



(11) **EP 1 907 706 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
30.04.2014 Patentblatt 2014/18

(51) Int Cl.:
F15B 11/16^(2006.01) F15B 11/05^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **06743070.2**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2006/005043

(22) Anmeldetag: **26.05.2006**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2007/012361 (01.02.2007 Gazette 2007/05)

(54) **Hydraulische Schaltungsanordnung, insbesondere für den Antrieb von Betonverteilmasten**

Hydraulic circuit arrangement, in particular for the drive of concrete distributor masts

Circuit hydraulique, en particulier pour l'entraînement de mâts de distributeurs de béton

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR

- **BENCKERT, Hartmut**
70794 Filderstadt (DE)
- **MÜNZENMAIER, Werner**
72622 Nürtigen (DE)

(30) Priorität: **28.07.2005 DE 102005035981**

(74) Vertreter: **Wolf, Eckhard et al**
Patentanwälte Wolf & Lutz
Hauptmannsreute 93
70193 Stuttgart (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.04.2008 Patentblatt 2008/15

(73) Patentinhaber: **Putzmeister Engineering GmbH**
72631 Aichtal (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-03/093676 DE-A1- 3 607 138
DE-A1- 10 107 107 GB-A- 1 571 931
US-A- 4 798 126

(72) Erfinder:
• **VON BÄUMEN, Paul**
71069 Sindelfingen (DE)

EP 1 907 706 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

[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Schaltungsanordnung, insbesondere für den Antrieb von Betonverteilermasten, mit mindestens einem eingangsseitig über eine Speiseleitung mit dem Druckausgang einer hydraulischen Verstellpumpe verbundenen hydraulischen Verbraucher, mit mindestens einem in der Speiseleitung angeordneten, je einem der Verbraucher zugeordneten Proportionalventil, das in seiner Ruhestellung die Speiseleitung sperrt und in seiner Betriebsstellung eine Drosselblende mit variablem Öffnungsquerschnitt bildet, mit einer in der Speiseleitung angeordneten, im Ruhezustand mit einem Tank und in der Betriebsstellung mit dem mindestens einen Verbraucher verbundenen Umsteuergruppe, mit einem in der Verstellpumpe angeordneten Verstellorgan, das über einen in einem Pumpenzweig angeordneten Förderstromregler angesteuert ist, wobei der Förderstromregler ein Wegeventil umfasst, dessen einer Vorsteuereingang mit dem am Druckausgang der Verstellpumpe herrschenden Pumpendruck beaufschlagt ist und dessen gegenüberliegender Vorsteuereingang mit einer definierten Vorspannung federbelastet und zusätzlich mit dem hinter der Drosselblende herrschenden Lastdruck beaufschlagt ist.

[0002] Eine Regeleinrichtung für eine in ihrem Förderolumen einstellbare Pumpe ist z.B. in WO 03/093676 A1 beschrieben.

[0003] Als Verbraucher kommen beispielsweise die Hydrozylinder in Betracht, die zur Bewegung der Mastarme eines als Knickmast ausgebildeten Betonverteilermasts verwendet werden (DE-10107107 A1). Die erfindungsgemäße Schaltungsanordnung enthält einen lastdruckgeführten Förderstromregler (Load-Sensing-Regler), der das Verdrängungsvolumen der Verstellpumpe auf die vom Verbraucher benötigte Fördermenge abstimmt. Der Förderstrom der Verstellpumpe hängt dabei von der Stellung der zwischen der Verstellpumpe und dem Verbraucher angeordneten Drosselblende im Proportionalventil ab. Dazu vergleicht das Wegeventil im Förderstromregler den Druck vor der Drosselblende und hinter der Drosselblende und hält den dort auftretenden Differenzdruck und damit den Volumenstrom konstant. Steigt der Differenzdruck an, wird das Verstellorgan der Verstellpumpe zurückgestellt, fällt der Differenzdruck ab, wird das Verstellorgan ausgestellt, bis das Gleichgewicht im Wegeventil wieder hergestellt ist. Die Einstellung des Differenzdrucks erfolgt über die definierte Vorspannkraft auf der Federseite des Wegeventils. Bei Betonpumpen liegt der Einstellbereich üblicherweise zwischen 14 und 25 bar, zweckmäßig bei 18 bar. Im Stand-by-Betrieb, bei welchem das Proportionalventil gesperrt ist, wird das Hydrauliköl über die Verstellpumpe mit maximalem Förderstrom im Kreislauf über einen Kühler zum Tank gefördert und dabei zur Systemkühlung verwendet. Dabei wird als nachteilig empfunden, dass im Stand-by-Betrieb zur Förderung des Hydrauliköls ein relativ hoher Energiebedarf besteht und damit ein hoher Treibstoffverbrauch auftritt.

