del conducto D2 presurizado fluye a través del conducto y D4 igualmente a la cámara K de pistón. De esta manera pueden implementarse velocidades de despliegue altas mediante la combinación de las corrientes de transporte de las bombas P1 y P2 así como adicionalmente mediante el aprovechamiento de la cantidad de aceite que fluye por el lado de espacio anular.

Si en la evolución adicional de la carrera de accionamiento debe empezar la verdadera etapa de trabajo, en la que el cilindro trabaja con una fuerza mayor, entonces se lleva la válvula 13 a la posición de bloqueo representada en la figura 3A. El espacio R anular y la cámara K de pistón están de nuevo separados entre sí, la instalación trabaja según el principio representado en la figura 1. Para ello, el dispositivo 6 de control cambia el tipo de funcionamiento del motor M2; en lugar de funcionar con la misma velocidad y el mismo sentido de giro que el motor M1 en el modo de llenado, M2 genera ahora de nuevo un momento de frenado predeterminable, en particular constante, tal como se describió anteriormente para la figura 1 (modo de vaciado). Es decir, para ello se invierte el sentido de giro de M2.

Para la carrera de retorno o en vacío puede conmutarse la válvula 13 a la posición representada en la figura 3C “flechas cruzadas”. La cámara K de pistón está ahora conectada a través del conducto 12 directamente con el

tanque T. Así, la cantidad de transporte en la mayoría de los casos bastante alta de la bomba P2 puede aprovecharse para una alta velocidad de retorno, que ya no está limitada por la resistencia relativamente alta de la bomba P1 que según el concepto correspondiente a la figura 1 permite el vaciado de la cámara K de pistón. En este estado de funcionamiento se hace funcionar el motor M2 (modo de llenado) con respecto al sentido de giro y a la velocidad de nuevo de manera síncrona con respecto al motor M1 (modo de vaciado). Antes de alcanzar la posición de extremo superior se paran ambos motores M1 y M2, la válvula 13 se conmuta a la posición central de manera correspondiente a la figura 3A.

La figura 4 muestra un control hidráulico para una máquina que corresponde a la categoría de riesgo CE 4 máxima. La figura muestra un control similar al representado en la figura 1; de la misma manera pueden variarse también controles de las figuras 2 a 3. El verdadero control hidráulico permanece completamente inalterado. Sin embargo, el control 6 de convertidor obtiene un equipamiento adicional para alcanzar la categoría de riesgo 3, a este pertenecen por ejemplo conmutaciones eléctricas redundantes y un software certificado especialmente. Entre el motor M1 y la bomba P1 se incorpora un freno B que puede conmutarse eléctricamente. El momento de frenado se aplica a través de resortes, la ventilación tiene lugar mediante una bobina que se hace funcionar eléctricamente. En el caso de movimientos deseados del pistón S se ventila el freno mediante la puesta en marcha de la bobina, para la parada segura permanece cerrada.

Lista de signos de referencia:

1	consumidor	13	válvula de conmutación
2A	retorno	20	disposición de bombas
2B	retorno	B	freno
3	cilindro	D1	primer conducto presurizado
3’	pistón de marcha rápida	D2	segundo conducto presurizado
4A	válvula de limitación de presión	D3	tercer conducto presurizado
4B	válvula de limitación de presión	D4	cuarto conducto presurizado
5A	conducto de control	M1	primer motor de accionamiento
5B	conducto de control	M2	segundo motor de accionamiento
6	dispositivo de control	P1	bomba de trabajo principal
7	conducto de retorno/de succión	P2	bomba auxiliar
8	sensor de recorrido	K	primera cámara de presión
9	válvula de llenado	R	segunda cámara de presión
10	disposición de accionamiento	S	biela
11	válvula	T	tanque
12	conducto		

