

(19)



(11)

EP 2 328 747 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
08.04.2015 Patentblatt 2015/15

(51) Int Cl.:
B30B 15/16 (2006.01) **F15B 11/17** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **09778039.9**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2009/006088

(22) Anmeldetag: **21.08.2009**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2010/020427 (25.02.2010 Gazette 2010/08)

(54) **DRUCKSPEICHERLOSE HYDRAULISCHE ANTRIEBSANORDNUNG FÜR UND MIT EINEM VERBRAUCHER, INSBESONDERE FÜR HYDRAULISCHE PRESSEN, SOWIE VERFAHREN ZUM DRUCKSPEICHERLOSEN HYDRAULISCHEN ANTREIBEN EINES VERBRAUCHERS**

ACCUMULATOR-FREE HYDRAULIC DRIVE SYSTEM FOR A CONSUMER AND COMPRISING THE SAME, ESPECIALLY FOR HYDRAULIC PRESSES, AND METHOD FOR HYDRAULICALLY DRIVING A CONSUMER WITHOUT AN ACCUMULATOR

SYSTÈME DE COMMANDE HYDRAULIQUE SANS ACCUMULATEUR DE PRESSION POUR UN CONSOMMATEUR ET COMPRENANT UN CONSOMMATEUR, EN PARTICULIER POUR DES PRESSES HYDRAULIQUES, ET PROCÉDÉ DE COMMANDE HYDRAULIQUE D'UN CONSOMMATEUR SANS UTILISATION D'UN ACCUMULATEUR DE PRESSION

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO SE SI SK SM TR

(73) Patentinhaber: **M A E Maschinen- und Apparatebau Götzen GmbH**
40699 Erkrath (DE)

(30) Priorität: **21.08.2008 DE 102008039011**

(72) Erfinder: **MITZE, Manfred**
58300 Wetter (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.06.2011 Patentblatt 2011/23

(74) Vertreter: **Grosse Schumacher Knauer von Hirschhausen**
Patent- und Rechtsanwälte
Frühlingstrasse 43A
45133 Essen (DE)

(60) Teilanmeldung:
13005011.5 / 2 732 959

(56) Entgegenhaltungen:
US-B1- 6 205 780

EP 2 328 747 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

GEBIET DER ERFINDUNG

- 5 **[0001]** Die Erfindung betrifft eine druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1. Demnach weist die Antriebsanordnung einen Verbraucher mit zwei entgegengesetzt wirkenden Druckräumen auf, von denen einer über eine erste Druckleitung und eine Pumpenanordnung und der andere über eine zweite Druckleitung und die Pumpenanordnung mit Druckmittel versorgbar ist, um z.B. einen Verbraucher in Gestalt einer Kolben/Zylinder-Einheit in einem Arbeitshub zu betätigen und in einem Rückhub in die Ausgangsstellung zurück-
- 10 zuholen. Die Erfindung betrifft ferner ein Verfahren zum druckspeicherlosen hydraulischen Antreiben eines Verbrauchers gemäß den Merkmalen des Oberbegriffs von Anspruch 14.

TECHNISCHER HINTERGRUND

- 15 **[0002]** Schaltungen für die Bewegungssteuerung hydraulischer Verbraucher, wie Differenzialzylinder, werden heute in der weit überwiegenden Zahl in der Weise realisiert, dass eine Arbeitspumpe von einem Asynchron-Motor ständig angetrieben wird. Das geförderte Hydrauliköl fließt zu einem Wegeventil, in dessen Ruhestellung (geschlossener Zustand) das Hydrauliköl, welches die Pumpe fördert, drucklos zum Vorratstank zurückströmt. Soll der Kolben der Kolben/Zylinder-Einheit ausfahren, so wird das steuernde Wegeventil in eine erste Arbeitsstellung geschaltet, in der das Hydrauliköl in den ersten Druckraum (Kolbenraum) des Arbeitszylinders strömt, so dass die Kolbenstange ausfährt. Das in dem dem Kolbenraum bezüglich des Kolbens gegenüberliegenden Druckraum (Ringraum um die Kolbenstange der Kolben/Zylinder-Einheit) verdrängte Öl fließt über das Wegeventil zurück in den Tank. Zur Rückfahrt des Arbeitskolbens wird das Wegeventil in eine zweite Arbeitsstellung überführt, in der das von der Arbeitspumpe geförderte Hydrauliköl in den Ringraum der Kolben/Zylindereinheit anstatt in den Kolbenraum gefördert wird, während der Kolbenraum nunmehr
- 20 über die Rücklaufleitung mit dem Hydrauliköltank verbunden ist. Ein Druckbegrenzungsventil begrenzt den Systemdruck auf das zulässige Maß. Bei Übersteigen des Grenzdruckes kann Hydrauliköl in den Tank drucklos abfließen.
- 25 **[0003]** Antriebsanordnungen nach diesem Konzept sind in großer Zahl realisiert worden und arbeiten zuverlässig und sicher. Die Steuerungen haben jedoch auch erhebliche Nachteile:

- 30 - In Ruhepausen des Systems läuft der elektrisch betriebene Antriebsmotor ständig weiter und verbraucht Energie;
- soll der Arbeitskolben Arbeit verrichten, so steigt der Systemdruck und das Hydrauliköl wird um etwa 1 % komprimiert. Beim Umsteuern zum Rückhub wird die zuvor im Hydrauliköl gespeicherte Energie nutzlos in Wärme umgesetzt, die das Öl aufheizt und nicht zurück gewonnen werden kann;
- 35 - soll mit dem System ein Kolben exakt positioniert werden, so setzt man im Regelfall stufenlos ansteuerbare Proportionalventile oder, seltener, aufwändige Pumpen mit verstellbarem Förderstrom ein. Im ersteren Fall wird beim Drosseln des Ölstroms wiederum Energie vernichtet; im zweiten Fall ist ein erheblicher baulicher Aufwand erforderlich.
- 40

- [0004]** Mit dem Aufkommen leistungsfähiger, durch entsprechende Umrichter drehzahlund richtungsvariabel zu steuernder Elektromotoren wurde das vorbeschriebene Grundkonzept radikal geändert. Die Arbeitspumpe ist nun schaltventillos mit dem Kolbenraum einer Kolben/Zylinder-Einheit verbunden. Der elektrische Antriebsmotor der Pumpe ist über eine Umrichtersteuerung im Bezug auf Drehzahl und Drehrichtung bis hin zum Stillstand frei parametrierbar. Der von der Arbeitspumpe geförderte Ölstrom verhält sich annähernd proportional zur Motordrehzahl. Auf diese Weise sind der Hydraulikölstrom und somit auch die Kolbenbewegung frei beeinflussbar. Die Ringraumseite des Kolbens ist mit einem Akkumulator verbunden, dessen Druck etwas höher eingestellt ist als der zur Überwindung der Reibungsverluste und der Schwerkraft des Kolbens und etwaiger angehängter Massen erforderliche Gegendruck. Die Ist-Position der Kolbenstange wird über einen Weggeber an die Steuereinrichtung übertragen. Bei Stillstandsphasen des Verbrauchers steht der elektrische Antriebsmotor still und es wird kein Hydrauliköl gefördert und damit keine Kolbenbewegung ausgelöst. Soll der Arbeitskolben ausfahren, so beginnt der elektrische Antriebsmotor zu rotieren, das Hydrauliköl fließt in den Kolbenraum und die Kolbenstange fährt aus. Das ringraumseitige Hydraulikölvolumen fließt in den Akkumulator und hebt dessen Druck leicht an. Nach Erreichen der gewünschten Kolben-Position kommt der elektrische Antriebsmotor über eine entsprechende Ansteuerung wieder zum Stillstand und die Kolbenposition wird gehalten. Die Fähigkeit des Systems zur winkelgenauen Steuerung des elektrischen Antriebsmotors ermöglicht eine sehr exakte Positionierung des Arbeitskolbens. Die Sollpositionen werden unter vollem Druck mit einer Genauigkeit von bis zu 1 µm ohne Drosselverluste angefahren und gehalten.
- 45
- 55

- [0005]** Für den Rückhub des Kolbens wird nun die Drehrichtung des elektrischen Antriebsmotors geändert. Die im

komprimierten Hydrauliköl gespeicherte Energie im Akkumulator unterstützt einerseits die Beschleunigung des elektrischen Antriebsmotors in Gegenrichtung, andererseits kann überschüssige Kompressionsenergie durch die generatorische Wirkung des elektrischen Antriebsmotors in elektrische Energie umgewandelt und entweder in Kondensatoren der Umrichter elektronisch gespeichert oder auch ins elektrische Netz zurückgespeist werden. Diese druckspeicherbehaftete hydraulische Antriebsanordnung hat viele Vorteile gegenüber druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnungen der oben beschriebenen Art, wie einen hohen Gesamtwirkungsgrad, einen sehr einfachen Systemaufbau, sehr geringe thermische Belastung des Hydrauliköls und weniger Lärmemission durch die variable Drehzahl des Antriebsmotors. Eine derartige druckspeicherbehaftete hydraulische Antriebsanordnung ist aus der DE 103 29 067 A1 oder der US 6,379,119 A bekannt.

[0006] Mit dieser bekannten hydraulischen Antriebsanordnung sind bereits viele Anwendungen realisiert worden. Die Grenzen werden einerseits erreicht, wenn anhängende Lasten oder Rückzugkräfte aus dem Prozess so groß sind, dass die prinzipbedingt geringen Drücke des Akkumulators nicht für einen Rückhub des Kolbens ausreichen oder aber der Zylinderdurchmesser und/oder der Kolbenhub so groß sind, dass das Volumen des Akkumulators über ein wirtschaftlich vertretbares Maß ansteigt. Das ist beispielsweise bei hydraulischen Arbeitsmaschinen mit Kräften über etwa 4000 kN und/oder Hübten über etwa 700mm der Fall. - Gerade bei großen Zylindern wäre jedoch der energetische Vorteil besonders bedeutend.

[0007] Eine hydraulische Antriebseinrichtung, bei der der Akkumulator oder der passive Druckspeicher durch ein aktives pneumatisches Bauteil ersetzt ist, kann der Schrift JP 2001-2 14 903 A entnommen werden. Dort wird zur Verbesserung der Steuerbarkeit und der Genauigkeit der Einrichtung vorgeschlagen, jeden Druckraum einer Kolben/Zylinder-Einheit mit einer eigenen, unabhängig geregelten Motor/Pumpeneinheit zur Druckbeaufschlagung zu verbinden. Auf diese Weise kann der Einbau von Ventilen in den Druckleitungen vermieden werden.