Weiter hat es sich gezeigt, dass beim Anfahrvorgang mit einem lastdruckgeführten Förderstromregler es zu Fehlfunktionen kommen kann, die zu einem unerwünschten Druckeinbruch und einem dadurch bedingten Ölmenge führen. Dieser Fehler rührt daher, dass zu Beginn zunächst nur der Pumpendruck auf das Förderstromventil einwirkt, ohne dass auf der Federseite ein Load-Sensing-Signal ansteht. Dies bedeutet, dass bei Überschreiten der über die Feder eingestellten Druckdifferenz das Verstellorgan der Verstellpumpe über das Wegeventil des Förderstromreglers zeitweilig in Schließrichtung verschoben wird und dadurch einen Ölmenge verursacht.

[0004] Ausgehend hiervon liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die hydraulische Schaltungsanordnung der eingangs angegebenen Art dahingehend zu verbessern, dass der Pumpenbetrieb in der Anfahrphase und/oder im Stand-by-Betrieb optimiert wird.

[0005] Zur Lösung dieser Aufgabe werden die in den Ansprüchen 1, 16 oder 17 angegebenen Merkmalskombinationen vorgeschlagen. Vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

[0006] Eine erste Lösungsvariante der Erfindung sieht vor, dass eine auf den Lastdruck ansprechende Steuergruppe vorgesehen ist, die unterhalb eines vorgegebenen Mindestwerts des Lastdrucks das Wegeventil von der Federseite her durchsteuert und dabei das Vorsteuerorgan der Verstellpumpe in seine Position für maximalen Förderstrom bringt. Die erfindungsgemäße Steuergruppe sorgt also dafür, dass während des gesamten Anfahrvorgangs die Verstellpumpe ohne Rücksicht auf den sich zeitverzögert aufbauenden Lastdruck bei maximalem Förderstrom betrieben wird, so dass kein Druckeinbruch und damit auch kein Ölmenge auftritt. Zweckmäßig weist hierzu die Steuergruppe ein unter der Einwirkung des Lastdrucks gegen den Druck einer Feder vorgespanntes Steuerventil auf, das bei einem den Mindestwert unterschreitenden Lastdruck den Pumpendruck auf die Federseite des Wegeventils im Förderstromregler durchsteuert.

[0007] Eine rein hydraulische Ausführungsvariante sieht hierbei vor, dass das Steuerventil an seinem der Feder gegenüberliegenden Vorsteuereingang unmittelbar mit dem Lastdruck beaufschlagt ist, während der über die Feder eingestellte Federdruck dem vorgegebenen Mindestwert des Lastdrucks entspricht. Ein typischer Mindestwert für den Lastdruck liegt bei 80 bis 150 bar, vorzugsweise bei etwa 100 bar.

[0008] Gemäß einer elektrohydraulischen Ausführungsvariante ist ein mit dem Lastdruck beaufschlagter, auf den Mindestwert des Lastdrucks ansprechender Druckschalter oder Druckaufnehmer vorgesehen, während der der Feder gegenüberliegende Vorsteuereingang des Wegeventils im Schaltkreis des Druckschalters oder des Druckaufnehmers angeordnet ist und durch diesen elektrisch und/oder magnetisch betätigbar ist. In diesem Falle wird der Schaltvorgang über den Druckschalter oder den Druckaufnehmer ausgelöst, so dass die Fe-

der im Wegeventil als Rückstellfeder fungiert, die relativ schwach ausgelegt sein kann.