REIVINDICACIONES

1. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión para y con un gran consumidor (1), concretamente para una prensa hidráulica, con dos cámaras (K, R) de presión que actúan de manera opuesta, de las que una puede abastecerse a través de un primer conducto (D1) presurizado y una disposición (20) de bombas y la otra puede abastecerse a través de un segundo conducto (D2) presurizado y la disposición (20) de bombas con medio de presión,

   caracterizada

   porque la disposición (20) de bombas está compuesta por una bomba (P1) de trabajo principal accionada con una velocidad variable para carreras de trabajo y por una bomba (P2) auxiliar accionada con una velocidad variable para carreras de retorno, estando constituida la bomba (P1) de trabajo principal y/o la bomba (P2) auxiliar como bomba de pistones axiales o como bomba de paletas,

   porque el sentido de transporte de la bomba (P2) auxiliar puede invertirse y la bomba (P2) auxiliar está conectada o puede conectarse hidráulicamente a través de una válvula (13) de vías opcionalmente con la primera cámara (K) de presión y/o con la segunda cámara (R) de presión del consumidor (1), y

   porque además de la bomba (P1) de trabajo principal está prevista una bomba de marcha rápida con un pistón (3') de marcha rápida insertado en el pistón de una unidad de pistón-cilindro, estando previsto un tercer conducto (D3) presurizado, que puede conectarse adicionalmente a través de una válvula (11) de apertura/cierre en una derivación con el primer conducto (D1) presurizado, no conduciéndose mediante el cierre de la válvula (11) de apertura/cierre la corriente de bomba de la bomba (P1) de trabajo principal al pistón principal de la bomba (P1) de trabajo principal sino al pistón (3') de marcha rápida de diámetro menor, con lo que la biela (S) puede desplegarse más rápidamente, y pudiendo conectarse adicionalmente la superficie de pistón principal con la válvula (11) de apertura/cierre tras alcanzar una presión ajustable.

2. Disposición según la reivindicación 1, caracterizada por un conducto (7) de llenado que conecta la cámara (K) de pistón con el tanque (T), en el que está dispuesta una válvula (9) de llenado, abriéndose igualmente la válvula (9) de llenado durante la carrera de retorno, para poder hacer funcionar la disposición con una velocidad elevada durante la carrera de retorno.

3. Disposición según una de las reivindicaciones 1 o 2, caracterizada porque el espacio (R) anular y la cámara (K) de pistón pueden opcionalmente conectase hidráulicamente entre sí y separarse de nuevo el uno de la otra a través de un conducto (D2, D4) presurizado conmutable.

4. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizada porque la cámara (K) de pistón puede conectarse opcionalmente con un conducto (12) de vaciado a través de la válvula (13) de vías.

5. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizada porque la disposición (20) de bombas está compuesta por una bomba (P1) de trabajo principal accionada con una velocidad variable para carreras de trabajo y por una bomba (P2) auxiliar accionada con una velocidad variable para carreras de retorno y porque está previsto un dispositivo (6) de control, con el que puede controlarse o regularse una contrapresión que debe crearse por la bomba (P2) auxiliar, que actúa en contra de la presión en la cámara de trabajo del consumidor (1) en la cámara de presión asociada a la bomba auxiliar.

6. Disposición según la reivindicación 5, caracterizada porque el primer conducto (D1) presurizado es una conexión directa sin válvula de conmutación entre la bomba (P1) de trabajo principal y la primera cámara (K) de presión y el segundo conducto (D2) presurizado es una conexión directa sin válvula de conmutación entre la bomba (P2) auxiliar y la segunda cámara (R) de presión.

7. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizada porque la potencia nominal de la bomba (P2) auxiliar asciende a entre el 2% y el 50% de la potencia nominal, preferiblemente a aproximadamente el 10% de la potencia nominal de la de la bomba (P1) de trabajo principal.

8. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizada porque entre la bomba (P1) de trabajo principal y un motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal está previsto un engranaje mecánico, con lo que puede variarse la velocidad de la bomba (P1) de trabajo principal con respecto a la velocidad del motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal.

9. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizada porque puede variarse el volumen transportado por revolución de la bomba (P1) de trabajo principal y/o de la bomba (P2) auxiliar, pudiendo regularse la variación del volumen transportado por revolución preferiblemente en función de la presión generada por la bomba (P1) de trabajo principal y/o la bomba (P2) auxiliar.

10. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizada porque la disposición (20) de bombas presenta al menos una bomba accionada por un motor de accionamiento eléctrico que puede accionarse con una velocidad variable para carreras de trabajo de la disposición de accionamiento hidráulico diseñada como engranaje hidráulico, en la que los conductos (D1, D2) presurizados están libres de válvulas de conmutación relevantes para la seguridad, y porque un dispositivo (6) de control diseñado como convertidor presenta una categoría de riesgo CE elevada en sí conocida para el motor de accionamiento eléctrico como sustitución para un control hidráulico.

