

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG
(19) Weltorganisation für geistiges

Eigentum

Internationales Büro

(43) Internationales

Veröffentlichungsdatum

3. Januar 2014 (03.01.2014)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer

WO 2014/001043 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F16H 61/4157 (2010.01) F16H 61/47 (2010.01)

F15B 11/044 (2006.01) F16H 61/46 (2010.01)

F16H 61/4148 (2010.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2013/061564

(22) Internationales Anmeldedatum:
5. Juni 2013 (05.06.2013)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2012 012 977.7 29. Juni 2012 (29.06.2012) DE

(71) Anmelder: ROBERT BOSCH GMBH [DE/DE];
Postfach 30 02 20, 70442 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder: LOEWE, Peter; Pfarrer-Fuetterer-Weg 8,
88483 Burgrieden (DE). SCHUETTE, Michael;
Eichlesstrasse 6, 89129 Langenau (DE).

(74) Anwalt: THÜRER, Andreas; Zum Eisengießer 1, 97816
Lohr (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,

AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW,
BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM,
DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME,
MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC,
SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN,
TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ,
TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ,
RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY,
CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT,
LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE,
SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA,
GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)

(54) Title: HYDRAULIC DRIVE

(54) Bezeichnung : HYDRAULISCHER ANTRIEB

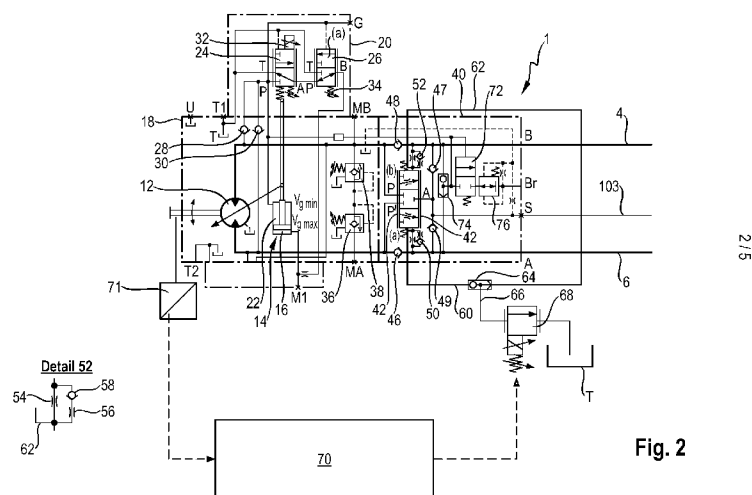


Fig. 2

(57) Abstract: A hydraulic drive having a brake valve is disclosed, wherein the pressure acting on the brake valve in the opening direction is limited via a pressure-limiting valve. The latter can be set, for example, in dependence on the rotational speed or else can be set to a predetermined pressure.

(57) Zusammenfassung: Offenbart ist ein hydraulischer Antrieb mit einem Bremsventil, wobei der auf das Bremsventil in Öffnungsrichtung wirksame Druck über ein Druckbegrenzungsventil begrenzt ist. Dieses kann beispielsweise in Abhängigkeit von der Drehzahl eingestellt werden oder aber auf einen vorbestimmten Druck eingestellt sein.



WO 2014/001043 A1

Hydraulischer Antrieb

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen hydraulischen Antrieb gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Aus der DE 103 20 946 B4 ist ein gattungsgemäßer hydraulischer Antrieb für eine Seilwinde bekannt, bei dem eine Windentrommel über einen Hydromotor angetrieben wird. Der Zulauf des Hydromotors ist mit einer Pumpe, vorzugsweise einer Verstellpumpe verbunden. Das vom Hydromotor abströmende Druckmittel fließt über den Rücklauf zu einem Tank T hin ab. In dem Fall, in dem eine ziehende Last an der Windentrommel angreift, kann diese bei nicht hinreichender Abbremsung so beschleunigen, dass der von der Pumpe geförderte Druckmittelvolumenstrom nicht ausreicht, um den Hydromotor mit genug Druckmittel zu versorgen, so dass entsprechend der Druck im Zulauf abfällt und es bei ungünstigen Bedingungen sogar zu Kavitationserscheinungen im Zulauf kommen kann.

Um einen derartigen unerwünschten Druckabfall im Zulauf zu vermeiden, ist bei der aus der DE 103 20 946 B4 bekannten Lösung ein Bremsventil, auch Senkbremsventil genannt, vorgesehen, das in eine Schließposition vorgespannt ist und in Öffnungsrichtung vom Druck im jeweiligen Zulauf beaufschlagt ist. Bei der bekannten Lösung ist dieses Bremsventil so ausgebildet, dass es in beiden Drehrichtungen des Hydromotors, d.h. bei wechselndem Zu- und Rücklauf wirksam ist. Bei hinreichendem Druck im Zulauf wird das Bremsventil in eine Öffnungsstellung gebracht, so dass der vom Hydromotor abströmende Druckmittelvolumenstrom über das Bremsventil zum Tank hin abströmt. Bei einem unerwünschten Druckabfall wird der zum Tank hin abströmende Druckmittelvolumenstrom angedrosselt oder gesperrt, so dass entsprechend der Hydromotor abgebremst wird und der Druck im Zulauf ansteigt bis das Bremsventil wieder öffnet.

Bei diesen bekannten Lösungen kann es insbesondere bei langen Zulaufleitungen und einem entsprechend großem Kapazitätswolumen der Zuleitungen bei Druckänderungen

im Zulauf und damit zu Druckschwankungen und entsprechenden Schwankungen des Kapazitätsumens der Schlauchleitungen kommen, so dass das Bremsventil aufgrund dieser Druckschwankungen entsprechend öffnet und schließt, so dass die Drehzahl des Hydromotors entsprechend schwankt und somit eine kontrollierte Bewegung der Last erschwert wird. Dieses Schwingungsverhalten des Hydromotors kann auch bei einer Fehlfunktion der Pumpe auftreten.

In der DE 10 2008 064 064 A1 der Anmelderin ist ein hydraulischer Antrieb mit einem Senkbremsventil beschrieben, bei dem dieses in Öffnungsrichtung mit einem Steuerungssignal beaufschlagt ist, das an einem Wegeventil abgegriffen wird, über das die Druckmittelzufuhr zum und vom Hydromotor gesteuert wird. D.h. bei dieser Variante erfolgt die Druckmittelzufuhr zum Hydromotor nicht direkt abhängig vom Zulaufdruck, so dass das Schwingungsverhalten in den vorbeschriebenen Sonderfällen verbessert ist. Es zeigte sich jedoch, dass die vorbeschriebene Problematik auch bei einer derartigen Ansteuerung des Bremsventils auftreten kann.

Demgegenüber liegt der Erfindung somit die Aufgabe zugrunde, einen hydraulischen Antrieb zu schaffen, bei dem Drehzahlschwankungen aufgrund von Druckveränderungen im Zulauf verhindert oder zumindest verringert sind.

Diese Aufgabe wird durch einen hydraulischen Antrieb mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

Der erfindungsgemäße hydraulische Antrieb hat einen Hydromotor, dessen Anschlüsse mittels Arbeitsleitungen mit einer Druckmittelquelle und einer Druckmittelsenke verbindbar sind und eine Bremsventilanordnung, die beiden Arbeitsleitungen zugeordnet sind, so dass der abströmende Druckmittelvolumenstrom in beiden Drehrichtungen androsselbar ist. Die beiden in Öffnungsrichtung oder in Schließrichtung wirksamen Steuerräume eines Bremsventils der Bremsventilanordnung sind mit den Eingangsanschlüssen einer Auswahlventilanordnung verbunden, die den größeren der in den Steu-

erräumen anliegenden Steuerdrücke auswählt. Der Ausgang der Auswahlventilanordnung ist erfindungsgemäß mit einem Druckbegrenzungsventil verbunden, so dass die Betätigung der Bremsventilanordnung durch den am Druckbegrenzungsventil eingestellten Druck mitbestimmt ist, der unterhalb des im jeweiligen Betriebszustand maximal zu erwartenden Steuerdrucks liegt. Dieser Steuerdruck wirkt üblicher Weise in Öffnungsrichtung auf das Bremsventil, erfindungsgemäß wird dieser in Öffnungsrichtung wirksame Druck auf den am Druckbegrenzungsventil eingestellten Druck verringert, so dass auch bei langen Zulaufleitungen und entsprechend großen Kapazitätswolumina der Arbeitsleitungen Druckschwankungen und entsprechende Drehzahlschwankungen verringert werden können. Insbesondere wird das Druckbegrenzungsventil derart eingestellt, dass eine vorgegebene maximale Drehzahl des Hydromotors nicht überschritten werden kann und entsprechend eine Überdrehzahl verhinderbar ist.