[0009] Eine weitere bevorzugte Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass die Steuergruppe über eine ausgangsseitige Drossel mit dem Eingang eines Wechselventils verbunden ist, dessen zweiter Eingang mit dem Lastdruck beaufschlagt ist und dessen Ausgang mit der Federseite des Wegeventils des Förderstromreglers verbunden ist. An die Steuergruppe kann in diesem Fall ein ausgangsseitig angeordnetes, mit dem Tank verbundenes Druckbegrenzungsventil angeschlossen sein. Außerdem ist ein weiteres mit dem Tank verbundenes Druckbegrenzungsventil, das den maximalen Betriebsdruck begrenzt, an die Speiseleitung angeschlossen.

[0010] Zweckmäßig ist im Pumpenzweig zusätzlich ein dem Förderstromregler nachgeordneter Druckregler zur Ansteuerung des Verstellorgans der Verstellpumpe angeordnet.

[0011] Eine bevorzugte Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass das Verstellorgan der Verstellpumpe mit mindestens einem durch den Förderstromregler und/oder den Druckregler betätigten Hubzylinder gekoppelt ist, wobei mindestens einer der Hubzylinder vorzugsweise in Öffnungsrichtung des Verstellorgans federbelastet ist.

[0012] Bei einem Knickmast für Betonpumpen müssen über die Schaltungsanordnung mehrere, den Knickachsen zugeordnete Antriebsaggregate in Form von Hydrozylindern angesteuert werden. Dementsprechend sind dort mehrere Verbrauchervorgesehen, denen jeweils ein Proportionalventil zugeordnet ist. Da für die lastdruckgeführte Förderstromregelung jeweils nur der höchste Lastdruck auszuwählen ist, sind in diesem Falle zweckmäßig die Lastzweige der einzelnen Verbraucher über eine das höchste Lastdrucksignal durchlassende Wechselventilkette mit der Steuergruppe und dem Wegeventil verbunden.

[0013] Eine weitere vorteilhafte oder alternative Ausführungsvariante der Erfindung sieht vor, dass die Umsteuergruppe ein von der Speiseleitung aus wahlweise mit dem Verbraucher oder dem Tank verbundenes Umsteuerventil aufweist, dass in der zum Tank führenden Leitung eine Drossel angeordnet ist, dass die Umsteuergruppe ein Eingangsmodul mit einem federgestützten Abschaltventil aufweist, das eingangsseitig an die Speiseleitung und ausgangsseitig an den Tank angeschlossen ist und das auf seiner Federseite über den Ausgang der Drossel vorgesteuert und auf der der Feder gegenüberliegenden Vorsteuerseite mit dem Pumpendruck beaufschlagt ist. Um einen optimalen Stand-by-Betrieb zu gewährleisten, wird hierbei entweder vorgeschlagen,

- dass der aus der Federkraft der einstellbaren Feder des Eingangsmoduls resultierende Hydraulikdruck gleich groß oder größer ist, als der aus der Federkraft der Einstellfeder des Förderstromreglers resultierende Hydraulikdruck, so dass das Verstellorgan der Verstellpumpe in der Ruhestellung der Umsteuer-

gruppe seine kleinste Öffnungsstellung bzw. seine Schließstellung einnimmt, oder

- dass der aus der Federkraft der einstellbaren Feder des Eingangsmoduls resultierende Hydraulikdruck kleiner ist, als der aus der Federkraft der Einstellfeder des Förderstromreglers resultierende Hydraulikdruck, und dabei so bemessen ist, dass das Verstellorgan der Verstellpumpe in der Ruhestellung der Umsteuergruppe eine vorgegebene Zwischenstellung zwischen seiner kleinstmöglichen und seiner größtmöglichen Offenstellung einnimmt.

[0014] Der jeweilige Federdruck ist dabei über ein Einstellorgan zur Verstellung der Federkraft auf einen vorgegebenen Wert einstellbar.