11. Disposición según la reivindicación 10, caracterizada por un freno (8), que actúa entre el motor (M1) de accionamiento eléctrico y la bomba (P1) de trabajo.

12. Procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un gran consumidor (1), concretamente de una prensa hidráulica, con dos cámaras (K, R) de presión que actúan de manera opuesta, de las que una se abastece a través de un primer conducto (D1) presurizado y una disposición (20) de bombas y la otra se abastece a través de un segundo conducto (D2) presurizado y la disposición (20) de bombas con medio de presión

caracterizado

porque como sustitución para un acumulador de presión se usa una bomba (P1) de trabajo principal accionada con una velocidad variable para carreras de trabajo y una bomba (P2) auxiliar accionada con una velocidad variable para carreras de retorno y por medio de un dispositivo (6) de control de la bomba (P2) auxiliar se crea o se mantiene una contrapresión en contra de la presión en la cámara de trabajo del consumidor (1), estando formada la bomba (P1) de trabajo principal y/o la bomba (P2) auxiliar como bomba de pistones axiales o como bomba de paletas, y

porque además de la bomba (P1) de trabajo principal se hace funcionar una bomba de marcha rápida con un pistón (3') de marcha rápida insertado en el pistón de una unidad de pistón-cilindro, estando previsto un tercer conducto (D3) presurizado, que se conecta adicionalmente a través de una válvula (11) de apertura/cierre en una derivación con el primer conducto (D1) presurizado, no conduciéndose mediante el cierre de la válvula (11) de apertura/cierre la corriente de bomba de la bomba (P1) de trabajo principal al pistón principal de la bomba (P1) de trabajo principal sino al pistón (3') de marcha rápida de diámetro menor, con lo que la biela (S) se despliega más rápidamente, y conectándose adicionalmente la superficie de pistón principal tras alcanzar una presión ajustable con la válvula (11) de apertura/cierre, y estando previsto un conducto (7) de llenado que conecta la cámara (K) de pistón con el tanque (T), en el que está dispuesta una válvula (9) de llenado, abriéndose igualmente durante la carrera de retorno la válvula (9) de llenado, para hacer funcionar la disposición con una velocidad elevada.

13. Procedimiento según la reivindicación 12, caracterizado porque el sentido de transporte de la bomba (P2) auxiliar se invierte durante la carrera de trabajo del consumidor y la corriente de transporte de la bomba (P2) auxiliar se desvía de una conexión inicial con la cámara (K) de pistón del consumidor (1) a una conexión con el espacio (R) anular del consumidor (1).

14. Procedimiento según la reivindicación 12 o 13, caracterizado porque se varía la velocidad de la bomba (P1) de trabajo principal con respecto a la velocidad de un motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal, teniendo lugar la variación de la velocidad de la bomba (P1) de trabajo principal con respecto a la velocidad del motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal preferiblemente mediante un engranaje mecánico previsto entre la bomba (P1) de trabajo principal y el motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal.

15. Procedimiento según una de las reivindicaciones 12 a 14, caracterizado porque se varía el volumen transportado por revolución de la bomba (P1) de trabajo principal y/o de la bomba (P2) auxiliar, regulándose la variación del volumen transportado por revolución preferiblemente en función de la presión generada por la bomba (P1) de trabajo principal y/o la bomba (P2) auxiliar.

16. Procedimiento según las reivindicaciones 123 a 15, en el que la disposición (20) de bombas está compuesta por al menos una bomba accionada con una velocidad variable, caracterizado porque aceite hidráulico fluye a través de los conductos (D1, D2) presurizados sin válvulas de conmutación relevantes para la seguridad y el al menos un motor de accionamiento de bomba con una velocidad variable se activa por un convertidor eléctrico de una categoría de riesgo CE elevada.

17. Procedimiento según la reivindicación 16, caracterizado porque se usa de manera redundante un freno (8) que actúa entre el motor (M1) de accionamiento eléctrico y la bomba (P1) de trabajo.