[0008] Ebenfalls mit zwei Pumpen arbeitet eine Vorrichtung zur Absturzsicherung hydraulisch gehobener Lasten gemäß JP 08-0 14 208 A. Die Hydraulik steuert dabei den Hub und den Rückhub einer Kolben/Zylinder-Einheit mit einer ersten Pumpe und einem herkömmlichen Mehrwegeventil. Die Funktion des Wegeventils besteht darin, zwischen der Hub- und der Rückhubrichtung umzuschalten. Wenn die Last in der Neutralstellung des Wegeventils beim Stillstand des Kolbens aufgrund von Leckage- oder thermisch assistierten Kompressionseffekten und einem damit verbundenen Druckabbau in den Druckleitungen langsam zu sinken beginnt, wird die zweite Pumpe zur Lagestabilisierung der Last dazugeschaltet.

[0009] Eine hydraulisch betriebene Kolben/Zylinder-Einheit, bei der der Kolbenraum und der Ringraum jeweils von einer Pumpe und jeweils einem Wegeventil versorgt werden, kann der DE 40 30 950 A1 entnommen werden. Bei der dort beschriebenen Steuereinrichtung kann durch Betätigung von Mehrwegeventilen wahlweise zwischen einer Hub- oder Rückhubfunktion gewechselt werden. Außerdem kann beispielsweise neben der Funktion "Rückhub" eine Hubfunktion gezielt überlagert werden.

[0010] Gemäß der WO 02/04 820 A1 ist eine Antriebseinrichtung mit zwei Pumpen vorgesehen, die von einem oder zwei drehzahl- sowie drehrichtungsvariablen Motoren betrieben werden. Der/die Motor/en arbeitet/n nicht kontinuierlich sondern nur, wenn die Kolben/Zylinder-Einheit bewegt werden soll, wodurch Wegeventile in den Druckleitungen zur Umkehr der Druckrichtung prinzipiell nicht erforderlich sind. Lediglich zur Druckbegrenzung in den Druckleitungen kann wahlweise eine Anordnung mehrerer herkömmlicher Ventile oder alternativ ein Mehrwegeventil vorgesehen sein.

[0011] Ein Antriebssystem für mehrere Verbraucher kann der US 6,205,780 B1 entnommen werden. Demnach sind zwei Pumpen vorgesehen, die jeweils geschwindigkeits- und richtungsvariabel arbeiten und den oder die Druckräume eines oder mehrer Verbraucher mit Druck beaufschlagen können. Die Zuordnung der Pumpen zu anderen Verbrauchern erfolgt durch eine Ventilanordnung mit verschiedenen Schaltpositionen.

[0012] Im gesamten aufgezeigten Stand der Technik ergeben sich in druckspeicherlosen Hydraulikanlagen insbesondere bei Großverbrauchern jedoch weiterhin dann Komplikationen, wenn beispielsweise lange Hübe beziehungsweise Rückhübe, insbesondere jedoch große Fördervolumina, von Großverbrauchern in möglichst kurzer Zeit verwirklicht werden sollen.

DARSTELLUNG DER ERFINDUNG

[0013] Davon ausgehend liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, drehzahl- und drehrichtungsvariable hydraulische Antriebsanordnungen unter Verzicht auf Druckspeicher auch für Großverbraucher, insbesondere für hydraulische Pressen mit einem Bedarf an großen Fördervolumina, nutzbar zu machen.

[0014] Zur Lösung dieser Aufgabe und um besonders leistungsstarke und/oder große Verbraucher in druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnungen schnell und präzise betreiben zu können und dennoch zu vertretbaren Kosten realisieren zu können, wird eine druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 vorgeschlagen. Demnach ist eine Pumpenanordnung aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hauptarbeitspumpe für Arbeitshübe und ferner aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hilfspumpe für Rückhübe vorgesehen, wobei die Förderrichtung der Hilfspumpe umkehrbar und die Hilfspumpe über ein Wegeventil wahlweise mit dem ersten und/oder

dem zweiten Druckraum des Verbrauchers hydraulisch verbunden bzw. verbindbar ist. Hinsichtlich eines Gattungsgemäßen Verfahrens wird die Aufgabe durch die Merkmale des Anspruchs 14 gelöst.

[0015] Gemäß einem weiteren Anliegen der Erfindung wird eine druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung mit den Merkmalen der Ansprüche 4 oder 11 vorgeschlagen, die auch von eigenständiger erfinderischer Bedeutung ist, so dass die Anmelderin sich vorbehält, diese Lösung zum Gegenstand einer Teilanmeldung zu machen. Diese Lösung sieht vor, dass bei einer gattungsgemäßen druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung die Pumpenanordnung aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hauptarbeitspumpe für Arbeitshübe und aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hilfspumpe für Rückhübe besteht, und dass eine Steuereinrichtung vorgesehen ist, die einen von der Hilfspumpe aufzubauenden, gegen den Druck im Arbeitsraum des Verbrauchers wirkenden Gegendruck in dem der Hilfspumpe zugeordneten Druckraum steuert oder regelt. Es hat sich gezeigt, dass die Hilfspumpe bei gleichem Volumenstrom wie die Hauptarbeitspumpe beispielsweise nur 1/10 der Leistung der Hauptarbeitspumpe benötigt und dass der durch die zusätzliche und selbstständig angetriebene Hilfspumpe entstehende Aufwand deutlich geringer als der Aufwand für einen entsprechend ausgelegten Akkumulator ist. Dabei werden auch günstigere Platz- und Gewichtsverhältnisse ermöglicht als bei einem geeignet großen Akkumulator.

[0016] Wahlweise beziehungsweise besonders bevorzugt kann vorgesehen sein, schaltventillose Direktverbindungen zwischen der Hauptarbeitspumpe und dem ersten Druckraum bzw. der Hilfspumpe und dem zweiten Druckraum des Verbrauchers zu verwirklichen und damit die unter Umständen gefährlichen Schläge im System bei Verwendung von Wegeventilen in den Druckleitungen zu vermeiden.

[0017] Um höhere Kolbengeschwindigkeiten des Verbrauchers zu erreichen, ist es auch möglich, anstelle der einzelnen Hauptarbeitspumpe das an sich bekannte Konzept einer zusätzlichen Eilgangpumpe zu verwirklichen, bei der der elektrische Antriebsmotor der Hauptarbeitspumpe gleichzeitig zwei Hydraulikölpumpen antreibt, deren kombinierter Volumenstrom den Arbeitskolben schneller ausfahren lässt. Bei Erreichen eines bestimmten, über einen Druckaufnehmer an einem Umrichter übermittelten Grenzdrucks kann die Eilgangpumpe durch Schalten eines Wegeventils mit dem Rücklaufftank für Hydrauliköl verbunden werden. Dann fördert nur noch die zweite Pumpe. Damit kann das erforderliche Drehmoment des elektrischen Antriebsmotors auf ein wirtschaftlich sinnvolles Maß begrenzt werden.

[0018] Eine andere Anwendungsmöglichkeit der erfindungsgemäßen druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung besteht darin, die Kolben/Zylinder-Einheit des Verbrauchers mit einem an sich bekannten Eilgangkolben und Füllventilen zu kombinieren, wie sie aus konventionellen Hydrauliksteuerungen an sich bekannt sind. Allerdings sind die erforderlichen Füllventile mit den notwendigerweise großen Rohrleitungen so genannter Eilgangkolben vergleichsweise kostenintensiv.

[0019] Es kann ferner vorgesehen sein, dass zwischen der Hauptarbeitspumpe und einem der Hauptarbeitspumpe zugeordneten Antriebsmotor ein mechanisches Getriebe, insbesondere eine Übersetzungsgetriebe, vorgesehen ist. Dadurch ist die Drehzahl der Hauptarbeitspumpe gegenüber der Drehzahl des der Hauptarbeitspumpe zugeordneten Antriebsmotors veränderbar. Durch das zwischengeschaltete, mechanische Getriebe, welches eine konstante Übersetzung aufweisen kann, wird es möglich, die nutzbare Drehzahlspanne des Antriebsmotors deutlich zu erhöhen. Somit kann beispielsweise ein kostengünstiger Motor mit geringerem Drehmoment verwendet werden oder alternativ eine Pumpe mit höherem Förderstrom.

[0020] Bei der erfindungsgemäßen Antriebsanordnung kann es außerdem zweckmäßig sein, wenn die Pumpenanordnung aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hauptarbeitspumpe für Arbeitshübe und aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hilfspumpe für Rückhübe besteht, wobei das pro Umdrehung geförderte Volumen der Hauptarbeitspumpe und/oder der Hilfspumpe veränderbar ist. Vorzugsweise ist die Veränderung des pro Umdrehung geförderten Volumens in Abhängigkeit des von der Hauptarbeitspumpe und/oder der Hilfspumpe erzeugten Drucks regelbar. Wegen der eigenständig erfinderischen Bedeutung dieser Lösung behält sich die Anmelderin vor, sie zum Gegenstand einer Teilanmeldung zu machen. Wahlweise kann die Hauptarbeitspumpe und/oder die Hilfspumpe bei dieser Lösung als an sich bekannte Axialkolbenpumpe oder Flügelzellenpumpe mit pro Umdrehung veränderlichem Volumenstrom gebildet sein. Die Verstellung des Hubraums der Pumpe kann dabei mechanisch-hydraulisch in Abhängigkeit des Prozessdruckes oder über einen Stellmotor erfolgen. Die belastungsabhängige Veränderung des Fördervolumens pro Umdrehung beziehungsweise des Pumpenhubraums zur Regelung des Förderstroms - also des Fördervolumens pro Zeit - bietet den Vorteil, dass bei geringer Last ein hoher Förderstrom erreicht wird. Dies ist insbesondere bei an der Antriebsanordnung angeschlossenen Großverbrauchern zweckmäßig, da diese dann in kurzer Zeit lange Wege beziehungsweise Hübe erreichen. Ebenso kann bei großen Lasten die Arbeitsweise der Pumpe derart verändert werden, dass durch Reduzierung des Pumpenhubraums ein geringeres Moment des Antriebsmotors erforderlich wird, wodurch die Baugröße des Antriebsmotors reduziert werden kann. Gleichzeitig wird die Möglichkeit gegeben, bedarfsweise große Fördervolumina zu erreichen.