[0015] Im ersteren Falle wird also im Stand-by-Betrieb über die Auswahl einer ausreichend großen Federkraft am Eingangsmodul der Förderstrom auf Null oder auf einen minimalen Wert eingestellt, während im letzteren Falle ein Zwischenwert für den Förderstrom eingestellt werden kann. Damit können im Stand-by-Betrieb sowohl der Energiebedarf und damit der Treibstoffverbrauch als auch die Geräuschentwicklung reduziert werden.

[0016] Im Folgenden wird die Erfindung anhand der in der Zeichnung in schematischer Weise dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen

Fig. 1a und b eine Seitenansicht einer Autobetonpumpe mit zusammengelegtem Knickmast und - in vereinfachter Darstellung - mit Knickmast in Arbeitsstellung;

Fig. 2 eine hydraulische Schaltungsanordnung zur Ansteuerung hydraulischer Verbraucher nach dem vorbekannten Stand der Technik;

Fig. 3a bis d eine hydraulische Schaltungsanordnung zur Ansteuerung mit hydraulisch betätigter Steuergruppe gemäß der Erfindung; und

Fig. 4 eine Schaltungsanordnung entsprechend Fig. 3a bis d mit elektrisch betätigter Steuergruppe gemäß der Erfindung.

[0017] Die in Fig. 2 bis 4 gezeigten hydraulischen Schaltungsanordnungen können beispielsweise zur Ansteuerung der als Hydrozylinder 34 bis 38 ausgebildeten Antriebsaggregate des Verteilmasts 14 einer Autobetonpumpe eingesetzt werden.

[0018] In Fig. 1a und b ist zur Veranschaulichung beispielhaft eine Autobetonpumpe 10 dargestellt, die ein Transportfahrzeug 11, eine z. B. als Zweizylinderkolbenpumpe ausgebildete Dickstoffpumpe 12 sowie einen um eine fahrzeugfeste Hochachse 13 drehbaren Betonverteilmast 14 als Träger für eine Betonförderleitung 16 umfasst. Über die Betonförderleitung 16 wird Flüssigbeton, der in einen Aufgabebehälter 17 während des Beto-

nierens fortlaufend eingebracht wird, zu einer vom Standort des Fahrzeugs 11 entfernt angeordneten Betonierstelle 18 gefördert.

[0019] Der Verteilermast 14 besteht aus einem mittels eines hydraulischen Drehantriebs 19 um die Hochachse 13 um dem Winkel φ drehbaren Mastbock 21 und einem an diesem schwenkbaren Knickmast 22, der auf variable Reichweite r und Höhendifferenz h zwischen dem Fahrzeug 11 und der Betonierstelle 18 kontinuierlich einstellbar ist. Der Knickmast 22 besteht bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel aus fünf gelenkig miteinander verbundenen Mastarmen 23 bis 27, die um parallel zueinander und rechtwinklig zur Hochachse 13 des Mastbocks 21 verlaufende Achsen 28 bis 32 schwenkbar sind. Die Knickwinkel ε_1 bis ε_5 (Fig. 1b) der durch die Knickachsen 28 bis 32 gebildeten Knickgelenke und deren Anordnung zueinander sind so aufeinander abgestimmt, dass der Verteilermast 14 mit der aus Fig. 1a ersichtlichen, einer mehrfachen Faltung entsprechenden raumsparenden Transportkonfiguration auf dem Fahrzeug 11 ablegbar ist. Durch eine Aktivierung der als Hydrozylinder 34 bis 38 ausgebildeten hydraulischen Verbraucher 34 bis 38, die den Knickachsen 28 bis 32 einzeln zugeordnet sind, ist der Knickmast 22 in unterschiedlichen Distanzen r und/oder Höhendifferenzen h zwischen der Betonierstelle 18 und dem Fahrzeugstandort entfaltbar (Fig. 1 b). Bei der Bewegung wird die Mastspitze 33 mit dem Endschlauch 43 über den zu betonierenden Bereich 18 hinweggeführt.