Fig. 1

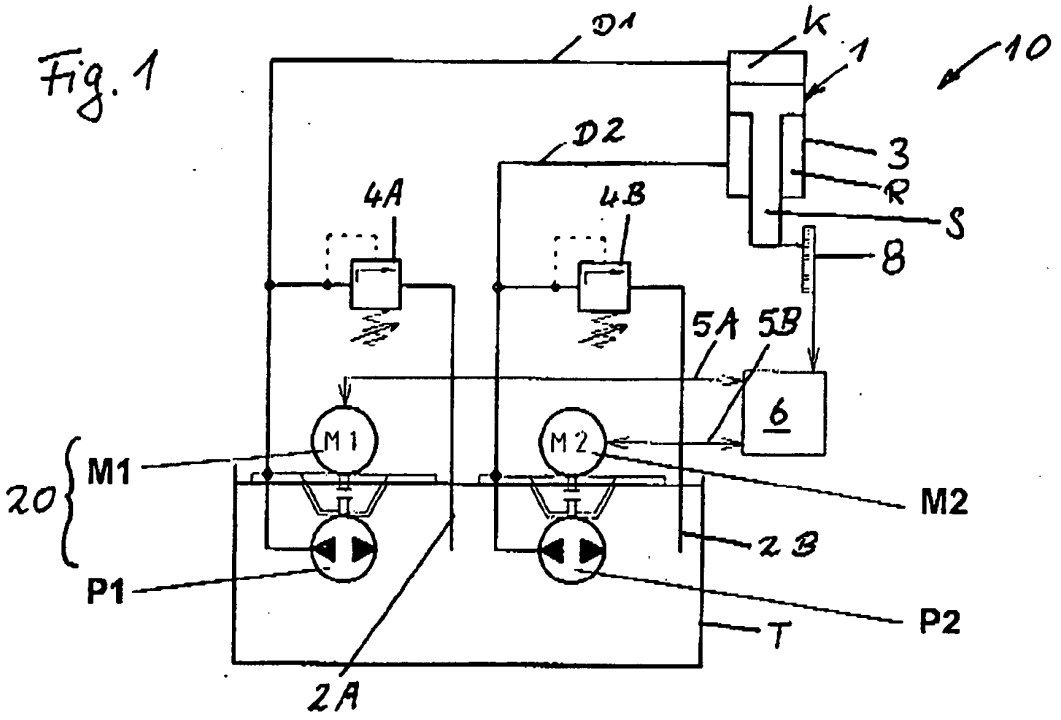

D1
K
1
10
D2
3
R
S
4A
4B
8
5A
5B
6
M1
M2
20
M1
M2
2B
P1
P2
T
2A

Fig. 2

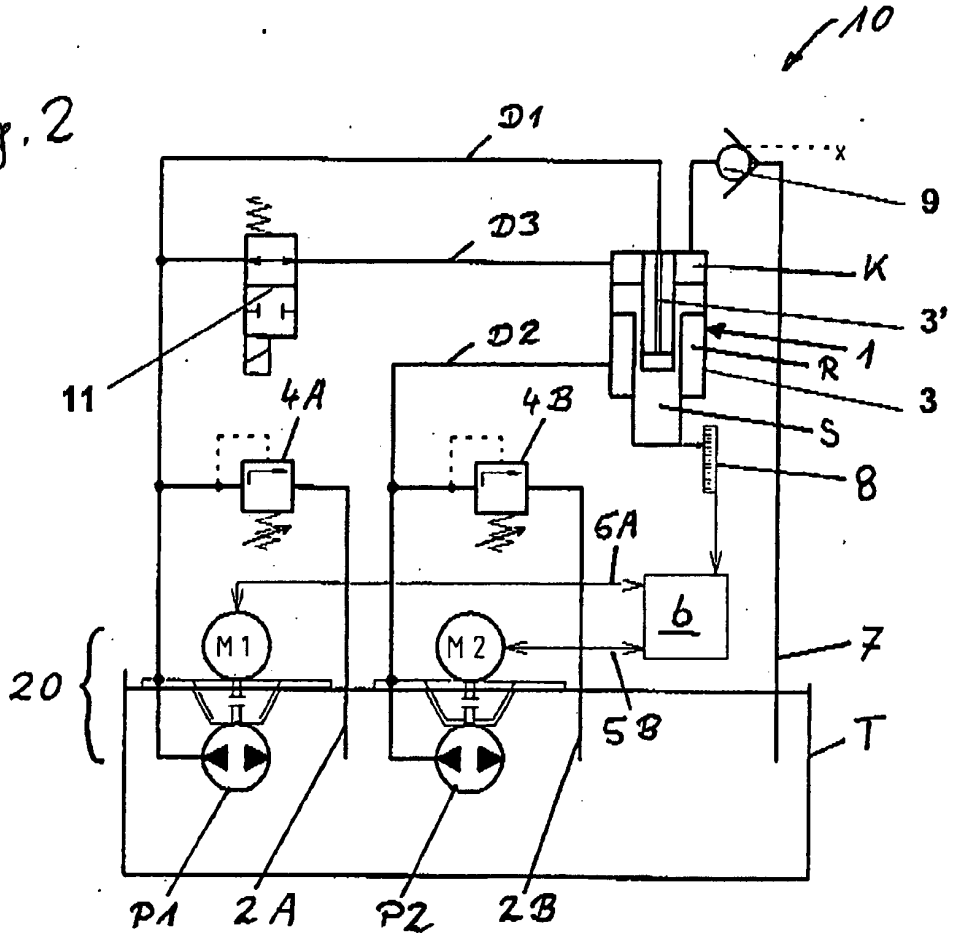

10
D1
x
9
D3
K