[0021] Wenn gemäß einer weiteren Ausführungsform ein elektrischer Umrichter, insbesondere ein Frequenzumrichter, als Ersatz für eine hydraulische Steuerung für die Gefahr bringende Richtungs- und Geschwindigkeitssteuerung der Hydraulikpumpe verwendet wird, insbesondere dann, wenn zusätzlich zu dem Umrichter eine schaltbare Bremse zwischen dem elektrischen Antriebsmotor der Pumpenanordnung und dem Umrichter installiert wird, werden auf einfache

Weise höherwertige Risikokategorien bei geringem Aufwand erreichbar. Wegen der eigenständig erfinderischen Bedeutung dieser Lösung behält sich die Anmelderin vor, diese Kombination zum Gegenstand einer Teilanmeldung zu machen. Als Umrichter stehen inzwischen Ausführungsformen zur Verfügung, die nach den Anforderungen der zweithöchsten CE-Risikokategorie 3 zertifiziert sind. Wird ein solcher Umrichter mit einer Hydrauliksteuerung wie der vorbeschriebenen Art kombiniert, d.h. mit einem hydraulischen Getriebe ohne sicherheitsrelevante Schaltventile, und wird zu dem die restliche elektrische Steuerung entsprechend sicher ausgelegt, so kann - praktisch ohne im Bereich der Hydraulik einen nennenswerten Zusatzaufwand zu betreiben - eine hydraulische Antriebsanordnung mit Kategorie 3-Einstufung realisiert werden. In diesem Fall werden die Hydrauliksysteme nur noch als "hydraulisches Getriebe" verwendet und die Gefahr bringende Richtungs- und Geschwindigkeitssteuerung wird ausschließlich durch den Umrichter realisiert. Eine derartige Lösung ist auch bei druckspeicherbehafteten hydraulischen Antriebsanordnungen mit drehzahlvariabel angetriebenen Hydraulikpumpen realisierbar, wie sie unter anderem in der DE 103 59 067 A1 beschrieben sind oder wie sie unter Verwendung nur einer einzigen von dem elektrischen Antriebsmotor angetriebenen Hydraulikpumpe bekannt sind.

[0022] Es ist ferner möglich mit nur geringem Zusatzaufwand die höchste Risikokategorie 4 zu erreichen, in dem zusätzlich zu dem Umrichter mit Kategorie 3-Einstufung eine Bremse zwischen elektrischem Antriebsmotor und der Arbeitspumpe installiert wird. Dadurch wird ein redundantes System geschaffen. Bremsen mit entsprechend sicherer Auslegung sind beispielsweise aus dem Aufzugbau bekannt. Darüber hinaus kann der Umrichter die Wirksamkeit der Bremse in regelmäßigen Zeitabständen überprüfen, indem der Motor gegen die aktive Bremse ein Drehmoment aufbringt und die Prozesssteuerung prüft, ob sich der Rotor unzulässig bewegt.

[0023] Die vorgenannten sowie die beanspruchten und in den Ausführungsbeispielen beschriebenen erfindungsgemäß zu verwendenden Bauteile unterliegen in ihrer Größe, Formgestaltung, Materialauswahl und technischen Konzeption keinen besonderen Ausnahmebedingungen, so dass die in dem Anwendungsgebiet bekannten Auswahlkriterien uneingeschränkt Anwendung finden können.

[0024] Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile des Gegenstandes der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, sowie aus der nachfolgenden Beschreibung der zugehörigen Zeichnung, in der - beispielhaft - ein Ausführungsbeispiel einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung dargestellt ist. Auch einzelne Merkmale der Ansprüche oder der Ausführungsformen können mit anderen Merkmalen anderer Ansprüche und Ausführungsformen kombiniert werden.

KURZBESCHREIBUNG DER FIGUREN

[0025] In der Zeichnung zeigen

Fig. 1 das Blockschaltbild einer ersten Ausführungsform einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung;

Fig. 2 das Blockschaltbild einer zweiten Ausführungsform einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung;

Fig. 3 A/B/C das Blockschaltbild einer dritten Ausführungsform einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung in drei unterschiedlichen Ventilstellungen; sowie

Fig. 4 das Blockschaltbild einer vierten Ausführungsform einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung, wobei eine erhöhte Sicherheitskategorie erreicht wird.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG VON AUSFÜHRUNGSBEISPIELEN

[0026] Figur 1 zeigt eine druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung, bei der eine von einem elektrischen drehzahlvariablen Antriebsmotor M1 angetriebene hydraulische Hauptpumpe P1 mit dem Kolbenraum K einer als Verbraucher 1 fungierenden Kolben/Zylinder-Einheit über eine Druckleitung D1 schaltventillos direkt verbunden ist. Zusätzlich ist eine von einem elektrischen drehzahlvariablen Antriebsmotor M2 angetriebene Hilfspumpe P2 über eine schaltventillose Direktverbindung D2 mit dem Ringraum R des Verbrauchers 1 verbunden. Die Motor/Pumpeneinheit M1/P1 bestimmt als Führungseinheit die Kolbenbewegung zumindest bei dessen Arbeitshub, so wie dies auch bei druckspeicherbehafteten hydraulischen Antriebsanordnungen üblich ist. Mit der Motor/Pumpeneinheit M2/P2 wird ein Gegendruck erzeugt, der die Funktion eines Akkumulators nachbildet, wie er in den druckspeicherbehafteten hydraulischen Antriebsanordnungen verwendet wird. Dazu wird das Drehmoment des Motors M2 so geregelt, dass ein bestimmter, für den Prozess erforderlicher Gegendruck gegen den Arbeitsdruck erzeugt und gehalten wird. Dieser Gegendruck kann unabhängig von der Position des Kolbens bzw. der Kolbenstange beliebig gesteuert oder geregelt werden. So ist es möglich, am Beginn des Rückhubes etwa bei einem von dem Verbraucher durchgeführten Umformprozess eines Werk-

stückes hohe Abstreifkräfte zu erzeugen, die z.B. erforderlich sind, um einen Umformstempel beim Rückhub aus der Form zurückzuholen. Ebenso können lange Rückhübe, insbesondere mit konstantem Gegendruck, realisiert werden. Im Stillstand oder bei der Abwärtsfahrt - d.h. im Anfangsbereich des Arbeitshubes - kann das Moment des Antriebsmotors M1 reduziert werden, um Energie zu sparen.

[0027] Für die Motor/Pumpeneinheit M2/P2 wird nur eine im Vergleich zur Hauptarbeitspumpe geringe Antriebsleistung benötigt, die zwischen 2% und 50% der Nennleistung liegen kann, die von der Hauptarbeitspumpe benötigt wird. In vielen Fällen ist etwa 1/10 der Nennleistung der Hauptarbeitspumpe für die Hilfspumpe günstig und ausreichend.

[0028] Bei einer derartigen Anordnung werden die gleichen Vorteile wie bei einer druckspeicherbehafteten hydraulischen Antriebsanordnung mit drehzahlvariabel angetriebener Hydraulikpumpe erreicht - und zwar auch für Anwendungsfälle, bei denen lange Arbeitshübe und/oder große Kräfte vom Verbraucher, d.h. der Kolben/Zylinder-Einheit gefordert werden. Zusätzlich können auch vergleichsweise große Fördervolumina realisiert werden, die vorteilhafterweise nicht etwa durch das Volumen des Druckspeichers beschränkt sind. Durch die Erfindung wird darüber hinaus nicht nur ein kostengünstigerer Aufbau erreicht, sondern vor allem ganz erhebliche Vorteile beim Energiebedarf der Anordnung. Dies umso mehr, als die Antriebsanordnung wahlweise mit einer oder zwei Axialkolbenpumpen oder Flügelzellenpumpen ausgerüstet sein kann. Dadurch, dass diese Pumpen sich durch einen hinsichtlich des Fördervolumens pro Umdrehung veränderbaren Pumpenhubraum auszeichnen, kann die Baugröße und somit der Energie- und Kostenaufwand für die Pumpen P1, P2 weiter reduziert werden. Es kann bei einem Einsatz von derartigen Pumpen zweckmäßig sein, dass pro Umdrehung veränderbare Fördervolumen belastungs- beziehungsweise prozessdruckabhängig zu regeln. Die Funktion der Hubraumreduzierung ist dabei mit der eines (mechanischen) Schaltgetriebes etwa vergleichbar: Sie bewirkt eine Reduzierung des erforderlichen Momentes des Antriebsmotors M1 und/oder M2. Zusätzlich oder alternativ kann auch die Anordnung eines mechanischen Getriebes beziehungsweise eines Zahnradgetriebes mit konstanter Übersetzung zwischen dem Antriebsmotor M1 (M2) und der Pumpe P1 (P2) sinnvoll sein. Es erlaubt, die nutzbare Drehzahlspanne des oder der Motoren zu erhöhen. Auch dadurch wird der Kosten- und Energieaufwand für die erfindungsgemäße Antriebsanordnung reduziert.

[0029] Bei der Anordnung nach diesem ersten (und den folgenden) Ausführungsbeispielen verbinden Steuerleitungen 5A, 5B die Steuerungseinrichtung 6 mit den drehzahlvariablen elektrischen Antriebsmotoren M1, M2. Die drehzahlvariablen Motoren M1 und M2 sind über die Steuereinrichtung 6, insbesondere in Gestalt eines an sich bekannten Umrichters, bevorzugt in Gestalt eines Frequenzumrichters, in Bezug auf Drehzahl und Drehrichtung - gewünschtenfalls bis zum Stillstand - frei parametrierbar. Durch entsprechende Sollwertvorgaben an den Umrichter kann vom Stillstand bis zur maximal zulässigen Drehzahl in beiden Drehrichtungen der gesamte Drehzahl-Stellbereich durchlaufen werden. Die Antriebe können dabei in allen vier Quadranten eines Drehzahl-Drehmoment-Diagramms arbeiten. Das heißt, die Antriebe können wahlweise rechts- oder linkssinnig (Quadranten I und II oder Quadranten III und IV) antreiben (Quadrant I oder III) oder bremsen (Quadrant II oder IV). Da der von den Pumpen P1 und P2 geförderte Hydraulikölstrom sich annähernd proportional zur Motordrehzahl verhält, sind auf diese Weise der Ölstrom und somit auch die Kolbenbewegung frei beeinflussbar. Druckbegrenzungsventile 4A und 4B begrenzen den Systemdruck auf das zulässige Maß, so dass bei Übersteigen des eingestellten Drucks Hydrauliköl über die Rückläufe 2A bzw. 2B in den Hydrauliköltank T zurückfließt. Die Ist-Position der Kolbenstange wird über den Wegegeber 8 an die Umrichtersteuerung 6 übertragen.