[0020] Die Ansteuerung der Verbraucher 34 bis 38 erfolgt über ein nicht dargestelltes, als Steuerhebel ausgebildetes Fernsteuerorgan, das in drei Hauptstellrichtungen unter Abgabe von Steuersignalen verstellt werden kann. Die Steuersignale werden über eine Funkstrecke zu einem fahrzeugfesten Funkempfänger übertragen. Der Funkempfänger ist an einen nicht dargestellten Mikrocontroller angeschlossen, durch welchen die empfangenen Steuersignale interpretiert und in Betätigungssignale für die Vorsteuereingänge 52,53 der in der Schaltungsanordnung angeordneten Umsteuer- und Proportionalventile 54,56 umgesetzt werden. Die Betätigung der Verbraucher 34 bis 40 erfolgt über das Umsteuerventil 54 und die Proportionalventile 56. Die Verbraucher 34,35,... sind in Fig. 2 bis 4 der Einfachheit halber als einfach wirkende Hydrozylinder dargestellt. In der Praxis werden zur Betätigung der Mastarme 23 bis 27 des Knickmasts 22 doppelt wirkende Hydrozylinder eingesetzt.

[0021] Die in Fig. 2 bis 4 gezeigten Schaltungsanordnungen umfassen im Übrigen jeweils eine motorbetriebene, über ein verschwenkbares Verstellorgan 58 verstellbare hydraulische Verstellpumpe 60, die Hydrauliköl von einem Tank 62 in eine Speiseleitung 64 fördert. Das Verstellorgan 58 ist über zwei Stellzylinder 66,68, von denen einer federgestützt ist, kontinuierlich zwischen zwei Endstellungen, die einem minimalen und einem maximalen Förderstrom \dot{V}_{\min} und \dot{V}_{\max} entsprechen, verstellbar. Die Ansteuerung der Stellzylinder 66, 68 erfolgt

über einen Förderstromregler 70 und einen zu diesem parallel geschalteten Druckregler 72, die jeweils als federzentrierte 2/2-Wegeventile 71,73 ausgebildet sind. Die Wegeventile 71,73 sind auf ihrer einen Vorsteuerseite mit dem Druck p am Druckausgang der Verstellpumpe 60 beaufschlagt und auf der gegenüberliegenden Vorsteuerseite über je eine Einstellfeder 74,76 vorgesteuert. Die Einstellfeder 74 des Förderstromreglers 70 ist beispielhaft auf 18 bar eingestellt, während die Druckfeder 76 des Druckreglers beispielhaft auf 350 bar eingestellt wird. Auf der Federseite des Förderstromreglers 70 ist außerdem eine Vorsteuerleitung 78 angeschlossen, die im Betriebszustand über den Abgriff 92 mit dem höchsten Lastdruck p_{LS} an den Eingängen der Verbraucher 34,35,... beaufschlagt ist. Im Betriebszustand erhält man dadurch einen lastdruckgeführten Förderstromregler (Load-Sensing-Regler), der das Verdrängungsvolumen der Verstellpumpe 60 auf die von den Verbrauchern 34,35,... benötigte Menge abstimmt. Die Funktion des Load-Sensing-Reglers wird nachfolgend im Zuge der Beschreibung des Betriebszustands im Zusammenhang mit Fig. 2 und 3d noch näher erläutert. In der Speiseleitung 64 befindet sich außerdem das vorstehend bereits erwähnte, als Wahlbetriebsartenventil ausgebildete Umsteuerventil 54, das die Speiseleitung 64 im Stand-by-Zustand zu den Verbrauchern 34,35,... sperrt und mit dem Tank 62 verbindet und im Betriebszustand zu den Verbrauchern 34,35,... durchsteuert.

[0022] Jedem Verbraucher 34,35,... ist ein an die Speiseleitung 64 in Parallelschaltung angeschlossenes Proportionalventil 56 zugeordnet, das ebenso wie das Umsteuerventil 54 an seinem elektromagnetischen Eingang 52,53 über das Fernsteuergerät ansteuerbar ist.