Bei einem besonders bevorzugten Ausführungsbeispiel ist das Druckbegrenzungsventil verstellbar ausgeführt.

Diese Verstellung kann rein elektrisch oder elektrohydraulisch erfolgen.

Bei einem alternativen Ausführungsbeispiel ist ein Federraum des Druckbegrenzungsventils intern mit einem Tankanschluss des Druckbegrenzungsventils verbunden. Bei einem weiteren Ausführungsbeispiel kann der Federraum zur Einstellung des zu begrenzenden Drucks mit einem Druckbegrenzungssteuerdruck beaufschlagt werden.

Eine Variante der Erfindung sieht vor, in den beiden zu den oben genannten Steueräumen führenden Leitungen jeweils ein Dämpfungsglied anzuordnen, wobei der Abgriff des Steuerdrucks zwischen dem Steuerraum und dem Dämpfungsglied erfolgt.

Bei einem besonders einfach ausgeführten Ausführungsbeispiel ist die Auswahlventilanordnung ein Wechselventil. Alternativ kann die Auswahlventilanordnung auch durch eine Rückschlagventilanordnung ausgebildet sein.

Eine Überdrehzahl lässt sich besonders effektiv vermeiden, wenn der hydraulische Antrieb mit einem Drehzahlsensor ausgeführt ist, über den die Motordrehzahl erfasst wird und dessen Signal von einer Steuereinheit verarbeitet wird, die dann ein entsprechendes Steuersignal an das Druckbegrenzungsventil abgibt, um den zu begrenzenden Druck so zu steuern, dass bei Überschreiten der oder Annähern an die Höchstdrehzahl der vom Hydromotor ablaufende Druckmittelvolumenstrom angedrosselt wird, um den Hydromotor abzubremesen.

Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im Folgenden anhand von Zeichnungen näher erläutert.

Es zeigen

Figur 1 einen Schaltplan eines erfindungsgemäßen hydraulischen Antriebs,

Figur 2 eine vergrößerte Darstellung einer Motoreinheit mit Bremsventilanordnung des hydraulischen Antriebs gemäß Figur 1,

Figur 3 eine vergrößerte Darstellung einer Pumpeneinheit des hydraulischen Antriebs gemäß Figur 1,

Figur 4 eine Teildarstellung einer Variante des Ausführungsbeispiels gemäß Figur 1,

Figur 5 eine Teildarstellung einer weiteren Variante des in Figur 1 dargestellten Ausführungsbeispiels und

Figur 6 ein Diagramm zur Veranschaulichung der Bremscharakteristik eines erfindungsgemäßen hydraulischen Antriebs.

Der in Figur 1 dargestellte hydraulische Antrieb kann beispielsweise bei Fahr-, Winden- und Turasantrieben verwendet werden. Im Grundprinzip besteht der dargestellte hydraulische Antrieb aus einer Motoreinheit 1 und einer Pumpeneinheit 2, die über Arbeitsleitungen 4, 6 mit einander verbunden sind. In der Darstellung gemäß Figur 1 sind die hydraulische Kapazität und der Leitungswiderstand mit den Bezugszeichen 8, 10 gekennzeichnet.

Figur 2 zeigt eine vergrößerte Darstellung der Motoreinheit 1 aus Figur 1. Demgemäß hat diese einen Hydromotor 1, beispielsweise einen Axialkolben-Verstellmotor, dessen

Schwenkwiege über einen Stellzylinder 14 verstellbar ist. Ein bodenseitiger Druckraum 16 des Stellzylinders 14 wird über ein auf ein Gehäuse 18 aufgesetztes Steuergerät 20 mit Steueröl versorgt. Ein kolbenstangenseitiger Ringraum 22 ist mit der jeweiligen Druckseite des Hydromotors 12 verbunden, so dass hierin stets der Systemdruck wirkt und den Stellzylinder 14 in Richtung des maximalen Schluckvolumens vorspannt. In dieser Grundposition ist der bodenseitige Druckraum 16 über das Steuergerät 20 mit einem Tank T verbunden. Die Verstellung des Stellzylinders 22 erfolgt über ein Motorregelventil 24 des Stellgerätes 20, wobei dem Motorregelventil 24 ein Druckregelventil 26 nachgeschaltet ist. Der Aufbau derartiger Steuergeräte ist im Prinzip bekannt, so dass hier nur die zum Verständnis der Erfindung wesentlichen Bauelemente erläutert werden. Das Motorregelventil 24 ist als stetig verstellbares Wegeventil ausgebildet, wobei ein Eingangsanschluss P über jeweils ein Rückschlagventil 28, 30, die beide hin zum Motorregelventil 24 öffnen, mit den beiden Arbeitsleitungen 4, 6, verbunden sind, die – wie erläutert – an die beiden Arbeitsanschlüsse des Hydromotors 12 angeschlossen sind. Durch die beiden parallel geschalteten Rückschlagventile 28, 30 ist dafür gesorgt, dass der höhere der Drücke in den Arbeitsleitungen 4, 6, am Anschluss P des Motorregelventils 24 anliegt. Ein Tankanschluss T des Motorregelventils 24 ist mit dem genannten Tank T verbunden, während ein Ausgangsanschluss A mit einem Eingangsanschluss P des Druckregelventils 26 verbunden ist. Die Verstellung des Motorregelventils 24 erfolgt mittels eines Proportionalmagneten 32, der beispielsweise über einen Joystick oder dergleichen angesteuert wird. In der federvorgespannten Grundposition ist der Tankanschluss T mit dem Ausgangsanschluss A verbunden und der Anschluss P abgesperrt.

Das Druckregelventil 26 wird vom Druck am Eingangsanschluss P des Pumpenregelventils 24 aus seiner dargestellten Grundposition in Richtung seiner Positionen (a) verstellt. In der federvorgespannten Grundposition ist der Eingangsanschluss P des Druckregelventils 26 mit einem Ausgangsanschluss B verbunden, der seinerseits in Steuerölverbindung mit dem bodenseitigen Druckraum 16 des Stellzylinders 22 steht, so dass dieser in der dargestellten Grundposition des Motorregelventils 24 und des Druckregelventils 26 zum Tank T hin entlastet ist (Vg max).

Die Verringerung des Schwenkwinkels und damit die Erhöhung der Drehzahl erfolgt durch Ansteuerung des Proportionalmagneten 32, wobei das Regelventil 24 in einer Richtung verstellt wird, in der eine Druckmittelverbindung zwischen dem Druckanschluss P und dem Ausgangsanschluss A des Motorregelventils 24 aufgesteuert wird. Das Druckregelventil 26 bleibt zunächst in seiner dargestellten federvorgespannten Grundposition. Dementsprechend wird dann über die Rückschlagventile 28, 30 der Steuerraum, in dem der höhere der Drücke in den Arbeitsleitungen 4, 6 wirkt, mit dem bodenseitigen Druckraum 16 verbunden, so dass in diesen Steueröl einströmt und der Stellzylinder 22 aufgrund seiner Flächendifferenz ausfährt und entsprechend die Schwenkwiege in Richtung einer Verringerung des Schluckvolumens ($V_g \text{ min}$) verstellt. Die Verstellung erfolgt, bis ein Kräftegleichgewicht zwischen der Kraft des Proportionalmagneten 32 und der Kraft einer Regelfeder erreicht ist, die vom Kolben des Stellzylinders gespannt wird.