[0030] Eine bevorzugte Funktionsweise ist die Folgende: Im Stillstand des Verbrauchers stehen die Motoren M1 und M2 in der Regel annähernd still, es sei denn eine Leckage oder dergleichen sind auszugleichen. Bei Motorenstillstand wird kein Öl gefördert und somit keine Kolbenbewegung gezielt ausgelöst.

[0031] Soll die Kolbenstange S ausgefahren werden, so beginnt der Motor M1 zu rotieren und das Hydrauliköl fließt in den Kolbenraum K (Füllmodus der Pumpe P1), so dass die Kolbenstange S ausfährt. Hierbei kann das Drehmoment des im Entleermodus der Pumpe P2 mitlaufenden Motors M2 auf einen relativ geringen Wert begrenzt werden. Der im Entleermodus der Pumpe P2 mitlaufende Motor M2 verhindert z.B., dass eine an dem Verbraucher hängende Last sich unkontrolliert absenkt. Die Drehrichtung des Motors M2 entspricht also dem Entleermodus der Pumpe P2, d.h. Hydrauliköl wird aus dem Ringraum unter Aufrechterhalten eines gewissen Gegendruckes gegen den Kolben des Verbrauchers kontrolliert abgezogen bzw. abgelassen. Die Pumpe P2 wird daher vom ringraumseitig ausströmenden Hydraulikölvolumen mit geringem Druck in rückläufige Rotation versetzt werden, d.h., dass der Motor M1 seinerseits den Motor M2 antreibt und der Motor M2 diese Antriebskraft abbremst, da er langsamer läuft als es dem Antriebsmoment des Motors M1 entspräche. Das Öl fließt nach Durchströmen der Pumpe P2 drucklos in den Tank T zurück. Über die Steuereinrichtung 6 des Motors M2 kann dabei das MotorBremsmoment des Motors M2 variiert und so ein vorgebbare Gegendruck gehalten werden. Da beide Elektromotoren M1 und M2 winkelgenau steuerbar sind, ermöglicht dies eine sehr exakte Positionierung der Kolbenstange, deren Sollpositionen unter vollem Druck und ohne Drosselverluste mit einer Genauigkeit bis zu 1 µm angefahren und gehalten werden können. Es kann bei Bedarf mit einer Drehzahl nahe 0 mit hohem oder sogar vollem Druck eine Position des Kolbens exakt angefahren werden.

[0032] Für die Rückfahrt werden nun die Drehrichtungen der Motoren M1 und M2 geändert, d.h. M1/P1 arbeiten im Entleermodus und M2/P2 arbeiten im Füllmodus für den zugeordneten Druckraum des Verbrauchers 1. Dabei wird ermöglicht, den unter Druck stehenden Zylinder durch Reversieren der Pumpendrehrichtung zu dekomprimieren. Die

im komprimierten Hydrauliköl gespeicherte Energie unterstützt dabei einerseits die Beschleunigung des Motors M1 in die Gegenrichtung. Andererseits kann überschüssige Kompressionsenergie durch die generatorische Wirkung des Motors M1 in elektrische Energie umgewandelt und gespeichert oder ins Netz zurückgespeist werden. Bei der Rückfahrt (Rückhub des Kolbens) bestimmt weiterhin die Drehzahl des nunmehr in der Drehrichtung umgekehrten Motors M1 die Position und Geschwindigkeit der Kolbenstange S. Der durch das begrenzte Antriebsmoment des Motors M2 erzeugte Förderstrom der Pumpe P2 ist gerade so groß, das die durch die reversierte Pumpe P1 aus dem Kolbenraum K geförderte Ölmenge auf der Ringraumseite R ersetzt wird. Durch Anhalten des Motors M1 kommt der Kolben positionsgenau zum Stillstand.

[0033] Die Ausführungsform nach Figur 2 unterscheidet sich von derjenigen nach Figur 1 durch die Verwendung eines an sich bekannten so genannten Eilgangkolbens 3' und eines Füllventils 9 sowie einer dritten Druckleitung D3, die über ein Auf/Zu-Ventil 11 im Bypass zur schaltventillosen Druckleitung D1 zugeschaltet werden kann. Der Eilgangkolben 3' ist in den Kolben der Kolbenzylindereinheit 1 eingesetzt. Durch Schließen des Ventils 11 wird der Pumpenstrom der Hauptarbeitspumpe P1 nicht auf den Hauptkolben, sondern auf den im Durchmesser viel kleineren Eilgangkolben geleitet. Die Kolbenstange S fährt so deutlich schneller aus. Über ein entsperbares, als Füllventil 9 dienendes Rückschlagventil wird dabei Hydrauliköl zum Füllen des Kolbenraumes K aus dem Tank T gesaugt. Nach Erreichen eines einstellbaren Druckes wird mit dem Ventil 11 die Hauptkolbenfläche zugeschaltet, damit die volle Kolbenkraft erreicht werden kann. Beim Rückhub wird das Füllventil 9 ebenfalls geöffnet, um auch hier mit hoher Geschwindigkeit fahren zu können.

[0034] Die Ausführungsform nach den Figuren 3A bis 3C unterscheidet sich von derjenigen nach Figur 1 durch den Einsatz des Schaltventils 13 und die zusätzliche Druckleitung D4, mit der der Ringraum R der Kolbenstange S mit dem Ventil 13 bzw. je nach Schaltstellung des Ventils 13 mit dem Kolbenraum K der Kolben/Zylindereinheit 1 verbunden werden kann.

[0035] Soll die Kolbenstange S mit Eilganggeschwindigkeit ausfahren, so wird das Ventil 13 in die in Figur 3B dargestellte Stellung "parallele Pfeile" geschaltet. Beide Motoren M1 und M2 werden über die Steuereinheit 6 mit gleicher Drehrichtung und Drehzahl angesteuert. Die Pumpe P1 fördert über die Druckleitung D1 direkt in den Kolbenraum K, die Pumpe P2 über die Druckleitung D4 ebenfalls. Über die Leitung D2 ist dabei der Ringraum R mit dem Kolbenraum K verbunden. Die Kolbenstange S fährt wegen der im Verhältnis zur Fläche des Ringraums R größeren Fläche des Kolbens K aus. Die dabei über die Druckleitung D2 aus dem Ringraum R verdrängte Ölmenge fließt über die Leitung und D4 ebenfalls in den Kolbenraum K. Auf diese Weise können durch die Kombination der Förderströme der Pumpen P1 und P2 sowie zusätzlich durch die Nutzung der ringraumseitig abfließenden Ölmenge hohe Ausfahrsgeschwindigkeiten realisiert werden.

[0036] Soll im weiteren Verlauf des Antriebshubes der eigentliche Arbeitsschritt beginnen, bei der der Zylinder mit höherer Kraft arbeitet, so wird das Ventil 13 in die im Bild 3A dargestellte Sperrposition gebracht. Ringraum R und Kolbenraum K sind wieder voneinander getrennt, die Anlage arbeitet nach dem in der Figur 1 dargestellten Prinzip. Dazu stellt die Steuereinrichtung 6 die Betriebsart des Motors M2 um; statt mit gleicher Drehzahl und -richtung wie der Motor M1 im Füllmodus zu laufen, erzeugt M2 nun wieder ein vorgebbares, insbesondere konstantes Bremsmoment, wie oben für die Figur 1 beschrieben (Entleermodus). Die Drehrichtung von M2 wird hierfür also umgekehrt.

[0037] Für den Rück- oder Leerhub kann das Ventil 13 in die in der Figur 3C dargestellte Stellung "gekreuzte Pfeile" geschaltet werden. Der Kolbenraum K ist nunmehr über die Leitung 12 direkt mit dem Tank T verbunden. So kann die meist recht hohe Fördermenge der Pumpe P2 für eine hohe Rücklaufgeschwindigkeit genutzt werden, die nicht mehr durch den relativ hohen Widerstand der nach dem Konzept entsprechend der Figur 1 das Entleeren des Kolbenraums K gestattenden Pumpe P1 begrenzt ist. In diesem Betriebszustand wird der Motor M2 (Füllmodus) in Bezug auf Drehrichtung und Drehzahl wieder synchron zum Motor M1 (Entleermodus) betrieben. Vor Erreichen der oberen Endlage werden beide Motoren M1 und M2 zum Stillstand gebracht, das Ventil 13 schaltet in die Mittelstellung entsprechend Bild 3A.

[0038] Figur 4 zeigt eine hydraulische Steuerung für eine Maschine, die der höchsten CE-Risikokategorie 4 entspricht. Das Bild zeigt eine Steuerung ähnlich der in der Figur 1 dargestellten; auf gleiche Weise können auch Steuerungen der Bilder 2 bis 3 verändert werden. Die eigentliche hydraulische Steuerung bleibt völlig unverändert. Die Umrichtersteuerung 6 erhält jedoch eine Zusatzausrüstung zum Erreichen der Risikokategorie 3, dazu gehören beispielsweise redundante elektrische Schaltungen und eine besonders zertifizierte Software. Zwischen den Motor M1 und die Pumpe P1 wird eine elektrisch schaltbare Bremse B eingebaut. Das Bremsmoment wird über Federn aufgebracht, das Lüften erfolgt durch eine elektrisch betriebene Spule. Bei gewollten Bewegungen des Kolbens S wird die Bremse durch Einschalten der Spule gelüftet, für den sicheren Stillstand bleibt sie geschlossen.