[0023] Die Abgriffe 92 für die Lastdrucksignale befinden sich jeweils auf der Verbraucherseite der Proportionalventile 56. Die Wechselventilkette 94 sorgt dafür, dass nur das höchste Lastdrucksignal p_{LS} auf die Vorsteuerleitung 78 durchgesteuert wird.

[0024] Die in Fig. 2 gezeigte Schaltungsanordnung nach dem vorbekannten Stand der Technik ist so ausgelegt, dass der Förderstromregler 70 stets lastdruckgeführt arbeitet. Es hat sich jedoch gezeigt, dass diese Betriebsweise nur im stationären Betrieb zufriedenstellend arbeitet.

[0025] Im Stand-by-Betrieb wird über den Förderstromregler 70 bei fehlendem Lastdruck p_{LS} und weitgehend drucklosem Zustand in der Speiseleitung 64 die Verstellpumpe 60 stets auf maximalen Förderstrom eingestellt. Das über das Umsteuerventil 54 zum Tank 62 geführte Hydrauliköl wird in diesem Fall zur Systemkühlung eingesetzt. Gleichwohl wird als nachteilig empfunden, dass die Verstellpumpe 60 für die Umwälzung des Hydrauliköls im Stand-by-Betrieb einer nicht unerheblichen Leistungsanforderung unterliegt, die einen entsprechend hohen Treibstoffbedarf erfordert.

[0026] Weiter wird beim Anfahrvorgang, wenn zunächst das Umsteuerventil 54 und anschließend mit einer gewissen Zeitverzögerung das eine oder andere Pro-

portionalventil 56 in Richtung Verbraucher 34,35,... durchgesteuert wird, sich erst nach einer gewissen Zeit ein stationärer Lastdruck p_{LS} an den Abgriffsstellen 92 aufbauen. Dies bedeutet, dass in der Anfahrphase zunächst der Volumenstrom der Verstellpumpe 60 über den Förderstromregler 70 vom anfänglichen Maximaldurchsatz zurückgesteuert wird, so dass es in der Speiseleitung 64 zeitweilig zu einem Volumenstrom- und Druckeinbruch kommt. Erst wenn der Lastdruck p_{LS} an den Abgriffsstellen 92 ausreichend hoch ist, stellt sich ein lastdruckgeführter Volumenstrom ein. Die Folge hiervon ist, dass die Verbraucher 34,35,... in der Anfahrphase verzögert auf die Stellsignale ansprechen.

[0027] Diese Nachteile werden mit den in Fig. 3a bis d und 4 gezeigten Schaltungsanordnungen vermieden.

[0028] Für die Optimierung des Anfahrbetriebs ist die zum Förderstromregler 70 führende Vorsteuerleitung 78 über ein Wechselventil 96 geführt, das auf der einen Seite über die Lastdruckabgriffe 92 und die Wechselventilkette 94 mit dem augenblicklichen höchsten Lastdruck p_{LS} beaufschlagt ist und auf der anderen Seite über ein Schaltventil 100 mit einem Druckabgriff 102 in der Speiseleitung verbunden ist. Das Schaltventil 100 ist auf der einen Seite über eine vorgespannte Feder 104 mit einem Stelldruck von beispielsweise 100 bar beaufschlagt, der über den Vorsteuerzugang 106 mit dem augenblicklichen Lastdruck p_{LS} verglichen wird. Solange der Lastdruck p_{LS} unterhalb der Vorspannung der Stellfeder 104 liegt, wird über das Schaltventil 100 der Druck p in der Speiseleitung 64 auf das Wechselventil 96 und damit über die Leitung 78 auf den Vorsteuerzugang des Förderstromreglers 70 durchgeschaltet, so dass unter der zusätzlichen Einwirkung der Einstellfeder 74 die Verstellpumpe 60 über das Verstellorgan 58 in ihrer maximalen Förderstromstellung gehalten wird. Dies ist allerdings nur dann der Fall, wenn zugleich das Umsteuerventil 54 in seiner die Speiseleitung 64 durchsteuernden Betriebsstellung steht und sich nicht im Stand-by-Zustand befindet. Das Umsteuerventil 54 wirkt bei den in Fig. 3 und 4 gezeigten Ausführungsbeispielen unter Bildung einer Umsteuergruppe 82 über eine Drossel 80 mit einem Eingangsmodul 82 zusammen. Das Eingangsmodul enthält ein Schaltventil 84, das vor allem im Stand-by-Zustand zwischen Speiseleitung 64 und Tank 62 durchsteuert und sonst gesperrt ist. Das Schaltventil 84 weist einen über den Abgriff 85 mit dem Druck p in der Speiseleitung 64 beaufschlagten Steuereingang 86 sowie eine gegenüberliegende mit einer Feder 88 beaufschlagte und an den Ausgang der Drossel 80 angeschlossene Vorsteuerseite 90 auf.