Die Druckregelung über das Druckregelventil 26 ist dieser elektroproportionalen Regelung überlagert. Steigt durch ein Lastmoment oder durch die Verringerung des Motorschwenkwinkels der Systemdruck, der am Eingang P des Motorregelventils 24 abgegriffen wird und entgegen der Kraft einer Regelfeder 34 auf den Regelkolben des Druckregelventils 26 wirkt, einen über die Kraft der Regelfeder 34 vorgegebenen Maximalwert, so wird der Regelkolben des Druckregelventils 26 in eine Richtung verschoben, in der die Druckmittelverbindung B, T aufgesteuert wird, so dass entsprechend der bodenseitige Druckraum 16 zum Tank hin entlastet wird und somit der Hydromotor wieder ausschwenkt. Durch diese Erhöhung des Schluckvolumens und der daraus resultierenden Druckreduzierung wird dann die Regelabweichung abgebaut. Der Hydromotor 12 gibt bei gleichbleibendem Druck durch Vergrößerung des Schluckvolumens ein größeres Drehmoment ab.

Der Druck in den beiden Arbeitsleitungen 4, 6 wird jeweils über Sekundärdruckbegrenzungsventile 36, 38 begrenzt, die jeweils eine Rückschlagfunktion aufweisen, die eine Druckmittelströmung durch das niederdruckseitige Sekundärdruckbegrenzungsventil in Richtung zum dann wirksamen hochdruckseitigen Sekundärdruckbegrenzungsventil zulässt.

An das Gehäuse 18 ist des Weiteren noch eine Bremsventilanordnung 40 angebaut. Diese hat ein Bremsventil 42 in an sich bekannter Bauweise. Zwei Eingangsanschlüsse P, P' sind mit jeweils einer der Arbeitsleitungen 4, 6 verbunden, wobei stromabwärts dieser Anbindung jeweils ein Rückschlagventil 46, 48 angeordnet ist, die eine Druckmittelströmung nur in Richtung zum Hydromotor 12 zulassen.

Ein Ausgangsanschluss A des Bremsventils 42 ist über eine sich verzweigende Leitung mit zwei Ablaufückschlagventilen 47, 49 mit stromabwärts der Rückschlagventile 46, 48 gelegenen Abschnitten der Arbeitsleitungen 4, 6 verbunden. Diese Ablaufückschlagventile 47, 49 lassen nur eine Druckmittelströmung in Richtung zu der jeweiligen Arbeitsleitung 4, 6 zu.

In der federvorgespannten Grundposition (siehe Figur 2) des Bremsventils 42 sind die Anschlüsse P, P' und A gegeneinander abgesperrt. Die beiden Steuerseiten des Bremsventils 42 sind jeweils über ein Dämpfungsglied 50, 52 mit der zugeordneten Arbeitsleitung 4 bzw. 6 verbunden. Wie im Detail 52 in Figur 2 unten links dargestellt, hat jedes Dämpfungsglied 50, 52 zwei parallel geschaltete Dämpfungsdüsen 54, 56, wobei der letzteren ein Rückschlagventil 58 vorgeschaltet ist, das eine Steuerölströmung von der zugeordneten Dämpfungsdüse 56 zulässt und in Gegenrichtung sperrt. Dementsprechend wirkt die Dämpfungsdüse 54 für eine Steuerölströmung in Richtung zum jeweiligen Steuerraum, während die Dämpfungsdüse 56 die Steuerölströmung aus dem Steuerraum heraus bestimmt und dämpft.

Wie des Weiteren in Figur 2 angedeutet, zweigt stromabwärts der die Zuströmung zum Steuerraum bestimmenden Dämpfungsdüse 54 jeweils eine db-Leitung 60, 62 (siehe auch Detail 52) ab. Diese beiden db-Leitungen 60, 62 führen zum Eingang eines Wechselventils 64. Dessen Ausgang ist mit einer Druckbegrenzungsleitung 66 verbunden, die an den Eingang eines Druckbegrenzungsventils 68 angeschlossen ist. Beim dargestellten Ausführungsbeispiel ist dieses Druckbegrenzungsventil 68 elektroproportional verstellbar ausgeführt, so dass der zu begrenzende Maximaldruck einstellbar ist. Diese Einstellung erfolgt über eine Steuereinheit 70 in Abhängigkeit vom Signal eines

Drehzahlnehmer 71, über den die Drehzahl des Hydromotors 12 erfasst wird und dessen Signal an die Steuereinheit 70 abgegeben wird. Über das Wechselventil 64 wird der größere der Steuerdrücke in den Steuerräumen des Bremsventils 42 zum Druckbegrenzungsventil 68 geführt und kann dann durch entsprechende Einstellung auf einen Maximalwert begrenzt werden, so dass beispielsweise eine Maximaldrehzahl des Hydromotors 12 nicht überschritten wird.

Im regulären Betrieb wird das Bremsventil 42 aufgrund der in den Arbeitsleitungen 4, 6 wirksamen Druckdifferenz in eine Öffnungsrichtung verstellt. Erfolgt die Druckmittelzufuhr beispielsweise über die Arbeitsleitung 6 und die Druckmittelabfuhr über die Arbeitsleitung 4, so wird das Bremsventil 42 in Richtung der Regelpositionen (a) verstellt, in der die Druckmittelverbindung von P nach A des Bremsventils 42 aufgesteuert wird. Das Druckmittel kann dann über die Arbeitsleitung 6 zum Hydromotor 12 und von dessen anderen Arbeitsanschluss über den stromaufwärts des Rückschlagventils 48 gelegenen Teil der Arbeitsleitung 4 und das Bremsventil 42 und dann wieder über das Rückschlagventil 47 zurück zur Arbeitsleitung 4 und dann zum Tank T hin abströmen. Die Drehzahl des Hydromotors 12 wird dabei ständig überwacht. Damit diese eine Maximaldrehzahl nicht überschreitet, wird am Druckbegrenzungsventil 68 ein Druck eingestellt, der unterhalb des am Ausgang des Wechselventils 64 im regulären Betrieb anliegenden Drucks liegt, d.h. der in Öffnungsrichtung auf das Bremsventil 42 wirksame Druck wird reduziert, so dass entsprechend am Motorausgang ein Bremsdruck aufgebaut wird, der ein Überdrehen des Hydromotors 12 verhindert. Durch geeignete Einstellung des Druckbegrenzungsventils 68 kann somit auf einfache Weise in Abhängigkeit vom jeweiligen Betriebszustand ein geeigneter Bremsdruck eingestellt werden, um ein Überdrehen des Hydromotors 12 zu verhindern.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Bremsventilanordnung 40 des Weiteren noch mit einem Bremslüftventil 72 ausgeführt, das über eine Feder in eine Sperrposition vorgespannt ist und über den größeren der Drücke in den Arbeitsleitungen 4, 6, der wiederum über ein Wechselventil 74 abgegriffen wird, in Richtung einer Öffnungsposition verstellbar ist, in der dieser größere der Drücke zu einem Bremsanschluss Br geführt ist, an das ein mechanisches Bremselement angeschlossen ist, das dann in Abhängig-

keit von der Position des Bremslüftventils 72 durch den höheren der Drücke in den Arbeitsleitungen 4, 6 außer Bremsengriff gebracht wird. Da der in den Arbeitsleitungen 4, 6 anliegende Systemdruck oftmals nicht kompatibel zu dem für die Bremslüftung erforderlichen Druck ist, ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel dem Bremslüftventil 72 ein Bremsdruckreduzierventil 76 nachgeschaltet, über das der Bremsdruck auf einen für die mechanische Bremse geeigneten Bremsdruck reduziert wird.

Die Druckmittelversorgung des Hydromotors 12 erfolgt über die in Figur 3 dargestellte Pumpeneinheit 2. Diese kann in unterschiedlicher Weise ausgeführt sein; beim konkreten Ausführungsbeispiel handelt es sich um eine Axialkolben-Verstellpumpen-Einheit, deren Grundaufbau aus dem Stand der Technik bekannt ist, so dass hier nur einige zum Verständnis erforderliche Bauelemente beschrieben werden.