Bezugszeichenliste:

1	Verbraucher	13	Schaltventil
2A	Rücklauf	20	Pumpenanordnung
2B	Rücklauf	B	Bremse

(fortgesetzt)

	3	Zylinder	D1	erste Druckleitung
	3'	Eilgangkolben	D2	zweite Druckleitung
5	4A	Druckbegrenzungsventil	D3	dritte Druckleitung
	4B	Druckbegrenzungsventil	D4	vierte Druckleitung
	5A	Steuerleitung	M1	erster Antriebsmotor
	5B	Steuerleitung	M2	zweiter Antriebsmotor
10	6	Steuereinrichtung	P1	Hauptarbeitspumpe
	7	Rücklauf-/Saugleitung	P2	Hilfspumpe
	8	Weggeber	K	erster Druckraum
	9	Füllventil	R	zweiter Druckraum
	10	Antriebsanordnung	S	Kolbenstange
15	11	Ventil	T	Tank
	12	Leitung		

Patentansprüche

- 20
1. Druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung für und mit einem Verbraucher (1), insbesondere für Pressen, mit zwei entgegengesetzt wirkenden Druckräumen (K, R), von denen einer über eine erste Druckleitung (D1) und eine Pumpenanordnung (20) und der andere über eine zweite Druckleitung (D2) und die Pumpenanordnung (20) mit Druckmittel versorgbar sind,
- 25 **dadurch gekennzeichnet,**
dass die Pumpenanordnung (20) aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hauptarbeitspumpe (P1) für Arbeitshübe und aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hilfspumpe (P2) für Rückhübe besteht und
dass die Förderrichtung der Hilfspumpe (P2) umkehrbar und die Hilfspumpe (P2) über ein Wegeventil (13) wahlweise mit dem ersten (K) und/oder mit dem zweiten (R) Druckraum des Verbrauchers (1) hydraulisch verbunden oder
- 30 verbindbar ist.
2. Anordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ringraum (R) und der Kolbenraum (K) über eine schaltbare Druckleitung (D2, D4) wahlweise hydraulisch miteinander verbindbar und wieder von einander trennbar sind.
- 35 3. Anordnung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolbenraum (K) über das Wegeventil (13) wahlweise mit einer Entleerleitung (12) verbindbar ist.
- 40 4. Druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet,** dass eine Steuereinrichtung (6) vorgesehen ist, mit der ein von der Hilfspumpe (P2) aufzubauender, gegen den Druck im Arbeitsraum des Verbrauchers (1) wirkender Gegendruck in dem der Hilfspumpe zugeordneten Druckraum steuer- oder regelbar ist.
- 45 5. Anordnung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Druckleitung (D1) eine schaltventillose Direktverbindung zwischen der Hauptarbeitspumpe (P1) und dem ersten Druckraum (K) und die zweite Druckleitung (D2) eine schaltventillose Direktverbindung zwischen der Hilfspumpe (P2) und dem zweiten Druckraum (R) ist.
- 50 6. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Nennleistung der Hilfspumpe (P2) zwischen 2% und 50% der Nennleistung, vorzugsweise etwa 10% der Nennleistung der der Hauptarbeitspumpe (P1) beträgt.
- 55 7. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen der Hauptarbeitspumpe (P1) und einem der Hauptarbeitspumpe (P1) zugeordneten Antriebsmotor (M1) ein mechanisches Getriebe vorgesehen ist, wodurch die Drehzahl der Hauptarbeitspumpe (P1) gegenüber der Drehzahl des der Hauptarbeitspumpe (P1) zugeordneten Antriebsmotors (M1) veränderbar ist.
8. Druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet,** dass das pro Umdrehung geförderte Volumen der Hauptarbeitspumpe (P1) und/oder der Hilfspumpe (P2) verän-

derbar ist, wobei die Veränderung des pro Umdrehung geförderten Volumens vorzugsweise in Abhängigkeit des von der Hauptarbeitspumpe (P1) und/oder der Hilfspumpe (P2) erzeugten Drucks regelbar ist.

- 5 9. Druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpenanordnung (20) mindestens eine von einem drehzahlvariabel antreibbaren elektrischen Antriebsmotor angetriebene Pumpe für Arbeitshübe der als hydraulisches Getriebe gestalteten hydraulischen Antriebsanordnung aufweist, bei der die Druckleitungen (D1, D2) frei von sicherheitsrelevanten Schaltventilen sind, und dass eine als Umrichter gestaltete Steuereinrichtung (6) eine an sich bekannt hohe Risikokategorie für den elektrischen Antriebsmotor als Ersatz für eine hydraulische Steuerung aufweist.

10
10. Anordnung nach Anspruch 9, gekennzeichnet durch eine Bremse (8), die zwischen dem elektrischen Antriebsmotor (M1) und der Arbeitspumpe (P1) wirksam ist.
- 15 11. Druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** dass die Pumpenanordnung (20) aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hauptarbeitspumpe (P1) für Arbeitshübe und aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hilfspumpe (P2) für Rückhübe besteht und dass eine Steuereinrichtung (6) vorgesehen ist, mit der ein von der Hilfspumpe (P2) aufzubauender, gegen den Druck im Arbeitsraum des Verbrauchers (1) wirkender Gegendruck in dem der Hilfspumpe zugeordneten Druckraum steuer- oder regelbar ist.

20
12. Druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** dass die Pumpenanordnung (20) aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hauptarbeitspumpe (P1) für Arbeitshübe und aus einer drehzahlvariabel angetriebenen Hilfspumpe (P2) für Rückhübe besteht und dass das pro Umdrehung geförderte Volumen der Hauptarbeitspumpe (P1) und/oder der Hilfspumpe (P2) veränderbar ist, wobei die Veränderung des pro Umdrehung geförderten Volumens vorzugsweise in Abhängigkeit des von der Hauptarbeitspumpe (P1) und/oder der Hilfspumpe (P2) erzeugten Drucks regelbar ist.

25
- 30 13. Druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpenanordnung (20) mindestens eine von einem drehzahlvariabel antreibbaren elektrischen Antriebsmotor angetriebene Pumpe für Arbeitshübe der als hydraulisches Getriebe gestalteten hydraulischen Antriebsanordnung aufweist, bei der die Druckleitungen (D1, D2) frei von sicherheitsrelevanten Schaltventilen sind, und dass eine als Umrichter gestaltete Steuereinrichtung (6) eine an sich bekannt hohe CE-Risikokategorie für den elektrischen Antriebsmotor als Ersatz für eine hydraulische Steuerung aufweist.

35
- 40 14. Verfahren zum druckspeicherlosen hydraulischen Antreiben eines Verbrauchers (1), mit zwei entgegengesetzt wirkenden Druckräumen (K, R) von denen einer über eine erste Druckleitung (D1) und eine Pumpenanordnung (20) und der andere über eine zweite Druckleitung (D2) und die Pumpenanordnung (20) mit Druckmittel versorgt wird **dadurch gekennzeichnet,** dass als Ersatz für einen Druckspeicher eine drehzahlvariabel angetriebene Hauptarbeitspumpe (P1) für Arbeitshübe und eine drehzahlvariabel angetriebene Hilfspumpe (P2) für Rückhübe verwendet wird und mittels einer Steuereinrichtung (6) von der Hilfspumpe (P2) ein Gegendruck gegen den Druck im Arbeitsraum des Verbrauchers (1) aufgebaut oder gehalten wird, und dass die Förderrichtung der Hilfspumpe (P2) während des Arbeitshubes des Verbrauchers umgekehrt und der Förderstrom der Hilfspumpe (P2) von einer anfänglichen Verbindung zum Kolbenraum (K) des Verbrauchers (1) auf eine Verbindung zum Ringraum (R) des Verbrauchers (1) umgeleitet wird.

45
- 50 15. Verfahren nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Drehzahl der Hauptarbeitspumpe (P1) gegenüber der Drehzahl eines der Hauptarbeitspumpe (P1) zugeordneten Antriebsmotors (M1) verändert wird, wobei die Veränderung der Drehzahl der Hauptarbeitspumpe (P1) gegenüber der Drehzahl des der Hauptarbeitspumpe (P1) zugeordneten Antriebsmotors (M1) vorzugsweise durch ein zwischen der Hauptarbeitspumpe (P1) und dem der Hauptarbeitspumpe (P1) zugeordneten Antriebsmotor (M1) vorgesehenes mechanisches Getriebe erfolgt.
- 55 16. Verfahren nach Anspruch 14 oder 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** das pro Umdrehung geförderte Volumen der Hauptarbeitspumpe (P1) und/oder der Hilfspumpe (P2) verändert wird, wobei die Veränderung des pro Umdrehung geförderten Volumens vorzugsweise in Abhängigkeit des von der Hauptarbeitspumpe (P1) und/oder der Hilfspumpe (P2) erzeugten Drucks geregelt wird.

17. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 16, bei dem die Pumpenanordnung (20) aus zumindest einer drehzahlvariabel angetriebenen Pumpe besteht, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckleitungen (D1, D2) ohne sicherheitsrelevante Schaltventile vom Hydrauliköl durchströmt werden und der mindestens eine drehzahlvariable Pumpenantriebsmotor von einem elektrischen Umrichter einer hohen CE-Risikokategorie angesteuert wird.

18. Verfahren nach Anspruch 17 **dadurch gekennzeichnet, dass** eine zwischen dem elektrischen Antriebsmotor (M1) und der Arbeitspumpe (P1) wirksame Bremse (8) redundant verwendet wird.

19. Verfahren nach dem Oberbegriff von Anspruch 14, bei dem die Pumpenanordnung (20) aus zumindest einer drehzahlvariabel angetriebenen Pumpe besteht, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckleitungen (D1, D2) ohne sicherheitsrelevante Schaltventile vom Hydrauliköl durchströmt werden und der mindestens eine drehzahlvariable Pumpenantriebsmotor von einem elektrischen Umrichter einer hohen CE-Risikokategorie angesteuert wird.

Claims

1. Accumulator-free hydraulic drive system for and with a consumer (1), more particularly for presses, with two counteracting pressure chambers (K, R) of which one can be supplied with pressure via a first pressure line (D1) and a pump arrangement (20) and the other via a second pressure line (D2) and the pump arrangement (20),

characterised in that

the pump arrangement (20) comprises a speed variably-driven main operating pump (P1) for working stroke and a speed variably-driven auxiliary pump (P2) for return strokes, and

in that the flow direction of the auxiliary pump (P2) is reversible and by way of a directional valve (13) the auxiliary pump (P2) is or can be optionally hydraulically connected with the first (K) and/or with the second (R) pressure chamber of the consumer (1).

2. Arrangement according to claim 1 **characterised in that** the annular space (R) and the piston chamber (K) can be optionally hydraulically connected or to each other and disconnected again via a controllable pressure line (D2, D4).

3. Arrangement according to claim 1 or 2 **characterised in that** the piston chamber (K) can be optionally connected with a drainage line (12) via the directional valve (13).

4. Accumulator-free hydraulic drive system according to any one of claims 1 to 3, **characterised in that** a control device (6) is provided with which a counterpressure to be built up by the auxiliary pump (P2) and acting against the pressure in the operating chamber of the consumer (1) in the pressure chamber assigned to the auxiliary pump can be controlled or regulated.

5. Arrangement according to claim 4 **characterised in that** the first pressure line (D1) is a control valve-free direct connection between the main operating pump (P1) and the first pressure chamber (K) and the second pressure line (D2) is a control valve-free direction connection between the auxiliary pump (P2) and the second pressure chamber (R).