3'
D2
1
R
3
11
4A
4B
S
8
6A
6
M1
M2
7
20
5B
T
P1
2A
P2
2B

Fig. 3A

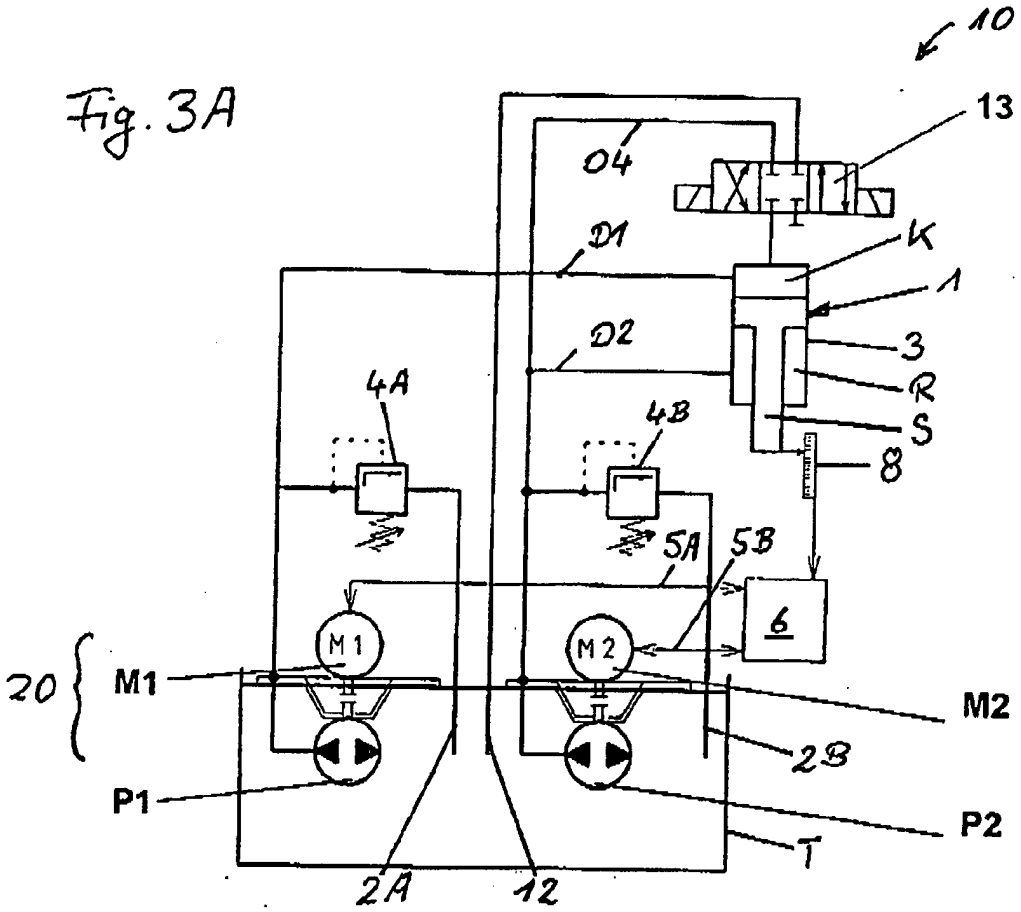

10
13
D4
D1
K
1
D2
3
R
S
8
4A
4B
5A
5B
6
M1
M2
20
M1
M2
2B
P1
P2
T
2A
12