Die Pumpeneinheit 2 hat eine Axialkolben-Verstellpumpe 78, deren Fördervolumenstrom durch Verstellen des Schwenkwinkels einer Schwenkwiege verstellt wird. Die Verstellung erfolgt über einen Stellzylinder 80, dessen Stellraum über eine Düse mit dem Ausgang eines Pumpenregelventils 82 verbunden ist. Dieses ist als elektroproportional verstellbares Wegeventil ausgeführt und wird über einen Proportionalmagneten 84 im Sinne einer Vergrößerung des Schwenkwinkels und über eine einstellbare Feder sowie eine parallel angeordnete Regelfeder 86 im Sinne einer Verringerung des Schwenkwinkels (minimales Fördervolumen) beaufschlagt. In der dargestellten feder vorgespannten Grundposition ist der genannte Ausgangsanschluss A mit einem Eingangsanschluss P verbunden, der seinerseits mit einem Ausgangsanschluss eines Wechselventils 88 in Druckmittelverbindung steht. An den Eingängen dieses Wechselventils 88 liegen einerseits der Pumpendruck in einer Pumpenleitung 90 und andererseits ein Fremdstelldruck an, der beispielsweise beim Anfahren der Anlage dafür sorgt, dass die Verstellpumpe 78 bei unbestromtem Proportionalmagneten 84 in Richtung ihres minimalen Fördervolumens ($V_g \text{ min}$) verstellt ist. Der größere dieser Drücke liegt somit am Anschluss P des Regelventils 82 an. An den Ausgang des Wechselventils 88 ist des Weiteren eine Steuerleitung angeschlossen, die über eine weitere Düse in einem Steuerraum eines Rückstellzylinders 92 mündet, in den ein Regelkolben 94 eintaucht, der mit der Schwenkwiege der Verstellpumpe 78 mechanisch verbunden ist. Die Stell-

bewegung des Regelkolbens 94 wird über einen Koppelmechanismus 96 auf die Regelfeder 86 übertragen, die einerseits an diesem Koppelmechanismus 96 abgestützt ist und andererseits den Regelschieber des Regelventils 82 in Richtung der dargestellten Grundposition beaufschlagt.

Der Regelkolben 94 des Rückstellzylinders 92 ist seinerseits ebenfalls über eine Feder in eine Grundposition vorgespannt, wobei die auf den Rückstellzylinder 92 und auf den Stellzylinder 80 wirkenden Federkräfte so ausgelegt sind, dass die Verstellpumpe im unbestromten nicht angesteuerten Zustand in Richtung des maximalen Fördervolumens ($V_g \text{ max}$) vorgespannt ist. Bei Anfahren der Anlage und Aufbau des Betriebsdrucks (Regelventil 82 in Grundposition) wird dann der Schwenkwinkel auf das minimale Fördervolumen eingestellt, so dass mit steigendem Steuerstrom die Pumpe auf ein größeres Fördervolumen ausschwenkt.

Ein Tankanschluss T des Regelventils 82 ist mit einem Anschluss A eines Druckregel- oder Druckabschneideventils 98 verbunden, dessen Tankanschluss T mit dem Tank T verbunden ist, während ein Druckanschluss P mit dem Ausgangsanschluss des Wechselventils 88 verbunden ist. Das Druckventil 98 wird durch eine Regelfeder in seine dargestellte Grundposition vorgespannt, in der der Anschluss A mit dem Tank verbunden ist. Dementsprechend ist auch der Tankanschluss T des Pumpenregelventils 82 mit dem Tank T verbunden. Das stetig verstellbare Druckregelventil 98 kann durch den Druck in der Pumpenleitung 90 so verstellt werden, dass dessen Eingangsanschluss P mit dem Ausgangsanschluss A des Druckregelventils 98 verbunden wird und somit der Pumpendruck in diesem Bereich wirksam wird. Bei bestromtem Proportionalmagnet 84 wird die Druckmittelverbindung des Steuerraums des Stellzylinders 80 zum Tank T zugesteuert und Steueröl dem Steuerraum des Stellzylinders 80 zugeführt, so dass dieser ausfährt und entsprechend die Verstellpumpe 78 zurück schwenkt. D.h. bei Überschreiten des am Druckregelventil 98 über dessen Regelfeder eingestellten Sollwertes, wird die Pumpe automatisch zurück geschwenkt und die Regelabweichung abgebaut. Diese Druckregelung ist der vorbeschriebenen EP-Regelung überlagert.

Der Sauganschluss der Verstellpumpe 78 ist an dem Druckanschluss einer Ladepumpe 100 angeschlossen, über die Druckmittel aus dem Tank T gefördert werden kann. Diese Ladepumpe 100 ist üblicher Weise eine Kreislumpumpe, die auch bei höheren Drehzahlen wirksam ist. Die Ladepumpe 100 erleichtert insbesondere den Kaltstart bei niedrigen Temperaturen und entsprechend hoher Viskosität des Druckmittels.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel liegt auf der gleichen Antriebswelle auch noch eine Speisepumpe 102, über die Druckmittel aus dem Tank T in eine Speiseleitung 103 gefördert werden kann. Diese mündet in der Darstellung gemäß Figur 2 zwischen den beiden Ablafrückschlagventilen 47, 49 ein.

Die Pumpenleitung 90 führt zum Anschluss P eines Richtungsventils 104. Dieses kann rein elektrisch oder elektrohydraulisch oder in sonstiger Weise verstellt werden. Die beiden Arbeitsanschlüsse A, B sind an die Arbeitsleitungen 4, 6 angeschlossen. Ein Tankanschluss T mündet im Tank T. In der dargestellten, beispielsweise federzentrierten Grundposition sind die beiden Arbeitsanschlüsse A, B über Düsen nach Art einer Schwimmstellung mit dem Tank T verbunden. Bei einer Verstellung in Richtung „2“ wird der Druckanschluss P mit der Arbeitsleitung 6 und der Tankanschluss T mit der dann im Ablauf gelegenen Arbeitsleitung 4 verbunden. Bei Verstellung des Richtungsventils 104 in Richtung „1“ wird in umgekehrter Weise der Anschluss P mit dem Arbeitsanschluss B und der Tankanschluss T mit dem Arbeitsanschluss A verbunden. Wie in Figur 3 gestrichelt angedeutet, kann das Richtungsventil 104 auch so ausgelegt sein, dass es in der Grundposition (0) auch die Pumpenleitung mit dem Tank T verbindet. Diese Umlaufposition ist bei einer Verstellung des Richtungsventils 104 in Richtung „1“ oder „2“ gesperrt.

Der Druck in der Speiseleitung 103 kann noch über ein Speisedruckbegrenzungsventil 106 begrenzt sein.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel ist das Druckregelventil 98 noch mit einer Fernsteuerung 108 ausgeführt. Diese besteht im Prinzip aus einem Druckbegrenzungsventil 110 und einem als 2/2-Wegeventil ausgeführten Betätigungsventil 112, die einzeln oder

in Verbindung verwendbar sind. Das Druckbegrenzungsventil 110 ist verstellbar ausgeführt und begrenzt den Druck in einer Drucksteuerleitung 114, die über eine Düse 116 mit der Pumpenleitung 90 verbunden ist. Der Druck in der Drucksteuerleitung 114 wirkt auf das Druckregelventil 98 in Richtung seiner Grundposition und somit parallel zu dessen Druckregelfeder. Durch entsprechende Einstellung des Drucks am Druckbegrenzungsventil 110 kann somit dieser in Richtung der Grundposition des Druckregelventils 92 wirksame Steuerdruck verändert werden, so dass ein niedrigerer Drucksollwert auf einfache Weise einstellbar ist.

Über das Betätigungsventil 112 kann die Drucksteuerleitung 114 zum Tank T hin entlastet werden, so dass ein Starten der Pumpe mit einem sehr niedrigen Betriebsdruck (Stand-By-Druck) realisierbar ist. Dieses Betätigungsventil 112 kann auch als stetig verstellbares Wegeventil ausgeführt sein.