[0029] Unter der Voraussetzung, dass die Federkraft der Feder 88 ausreichend hoch gewählt ist, sorgt das Schaltventil 84 im Stand-by-Betrieb, wenn die Ventile 54 und 56 gesperrt sind, dafür, dass das Verstellorgan 58 der Verstellpumpe 60 in eine Stellung mit minimalem Förderstrom \dot{V}_{min} zurückgeschwenkt wird. Dies ist dann der Fall, wenn der über die Feder 88 aufgebaute Druck größer als der über die Einstellfeder 74 des Förderstrom-

reglers 70 eingestellte Druck ist. Durch eine Reduzierung der Vorspannung der Feder 88 lassen sich auch beliebige Zwischenstellungen des Förderstroms an der Verstellpumpe 60 in der Stand-by-Stellung einstellen. Mit diesen Maßnahmen kann der Treibstoffverbrauch des Antriebsmotors der Verstellpumpe 60 im Stand-by-Betrieb reduziert werden.

[0030] In der Anfahrphase, in welcher zeitlich nacheinander zunächst das Umsteuerventil 54 und anschließend mindestens eines der Proportionalventile 56 durchgesteuert wird, sorgt das Schaltventil 100 für einen raschen Druckaufbau an den ausgewählten Verbrauchern 34,35,... Fig. 3b zeigt die Schaltstellung, bei welcher zwar das Umsteuerventil 54 durchgesteuert aber noch kein Proportionalventil 56 angesteuert ist. Hier baut sich hinter dem Umsteuerventil 54 sehr rasch der Betriebsdruck p auf, der über den Druckabgriff 102 und das Schaltventil 100 über die Drossel 106 auf einen Eingang des Wechselventils 96 durchgesteuert wird. Da auf der anderen Seite des Wechselventils 96 noch kein Lastdruck p_{LS} anliegt, wird der augenblickliche Pumpendruck p auf den Förderstromregler 70 durchgesteuert. Dieser bringt unter zusätzlicher Einwirkung der Einstellfeder 74 das Verstellorgan 58 der Verstellpumpe 60 in seine maximale Offenstellung. Wenn im Anschluss daran das Proportionalventil 56 öffnet (Fig. 3c), ist der Verbraucherdruck p_{LS} zunächst noch kleiner als der Stelldruck der Feder 104 am Schaltventil 100. Dementsprechend arbeitet die Verstellpumpe 60 zunächst als druckgeregelter Pumpe, so dass sich vor dem Proportionalventil 56 ein Druck bis zu dem in der Steuergruppe 107 über das Druckbegrenzungsventil 108 eingestellten Druck von beispielsweise 250 bar aufbauen kann. Wenn schließlich der Lastdruck p_{LS} größer als der Stelldruck der Feder 104 ist, gelangt das Schaltventil 100 in seine Schließstellung, so dass das Wechselventil 96 über den Lastdruck p_{LS} in der Leitung 98 geöffnet wird. Von da an ist der Förderstromregler 70 lastdruckgeführt. Dies bedeutet, dass der Förderstrom der Verstellpumpe 60 von der zwischen Verstellpumpe 60 und Verbraucher 34,35,... geschalteten Drosselblende 57 des Proportionalventils 56 abhängig ist. Das Wegeventil 71 des Förderstromreglers 70 vergleicht den Druck vor der Drosselblende 57 mit dem hinter der Drosselblende und hält den hier auftretenden Druckabfall $\Delta p = p - p_{LS}$ und damit den Volumenstrom konstant. Der zusätzlich vorhandene Druckregler 72 ist dem Förderstromregler 70 überlagert, d.h. unterhalb des eingestellten Drucksollwerts am Druckregler 72 (z. B. 350 bar) ist der Verstellvorgang in der Verstellpumpe 60 lastdruckgeführt.