6. Arrangement according to any one of claims 1 to 5 **characterised in that** the nominal output of the auxiliary pump (P2) is between 2% and 50% of the nominal output, preferably around 10% of the nominal output of the main operating pump (P1).

7. Arrangement according to any one of claims 1 to 6 **characterised in that** between the main operating pump (P1) and a drive motor (M1) assigned to the main operating pump (P1) a mechanical gear mechanism is provided through which the speed of the main operating pump (P1) can be altered in relation to the speed of the drive motor (M1) assigned to the main operating pump (P1).

8. Accumulator-free hydraulic drive system according to any one of claims 1 to 7 **characterised in that**

the volume conveyed per revolution of the main operating pump (P1) and/or the auxiliary pump (P2) can be changed, wherein the change in the volume conveyed per revolution can preferably be regulated as a function of the pressure produced by the main operating pump (P1) and/or the auxiliary pump (P2).

9. Accumulator-free hydraulic drive system according to any one of claims 1 to 9 **characterised in that** the pump

arrangement (20) has at least one pump, driven by a speed-variable electric drive motor, for working strokes of the hydraulic pump system designed as a hydraulic gear mechanism in which the pressure lines (D1, D2) are free of safety-relevant control valves, and **in that** a control device (6) in the form of an inverter exhibits a known high risk category for the electric device motor as a replacement for a hydraulic control.

10. Arrangement according to claim 9 **characterised by** a brake (8) that acts between the electric drive motor (M1) and the operating pump (P1).
11. Accumulator-free hydraulic drive system according to the introductory section of claim 1 **characterised in that** the pump arrangement (20) comprises a speed variably-driven main working pump (P1) for working strokes and a speed variably-driven auxiliary pump (P2) for return strokes and **in that** a control device (6) is provided with which a counterpressure to be built up by the auxiliary pump (P2) and acting against the pressure in the operating chamber of the consumer (1) in the pressure chamber assigned to the auxiliary pump can be controlled or regulated.
12. Accumulator-free hydraulic drive system according to the introductory section of claim 1 **characterised in that** the pump arrangement (20) comprises a speed variably-driven main working pump (P1) for working strokes and a speed variably-driven auxiliary pump (P2) for return strokes and **in that** the volume conveyed per revolution of the main operating pump (P1) and/or the auxiliary pump (P2) can be changed, wherein the change in the volume conveyed per revolution can preferably be regulation as a function of the pressure produced by the main operating pump (P1) and/or the auxiliary pump (P2).
13. Accumulator-free, hydraulic drive system according to the introductory section of claim 1 **characterised in that** the pump arrangement (20) has at least one pump, driven by a speed-variable electric drive motor, for working strokes of the hydraulic pump system designed as a hydraulic gear mechanism in which the pressure lines (D1, D2) are free of safety-relevant control valves, and **in that** a control device (6) in the form of an inverter exhibits a known high CE risk category for the electric device motor as a replacement for a hydraulic control.
14. Method of accumulator-free hydraulic driving of a consumer (1) with two counteracting pressure chambers (K, R), one of which is supplied with pressure via a first pressure line (D1) and a pump arrangement (20) and the other via a second pressure line (D2) and the pump arrangement (20) **characterised in that** as a replacement for an accumulator, a speed variably-driven main operating pump (P1) is used for working strokes and a speed variably-driven auxiliary pump (P2) for return strokes and by means of a control device (6) the auxiliary pump (P2) builds up or holds a counterpressure against a pressure in the operating chamber and **in that** during the working stroke of the consumer (1) the flow direction of the auxiliary pump (P2) is reversed and the flow of the auxiliary pump (P2) is diverted from an initial connection to the piston chamber (K) of the consumer (1) to a connection with the circular chamber (R) of the consumer (1).
15. Method according to claim 14 **characterised in that** the speed of the main operating pump (P1) is changed with regard to the speed of a drive motor (M1) assigned to the main operating pump (P1), wherein the change in the speed of the main operating pump (P1) with regard to the speed of the drive motor (M1) assigned to the main operating pump (P1) preferably takes place through a mechanical gear mechanism provided between the main operating pump (P1) and the drive motor (M1) assigned to the main operating pump (P1).
16. Method according to claim 14 of 15 **characterised in that** the volume conveyed per revolution of the main operating pump (P1) and/or the auxiliary pump (P2) is changed, wherein the change in the volume per revolution preferably takes place as a function of the pressure produced by the main operating pump (P1) and/or the auxiliary pump (P2).
17. Method according to any one of claims 14 to 16 in which the pump arrangement (20) comprises at least one speed variably-driven pump, **characterised in that** hydraulic oil flows through the pressure lines (D1, D2) without safety-relevant control valves and the at least one speed-variable pump drive motor is controlled with an electrical inverter of a high CE risk category.
18. Method according to claim 17 **characterised in that** a brake (8) acting between the electrical drive motor (M1) and the operating pump (P1) is redundantly used.
19. Method according to the introductory section of claim 14 in which the pump arrangement (20) comprises at least

one speed variably-driven pump, **characterised in** in that hydraulic oil flows through the pressure lines (D1, D2) without safety-relevant control valves and the at least one speed-variable pump drive motor is controlled with an electrical inverter of a high CE risk category.

5

Revendications

1. Système de commande hydraulique sans accumulateur de pression pour, et avec un consommateur (1), en particulier pour des presses, avec deux chambres de pression (K, R) à action inverse, l'une d'entre elles pouvant être alimentée en fluide sous pression par l'intermédiaire d'une première conduite de pression (D1) et d'un ensemble de pompes (20), et l'autre par l'intermédiaire d'une deuxième conduite de pression (D2) et de l'ensemble de pompes (20), **caractérisé en ce que** l'ensemble de pompes (20) se compose d'une pompe de travail principale (P1) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de travail, et d'une pompe auxiliaire (P2) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de retour, et **en ce que** le sens de circulation de la pompe auxiliaire (P2) peut être inversé et **en ce que** la pompe auxiliaire (P2) est reliée hydrauliquement, ou peut être reliée hydrauliquement, par l'intermédiaire d'un distributeur (13), au choix, à la première chambre de pression (K) et/ou à la deuxième chambre de pression (R) du consommateur (1).
2. Système selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'espace annulaire (R) et la chambre de piston (K) peuvent être reliés hydrauliquement ensemble, au choix, par l'intermédiaire d'une conduite de pression (D2, D4) commutable et être de nouveau séparés l'un de l'autre.
3. Système selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la chambre de piston (K) peut être reliée au choix à une conduite de vidange (12) par l'intermédiaire du distributeur (13).
4. Système de commande hydraulique sans accumulateur de pression selon l'une des revendications 1 à 3 précédentes, **caractérisé en ce que** l'on prévoit un dispositif de commande (6) avec lequel il est possible de commander ou réguler une contre-pression, à générer par la pompe auxiliaire (P2), agissant à l'encontre de la pression dans la chambre de travail du consommateur (1), dans la chambre de pression associée à la pompe auxiliaire.
5. Système selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** la première conduite de pression (D1) est une liaison directe sans soupape de commutation entre la pompe de travail principale (P1) et la première chambre de pression (K), et la deuxième conduite de pression (D2), une liaison directe sans soupape de commutation entre la pompe auxiliaire (P2) et la deuxième chambre de pression (R).
6. Système selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** la puissance nominale de la pompe auxiliaire (P2) est comprise entre 2% et 50% de la puissance nominale, en étant de préférence environ de 10% de la puissance nominale de la pompe de travail principale (P1).
7. Système selon l'une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** l'on prévoit une transmission mécanique entre la pompe de travail principale (P1) et un moteur d'entraînement (M1) associé à la pompe de travail principale (P1), moyennant quoi la vitesse de rotation de la pompe de travail principale (P1) peut être modifiée par rapport à la vitesse de rotation du moteur d'entraînement (M1) associé à la pompe de travail principale (P1).
8. Système de commande hydraulique sans accumulateur de pression selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** le volume mis en circulation, par révolution, de la pompe de travail principale (P1) et/ou de la pompe de travail auxiliaire (P2) peut être modifié, moyennant quoi la modification du volume mis en circulation par révolution peut de préférence être réglée en fonction de la pression générée par la pompe de travail principale (P1) et/ou la pompe auxiliaire (P2).
9. Système de commande hydraulique sans accumulateur de pression selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** l'ensemble de pompes (20) présente au moins une pompe entraînée par un moteur d'entraînement électrique pouvant être commandé à vitesse de rotation variable pour des courses de travail du système de commande hydraulique réalisé en tant que transmission hydraulique, dans lequel les conduites de pression (D1, D2) sont exemptes de soupapes de commutation pertinentes du point de vue sécurité, et **en ce qu'**un dispositif de commande (6) réalisé en tant que convertisseur présente une catégorie de risque élevée connue par ailleurs pour

le moteur d'entraînement électrique en remplacement d'une commande hydraulique.