Figur 4 zeigt eine Variante des vorbeschriebenen Ausführungsbeispiels, bei dem anstelle des elektroproportional verstellbaren Druckbegrenzungsventils 68 eine Sonderbauform verwendet wird, bei der ein Federraum intern mit dem Tankanschluss des Druckbegrenzungsventils 68 verbunden ist.

Der am Druckbegrenzungsventils 68 einstellbare Druck, der das Bremsventil 42 in Richtung seiner (drehrichtungsabhängigen) Öffnungsrichtung beaufschlagt, muss dann an der Feder des Druckbegrenzungsventils 68 eingestellt werden, wobei der Gegendruck in des im Ablauf gelegenen Teils der Arbeitsleitung berücksichtigt werden muss. Als Grundregel kann angegeben werden, dass der zu begrenzende Druck etwa bei 40 bar zuzüglich dieses Gegendrucks liegt. Durch das Druckbegrenzungsventil 68 wird damit der auf den Ventilschieber des Bremsventils 42 in Öffnungsrichtung wirkende Druck begrenzt, so dass dessen Hub auch bei einem erhöhten Systemdruck konstant bleibt.

Bei dem in Figur 5 dargestellten Ausführungsbeispiel wird die Durchflusskennlinie der beiden Rückschlagventile 47, 49 (Einspeisekennlinie) als Messblende verwendet. Gerätespezifische Durchflusswiderstände werden über das inverse Wechselventil 118 und somit durch den in die Steuerleitung 116 eingespielten Steuerdruck kompensiert, so

dass Änderungen an den Geräten, welche sich auf die Durchflusswiderstände der Rücklaufleitungen auswirken, praktisch keinen Einfluss haben.

Figur 5 zeigt eine weitere Variante, bei der das Druckbegrenzungsventil 68 in Schließrichtung zum einen durch die veränderliche Kraft der Druckbegrenzungsfeder und zusätzlich vom Druck in einer Steuerleitung 116 beaufschlagt, die an den Ausgangsanschluss A eines inversen Wechselventils 118 angeschlossen ist, dessen beide Eingangsanschlüsse P, P' mit jeweils einer der Arbeitsleitungen 4, 6 verbunden sind, wobei der jeweils niedrigere der Drücke zum Anschluss A weitergeleitet wird.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel sind die beiden Druckbegrenzungsleitungen 60, 62 über Speiserückschlagventile 120, 122 mit einander verbunden, wobei die Speiseleitung 103 in den Bereich zwischen den beiden Speiserückschlagventilen 120, 122 einmündet. Prinzipiell kann auch ein herkömmliches Druckbegrenzungsventil anstelle der Sonderventilbauarten in den Figuren 4 und 5 eingesetzt werden.

Wie bereits erläutert, wird das Bremsventil 42 zum einen durch die Druckdifferenz in den Arbeitsleitungen 4, 6, genauer gesagt durch den Drucküberschuss in der den höheren Druck führenden Arbeitsleitung sowie von dem Gegendruck im jeweiligen Ablauf in eine Öffnungsrichtung verstellt, wobei je nach Öffnungsquerschnitt der vom Hydromotor 12 ablaufende Druckmittelvolumenstrom proportional zu dieser Kräfte-/Druckdifferenz angedrosselt wird. Über den Drehzahlnehmer 71 wird die Drehzahl des Hydromotors 12 erfasst und bei Erreichen der in der Steuereinheit abgelegten Höchstdrehzahl oder des Höchstdrehzahlbereiches das Druckbegrenzungsventil 68 (bei der Schaltung gemäß Figur 2) angesteuert, um den zu begrenzenden Druck so einzustellen, dass der in Öffnungsrichtung auf das Bremsventil 42 wirksame Druck gegenüber dem tatsächlich (bei geschlossenem Druckbegrenzungsventil 68) wirkenden Druck abgesenkt wird, so dass aufgrund des in Öffnungsrichtung verringerten Drucks der Öffnungsquerschnitt des Bremsventils 42 verringert wird und entsprechend der ablaufende Druckmittelvolumenstrom angedrosselt wird. Dieses Verhalten lässt sich sehr anschaulich anhand des Diagramms in Figur 6 erläutern. Dieses zeigt ein Diagramm, in dem der Druck am Motorausgang, d.h. der ein Bremsmoment erzeugende Druck in Abhängigkeit von der

Drehzahl dargestellt ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist das Druckbegrenzungsventil gemäß den vorbeschriebenen Ausführungsbeispielen auf einen Maximaldruck von etwa 70 bar eingestellt, die maximale Drehzahl soll in etwa 1800 Umdrehungen betragen.

Man erkennt am Diagramm gemäß Figur 6 relativ deutlich, dass bei niedrigeren Drehzahlen am Motorausgang ein Druck im Bereich zwischen 20 bar und 40 bar anliegt, der mit zunehmender Drehzahl leicht ansteigt. Im höheren Drehzahlbereich steigt der Druck im Ablauf dann etwas überproportional an, nach Erreichen der am Druckbegrenzungsventil eingestellten Schwelle oder nach Aufsteuern des Druckbegrenzungsventils (Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2) in Abhängigkeit von der Drehzahl steigt dann der ablaufseitige Druck sehr stark an, wobei die Drehzahl dann den voreingestellten Wert von 1800 Umdrehungen nicht mehr überschreitet, da der Motor in effektiver Weise durch das ihn wirkende Bremsmoment abgebremst wird. Das Druckbegrenzungsventil 68 hält die Motordrehzahl dann in diesem Bereich, wobei Drehzahlschwankungen minimal sind, so dass ein Überdrehen des Motors praktisch nicht vorkommen kann. Der am Motoreingang messbare drehzahlabhängige Druckverlauf liegt natürlich oberhalb der in Figur 6 dargestellten Kurve, hat aber in etwa die gleiche Charakteristik.

Offenbart ist ein hydraulischer Antrieb mit einem Bremsventil, wobei der auf das Bremsventil in Öffnungsrichtung wirksame Druck über ein Druckbegrenzungsventil begrenzt ist. Dieses kann beispielsweise in Abhängigkeit von der Drehzahl eingestellt werden oder aber auf einen vorbestimmten Druck eingestellt sein.

Patentansprüche

1. Hydraulischer Antrieb mit einem Hydromotor (12), dessen Anschlüsse mittels Arbeitsleitungen (4, 6) mit einer Druckmittelquelle und einer Druckmittelsenke verbunden sind und mit einer beiden Arbeitsleitungen (4, 6) zugeordneten, hydraulisch betätigten Bremsventilanordnung (40), über die der vom Hydromotor (12) abströmende Druckmittelvolumenstrom androsselbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass zwei Steuer Räume eines Bremsventils (42) mit einer Auswahlventilanordnung hydraulisch verbunden sind, die den größeren der Steuerdrücke in den Stellerräumen auswählt, so dass der entsprechende Stellerraum mit einem Druckbegrenzungsventil (68) verbunden ist.
2. Antrieb nach Patentanspruch 1, wobei das Druckbegrenzungsventil (68) verstellbar ausgeführt ist.
3. Antrieb nach Patentanspruch 1 oder 2, wobei das Druckbegrenzungsventil (68) elektrisch verstellbar ausgeführt ist.
4. Antrieb nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei ein Federraum des Druckbegrenzungsventils (68) intern mit einem Tankanschluss (T) verbunden ist.
5. Antrieb nach einem der Patentansprüche 1 bis 3, wobei ein Federraum des Druckbegrenzungsventils (68) mit einem Steuerdruck beaufschlagbar ist.
6. Antrieb nach Patentanspruch 5, wobei der Steuerdruck der niedrigerer der Drücke im Zulauf und im Ablauf ist, der über eine inverse Wechselventilanordnung abgegriffen wird.
7. Antrieb nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei in einer zu jedem der Stellerräume des Bremsventils (42) führenden Steuerleitungen jeweils ein Dämpfungsglied (50, 52) angeordnet ist und der Abgriff des Steuerdrucks zwischen dem jeweiligen Stellerraum und dem Dämpfungsglied (50, 52) erfolgt.