Fig. 3B

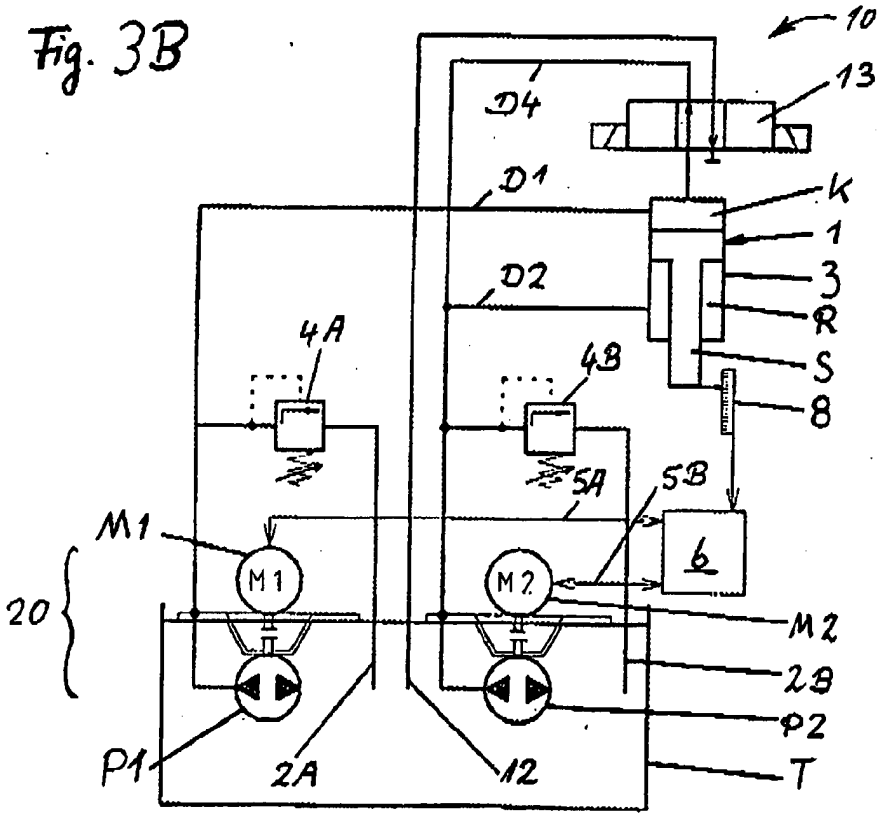

10
13
D4
D1
K
1
D2
3
R
S
8
4A
4B
5A
5B
6
M1
M1
M2
20
M2
2B
P2
P1
2A
12
T

Fig. 3C

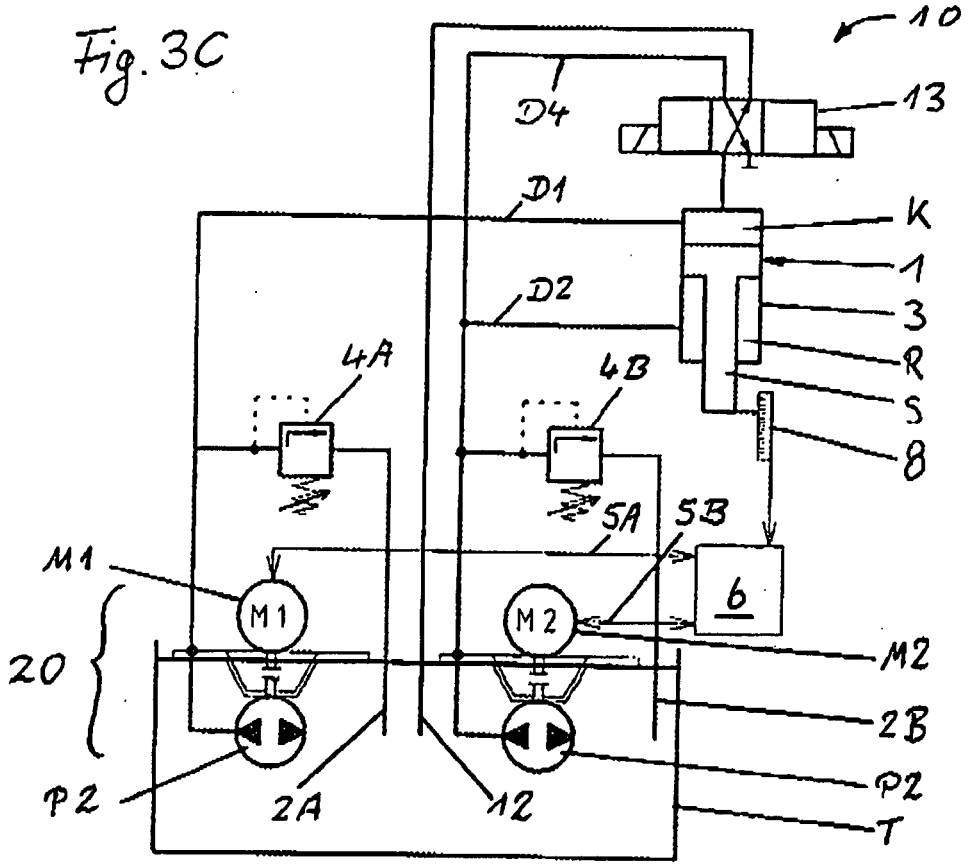