10. Système selon la revendication 9, **caractérisé par** un frein (8) qui est opératif entre le moteur d'entraînement électrique (M1) et la pompe de travail (P1).
11. Système de commande hydraulique sans accumulateur de pression selon le préambule de la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'ensemble de pompes (20) se compose d'une pompe de travail principale (P1) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de travail, et d'une pompe auxiliaire (P2) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de retour, et **en ce que** l'on prévoit un dispositif de commande (6) avec lequel il est possible de commander ou réguler une contre-pression, à générer par la pompe auxiliaire (P2), agissant à l'encontre de la pression dans la chambre de travail du consommateur (1), dans la chambre de pression associée à la pompe auxiliaire.
12. Système de commande hydraulique sans accumulateur de pression selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'ensemble de pompes (20) se compose d'une pompe de travail principale (P1) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de travail, et d'une pompe auxiliaire (P2) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de retour, et **en ce que** le volume mis en circulation, par révolution, de la pompe de travail principale (P1) et/ou de la pompe de travail auxiliaire (P2) peut être modifié, moyennant quoi la modification du volume mis en circulation par révolution peut de préférence être réglée en fonction de la pression générée par la pompe de travail principale (P1) et/ou la pompe auxiliaire (P2).
13. Système de commande hydraulique sans accumulateur de pression selon le préambule de la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'ensemble de pompes (20) présente au moins une pompe entraînée par un moteur d'entraînement électrique à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de travail du système de commande hydraulique réalisé en tant que transmission hydraulique, dans lequel les conduites de pression (D1, D2) sont exemptes de soupapes de commutation pertinentes du point de vue sécurité, et **en ce qu'**un dispositif de commande (6) réalisé en tant que convertisseur présente une catégorie de risque CE élevée connue par ailleurs pour le moteur d'entraînement électrique en remplacement d'une commande hydraulique.
14. Procédé pour la commande hydraulique sans accumulateur de pression d'un consommateur (1), avec deux chambres de pression (K, R) à action inverse, l'une d'entre elles pouvant être alimentée en fluide sous pression par l'intermédiaire d'une première conduite de pression (D1) et d'un ensemble de pompes (20), et l'autre par l'intermédiaire d'une deuxième conduite de pression (D2) et de l'ensemble de pompes (20), **caractérisé en ce que** l'on utilise, en guise de remplacement d'un accumulateur de pression, une pompe de travail principale (P1) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de travail et une pompe auxiliaire (P2) à commande à vitesse de rotation variable pour des courses de retour et **en ce qu'**à l'aide d'un dispositif de commande (6), la pompe auxiliaire (P2) génère ou maintient une contre-pression à l'encontre de la pression dans la chambre de travail du consommateur (1), et **en ce que** le sens de circulation de la pompe auxiliaire (P2) est inversé pendant la course de travail du consommateur et le flux de circulation de la pompe auxiliaire (P2) étant dévié pour passer d'une liaison initiale avec la chambre de piston (K) du consommateur (1) à une liaison avec l'espace annulaire (R) du consommateur (1).
15. Procédé selon la revendication 14, **caractérisé en ce que** la vitesse de rotation de la pompe de travail principale (P1) est modifiée par rapport à la vitesse de rotation d'un moteur d'entraînement (M1) associé à la pompe de travail principale (P1), moyennant quoi la modification de la vitesse de rotation de la pompe de travail principale (P1) par rapport à la vitesse de rotation du moteur d'entraînement (M1) associé à la pompe de travail principale (P1) s'effectue de préférence grâce à une transmission mécanique prévue entre la pompe de travail principale (P1) et le moteur d'entraînement (M1) associé à la pompe de travail principale (P1).
16. Procédé selon la revendication 14 ou 15, **caractérisé en ce que** le volume mis en circulation, par révolution, de la pompe de travail principale (P1) et/ou de la pompe auxiliaire (P2) est modifié, moyennant quoi la modification du volume mis en circulation par révolution est de préférence réglée en fonction de la pression générée par la pompe de travail principale (P1) et/ou la pompe auxiliaire (P2).
17. Procédé selon l'une des revendications 14 à 16, dans lequel l'ensemble de pompes (20) se compose au moins

d'une pompe à commande à vitesse de rotation variable, **caractérisé en ce que** les conduites de pression (D1, D2) sont traversées par l'huile hydraulique sans soupapes de commutation pertinentes du point de vue sécurité, et **en ce que** cet au moins un moteur d'entraînement de pompe à vitesse de rotation variable est commandé par un convertisseur électrique d'une catégorie de risque CE élevée.

5

18. Procédé selon la revendication 17, **caractérisé en ce qu'**un frein (8) opératif entre le moteur d'entraînement électrique (M1) et la pompe de travail (P1) est utilisé de manière redondante.

10

19. Procédé selon le préambule de la revendication 14, dans lequel l'ensemble de pompes (20) se compose au moins d'une pompe à commande à vitesse de rotation variable, **caractérisé en ce que** les conduites de pression (D1, D2) sont traversées par l'huile hydraulique sans soupapes de commutation pertinentes du point de vue sécurité, et **en ce que** cet au moins un moteur d'entraînement de pompe à vitesse de rotation variable est commandé par un convertisseur électrique d'une catégorie de risque CE élevée.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

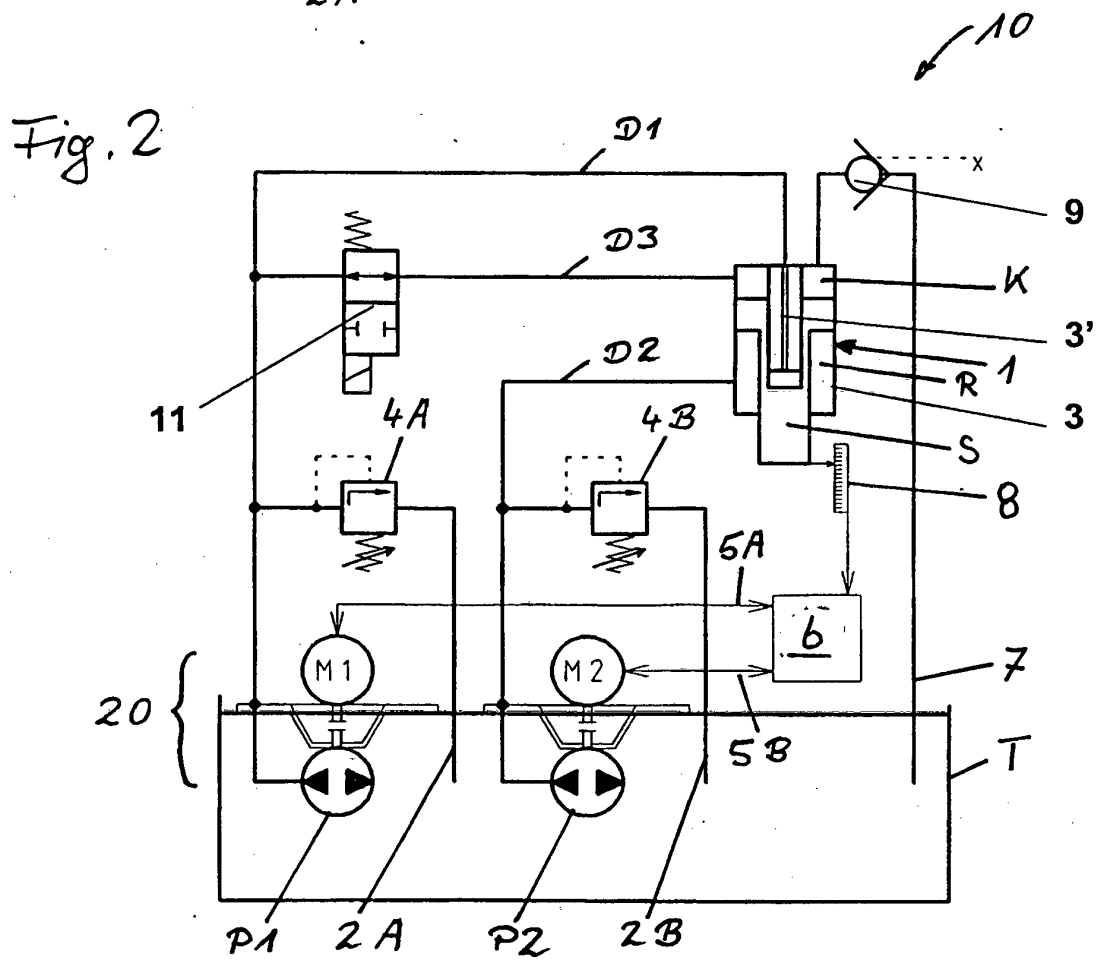
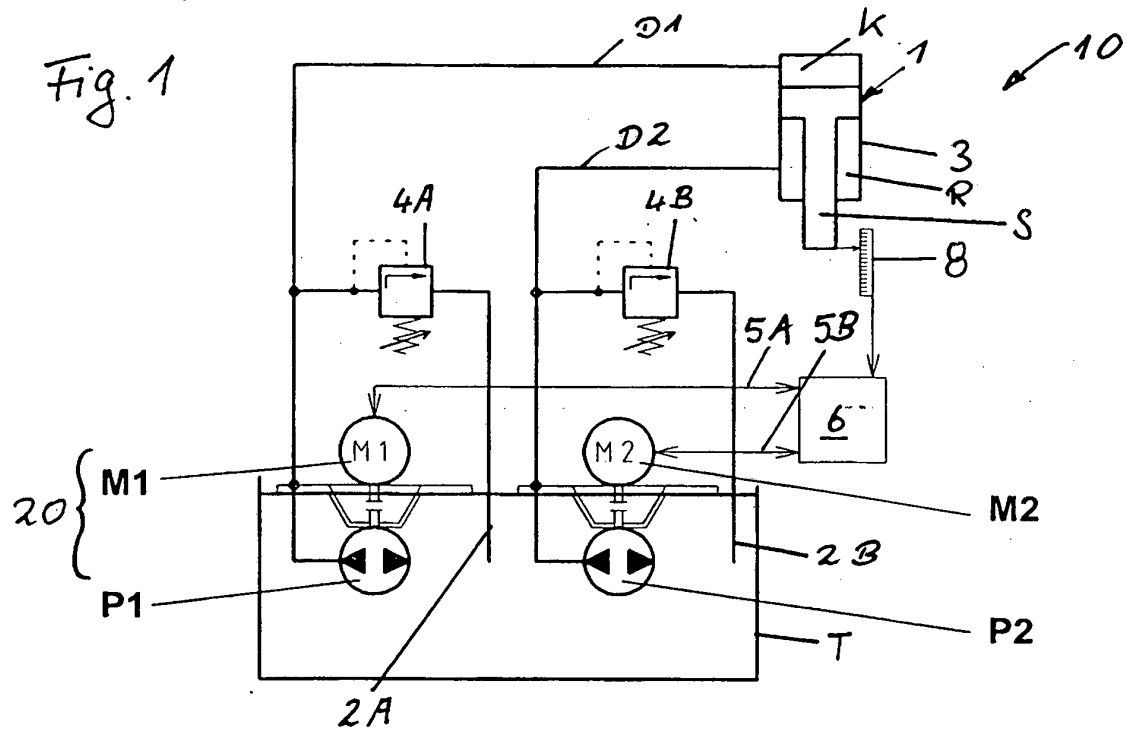