8. Antrieb nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei die Auswahlrichtung ein Wechselventil (64) oder eine Rückschlagventilanordnung ist.

9. Antrieb nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, mit einem Drehzahlnehmer (71) zur Erfassung der Motordrehzahl und einer Steuereinheit (70) zur Ansteuerung des Druckbegrenzungsventils (78) in Abhängigkeit vom Drehzahlsignal.

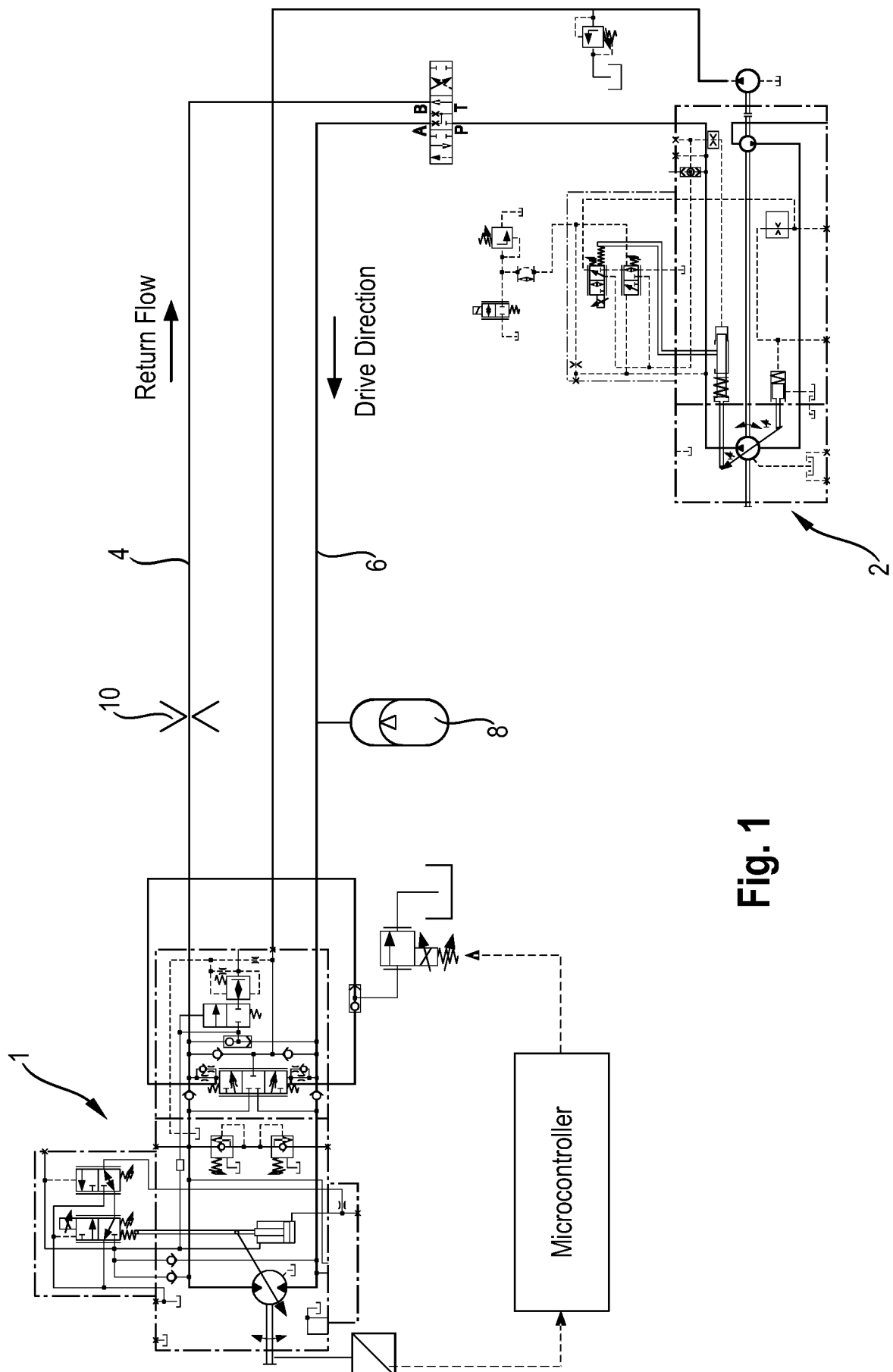


Fig. 1

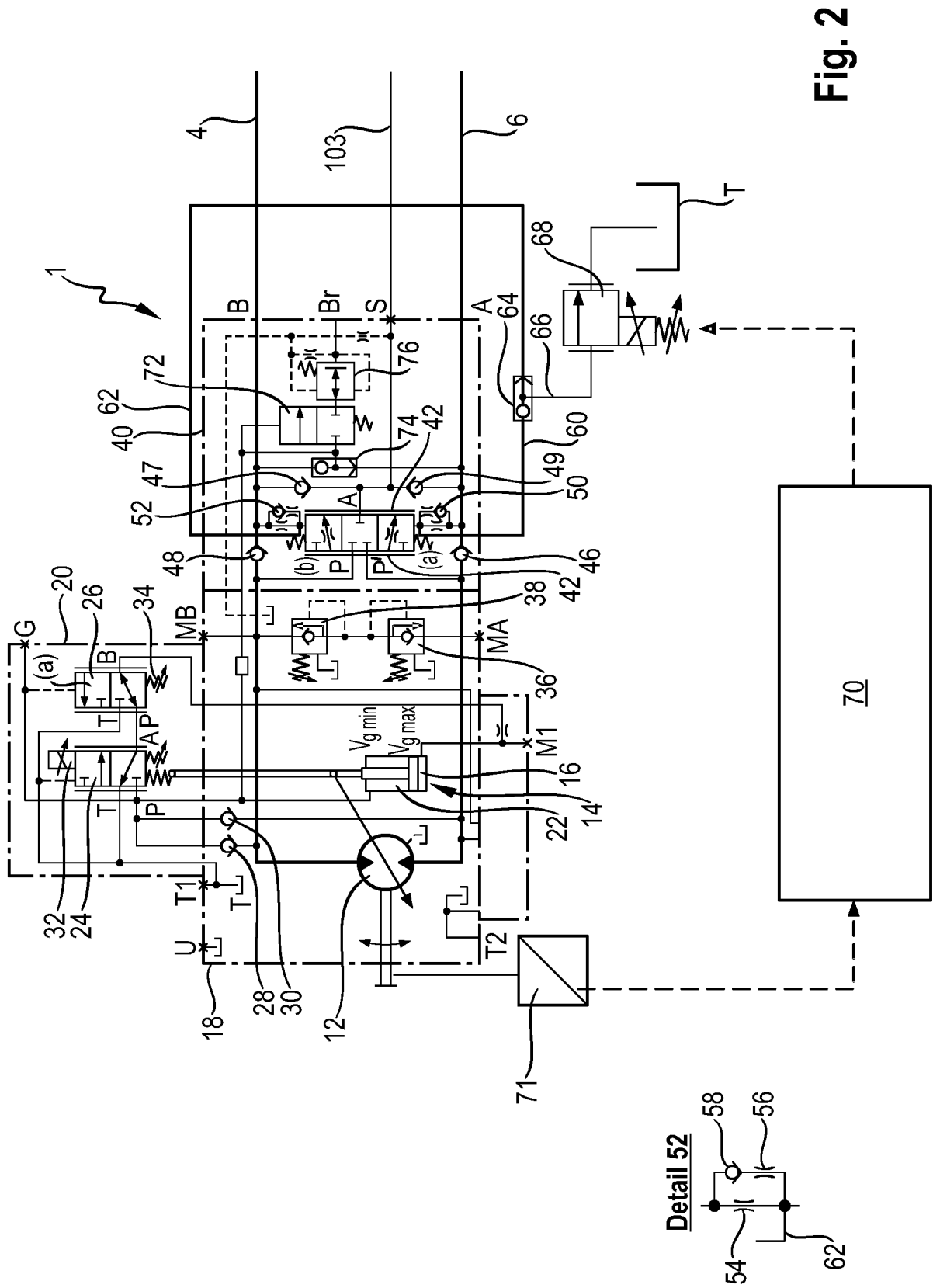


Fig. 2

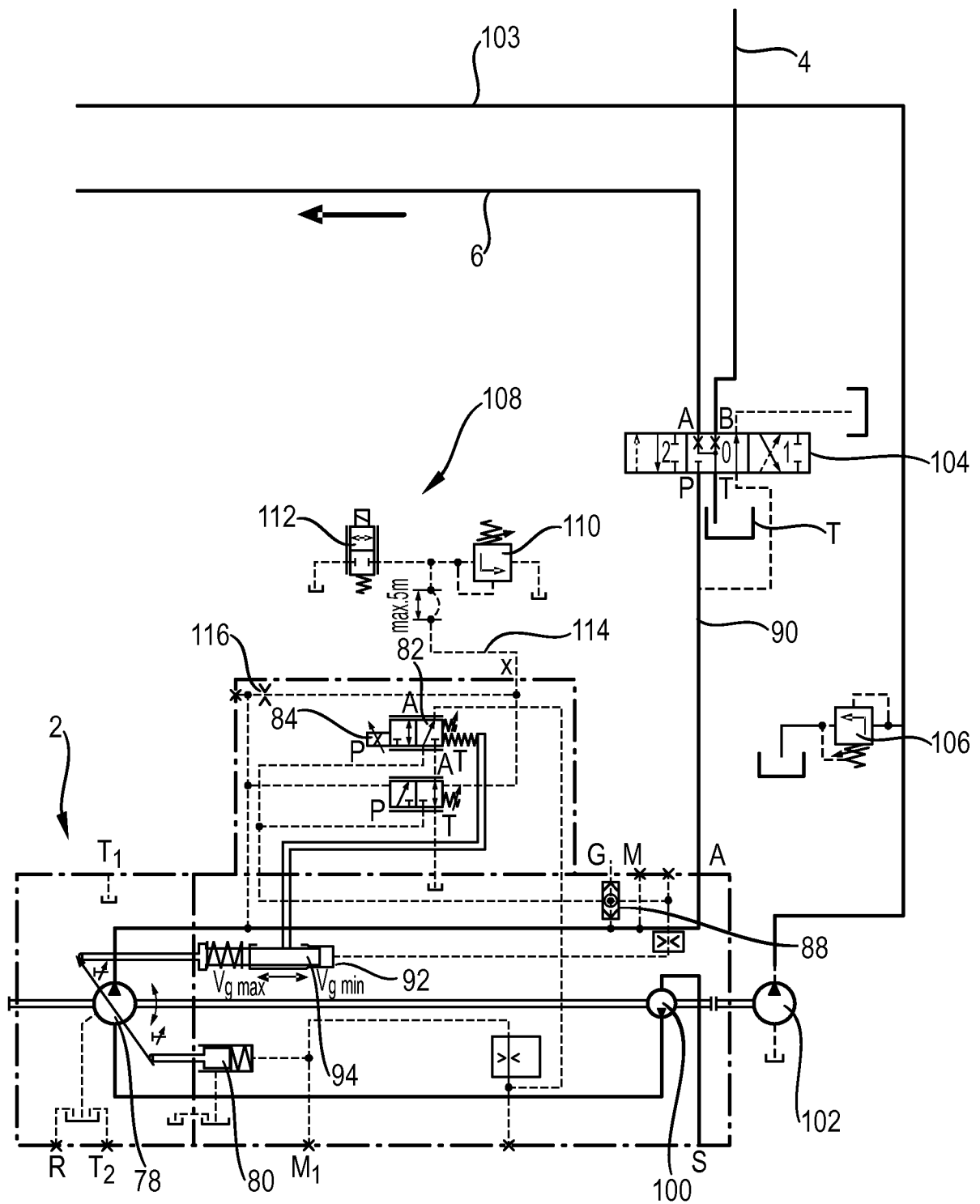


Fig. 3

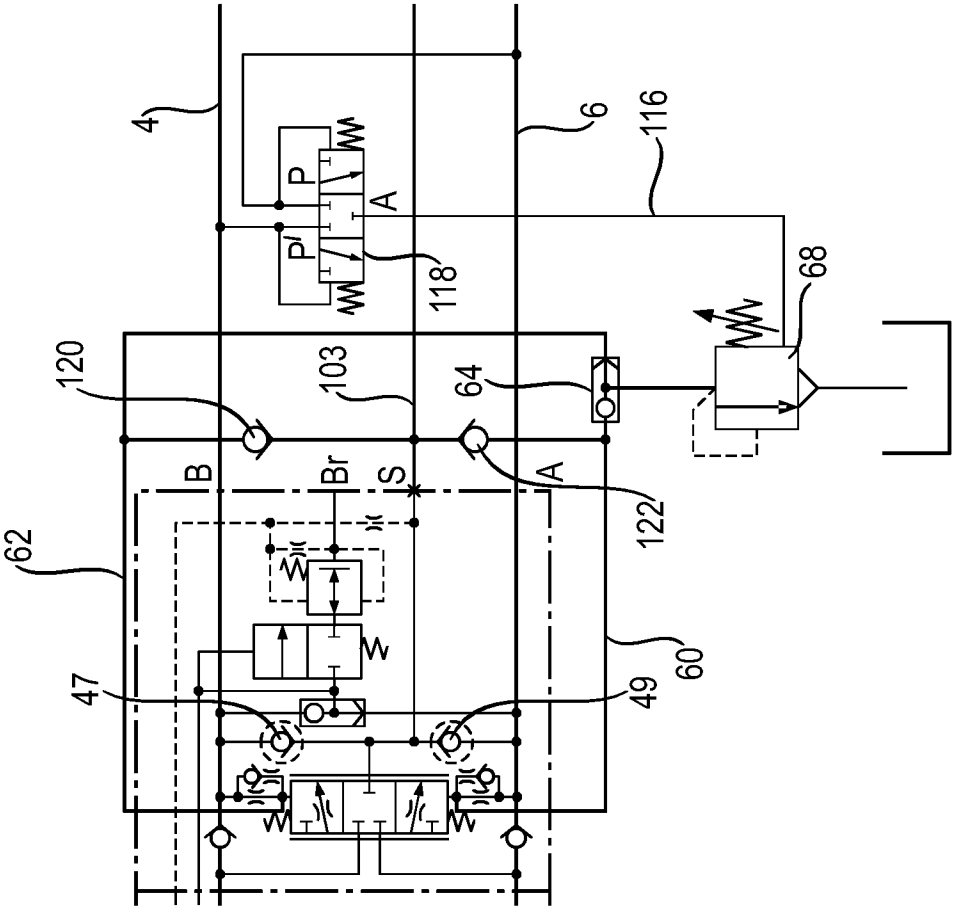


Fig. 5

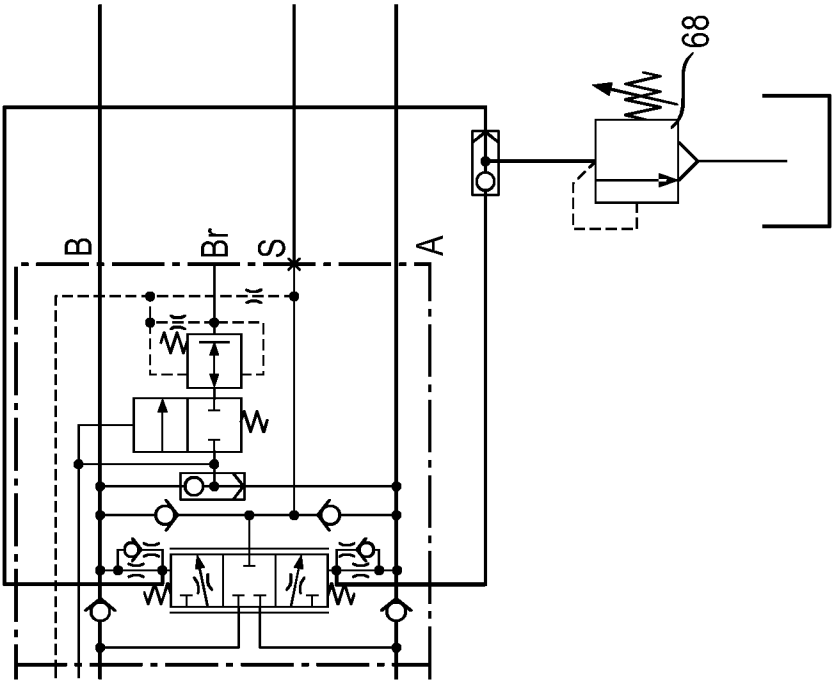


Fig. 4

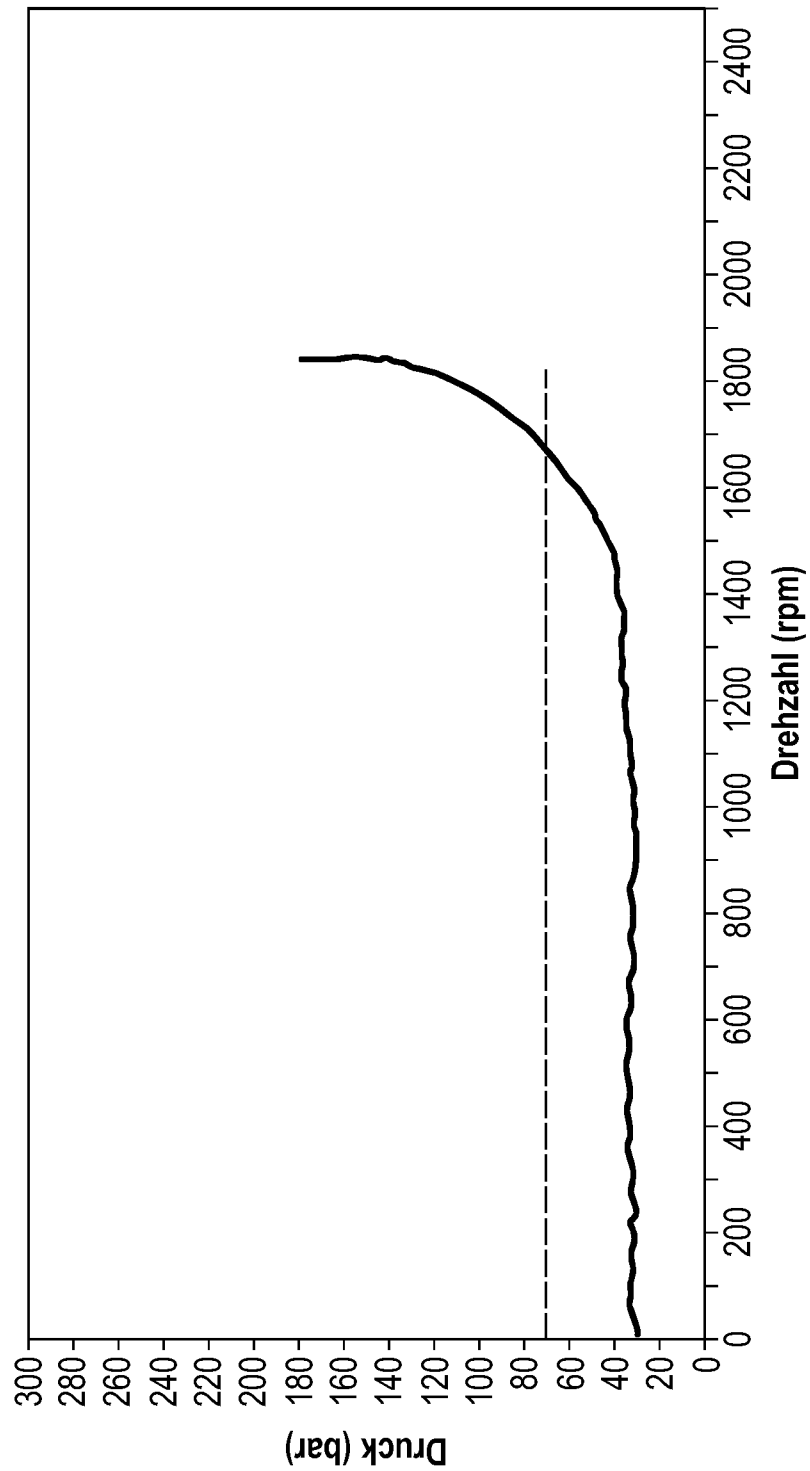


Fig. 6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2013/061564

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H61/4157 F15B11/044 F16H61/4148 F16H61/47 F16H61/46
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H F15B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 43 29 689 C1 (HYDROMATIK GMBH [DE]) 23 February 1995 (1995-02-23)	1,2,4,5, 8,9
Y	the whole document	3,7
Y	EP 2 469 103 A2 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 27 June 2012 (2012-06-27)	3,7
Y	the whole document	
A	EP 0 957 210 A1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 17 November 1999 (1999-11-17)	1-9