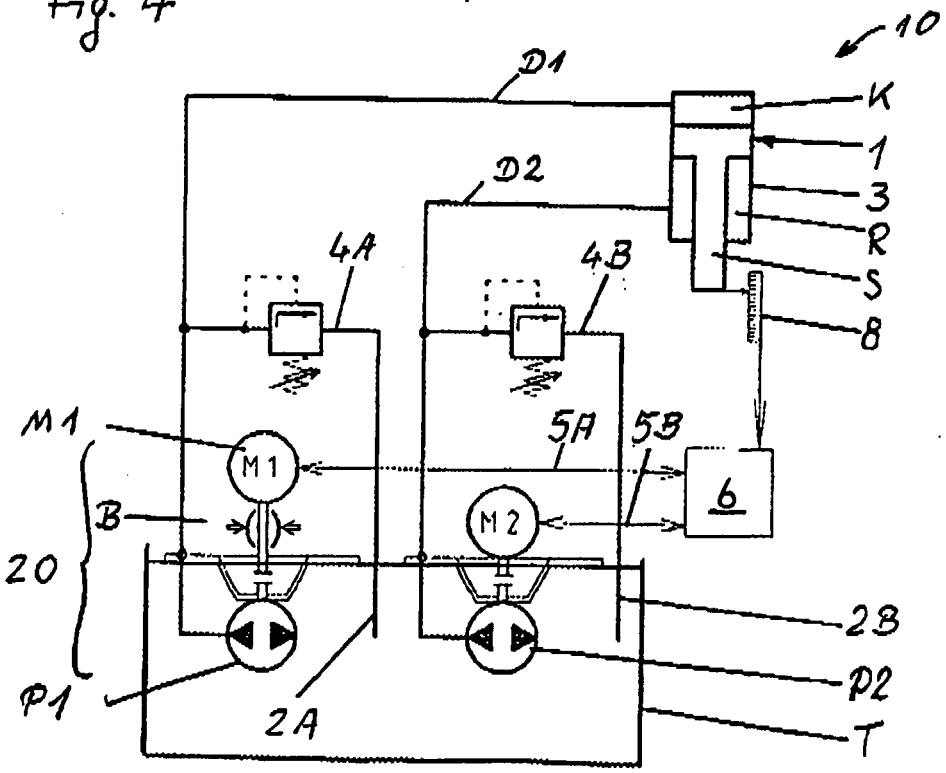

10
13
D4
D1
K
1
D2
3
R
4A
4B
S
8
5A
5B
M1
6
M1
M2
M2
20
2B
P2
P2
2A
12
T

Fig. 4


10
D1
K
1
D2
3
R
4A
4B
S
8
M1
5A
5B
M1
6
B
M2
20
2B
P2
P1
2A
T