Fig. 3A

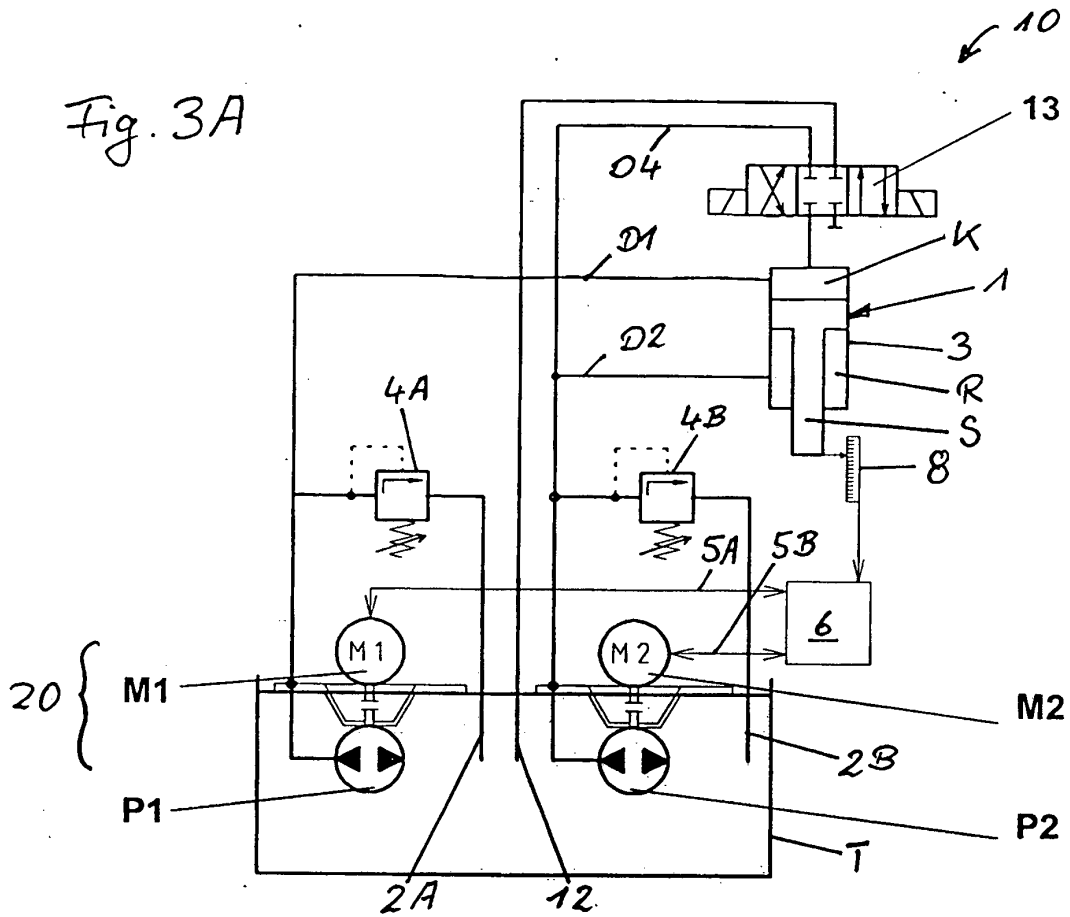


Fig. 3B

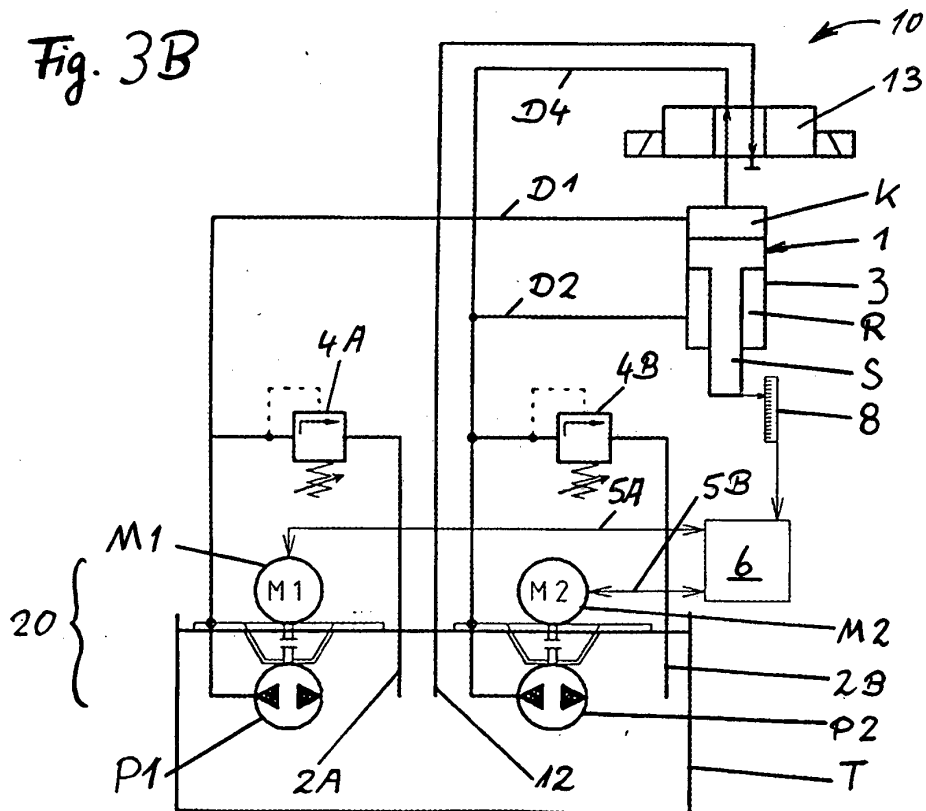


Fig. 3C

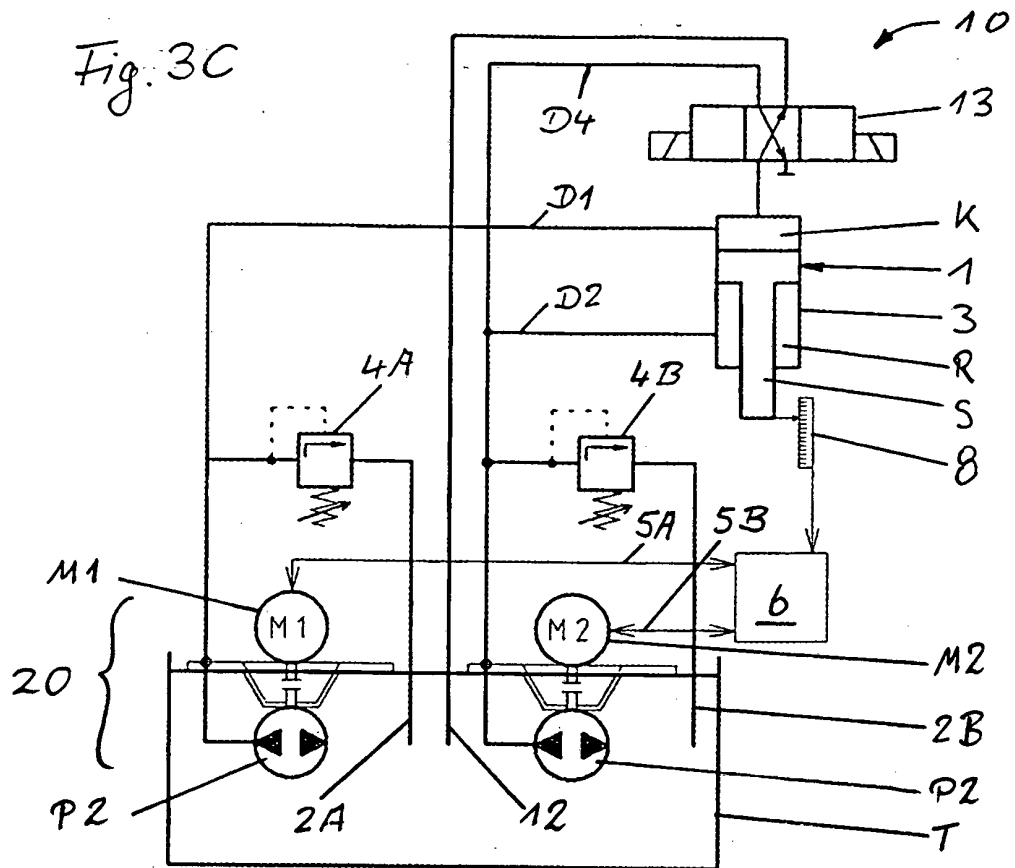
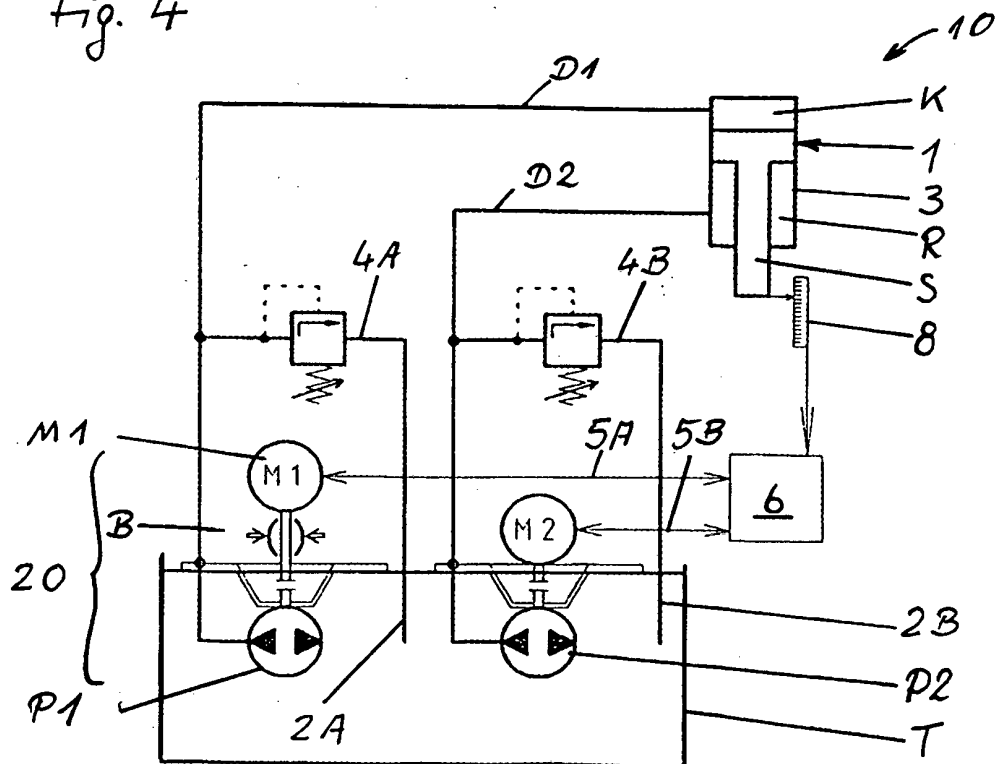


Fig. 4



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 10329067 A1 [0005]
- US 6379119 A [0005]
- JP 2001214903 A [0007]
- JP 8014208 A [0008]
- DE 4030950 A1 [0009]
- WO 0204820 A1 [0010]
- US 6205780 B1 [0011]
- DE 10359067 A1 [0021]