A	the whole document	
A	EP 1 475 347 A2 (BAUER MASCHINEN GMBH [DE]) 10 November 2004 (2004-11-10)	1-9
A	the whole document	



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

30 July 2013

Date of mailing of the international search report

12/08/2013

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Vogt-Schilb, Gérard

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2013/061564

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 4329689	C1	23-02-1995	DE 4329689 C1 23-02-1995
		EP 0715698 A1 12-06-1996	
		JP 3236940 B2 10-12-2001	
		JP H09502247 A 04-03-1997	
		US 5634335 A 03-06-1997	
		WO 9506830 A1 09-03-1995	
EP 2469103	A2	27-06-2012	DE 102010055718 A1 28-06-2012
		EP 2469103 A2 27-06-2012	
EP 0957210	A1	17-11-1999	DE 69936486 T2 13-03-2008
		EP 0957210 A1 17-11-1999	
		FR 2778703 A1 19-11-1999	
		JP 2000002201 A 07-01-2000	
		US 6038859 A 21-03-2000	
EP 1475347	A2	10-11-2004	CN 1550448 A 01-12-2004
		DE 10320946 A1 02-12-2004	
		EP 1475347 A2 10-11-2004	
		US 2004232398 A1 25-11-2004	

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2013/061564

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

INV. F16H61/4157 F15B11/044 F16H61/4148 F16H61/47 F16H61/46
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

F16H F15B

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 43 29 689 C1 (HYDROMATIK GMBH [DE]) 23. Februar 1995 (1995-02-23)	1,2,4,5, 8,9
Y	das ganze Dokument	3,7
Y	EP 2 469 103 A2 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 27. Juni 2012 (2012-06-27)	3,7
Y	das ganze Dokument	
A	EP 0 957 210 A1 (POCLAIN HYDRAULICS IND [FR]) 17. November 1999 (1999-11-17)	1-9
A	das ganze Dokument	
A	EP 1 475 347 A2 (BAUER MASCHINEN GMBH [DE]) 10. November 2004 (2004-11-10)	1-9
A	das ganze Dokument	



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

30. Juli 2013

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

12/08/2013

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Vogt-Schilb, Gérard

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2013/061564

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 4329689	C1	23-02-1995	DE 4329689 C1 23-02-1995
			EP 0715698 A1 12-06-1996
			JP 3236940 B2 10-12-2001
			JP H09502247 A 04-03-1997
			US 5634335 A 03-06-1997
			WO 9506830 A1 09-03-1995
EP 2469103	A2	27-06-2012	DE 102010055718 A1 28-06-2012
			EP 2469103 A2 27-06-2012
EP 0957210	A1	17-11-1999	DE 69936486 T2 13-03-2008
			EP 0957210 A1 17-11-1999
			FR 2778703 A1 19-11-1999
			JP 2000002201 A 07-01-2000
			US 6038859 A 21-03-2000
EP 1475347	A2	10-11-2004	CN 1550448 A 01-12-2004
			DE 10320946 A1 02-12-2004
			EP 1475347 A2 10-11-2004
			US 2004232398 A1 25-11-2004