[0031] Ein weiteres Druckbegrenzungsventil 110 sorgt dafür, dass der Systemdruck p in der Speiseleitung 64 einen vorgegebenen Maximalwert von beispielsweise 380 bar nicht überschreitet.

[0032] Die in Fig. 4 gezeigte Schaltungsanordnung unterscheidet sich von der Schaltungsanordnung nach Fig. 3a bis d dadurch, dass das Schaltventil 100 einen elektromagnetischen Vorsteuerzugang 106' aufweist, der

über einen auf den Lastdruck p_{LS} ansprechenden Druckschalter 112 oder Druckaufnehmer 114 angesteuert wird. Der Druckschalter 112 oder der Druckaufnehmer 114 spricht an, wenn der Lastdruck p_{LS} einen bestimmten Mindestdruck, z. B. 100 bar, übersteigt. Der Feder 104' am Schaltventil 100 kommt in diesem Fall lediglich eine Haltefunktion zu. Die Federkraft dieser Feder 104' spielt nur eine untergeordnete Rolle und kann sehr viel niedriger sein als im Falle der Fig. 3a bis d.

[0033] Zusammenfassend ist folgendes festzuhalten: Die Erfindung betrifft eine hydraulische Schaltungsanordnung, insbesondere für den Antrieb von Betonverteilermasten. Die Schaltungsanordnung umfasst mindestens einen eingangsseitig über eine Speiseleitung 64 mit dem Druckausgang einer hydraulischen Verstellpumpe 60 verbundenen hydraulischen Verbraucher 34,35,... und mindestens ein in der Speiseleitung 64 angeordnetes, einem der Verbraucher zugeordnetes Proportionalventil 56, das in seiner Ruhestellung die Speiseleitung 64 sperrt und in einer Betriebsstellung eine Drosselblende 57 mit variablem Öffnungsquerschnitt bildet. Weiter ist in der Speiseleitung 64 eine im Stand-by-Zustand mit dem Tank 62 und in der Betriebsstellung mit dem mindestens einen Verbraucher 34,35,... verbundene Umsteuergruppe 82 vorgesehen. Die Verstellpumpe 60 weist ein Verstellorgan 58 auf, das über einen in einem Pumpenzweig 111 angeordneten Förderstromregler 70 angesteuert ist, der ein Wegeventil 71 umfasst, dessen einer Vorsteuereingang mit dem am Ausgang der Verstellpumpe 60 herrschenden Pumpendruck p beaufschlagt ist und dessen gegenüberliegender Vorsteuereingang mit einer definierten Vorspannkraft federbelastet und zusätzlich mit dem hinter der Drosselblende 57 herrschenden Lastdrucks p_{LS} beaufschlagt ist. Um auch in der Anfahrphase einen zuverlässigen Betrieb zu gewährleisten, ist gemäß der Erfindung eine auf den Lastdruck p_{LS} ansprechende Steuergruppe 107 mit einem Schaltventil 100 vorgesehen, die unterhalb eines vorgegebenen Mindestwerts des Lastdrucks p_{LS} das Verstellorgan 58 der Verstellpumpe 60 in seine Position für maximalen Förderstrom bringt.

Patentansprüche

1. Hydraulische Schaltungsanordnung, insbesondere für den Antrieb von Betonverteilermasten (14), mit mindestens einem eingangsseitig über eine Speiseleitung (64) mit dem Druckausgang einer hydraulischen Verstellpumpe (60) verbundenen hydraulischen Verbraucher (34,35,...), mit mindestens einem in der Speiseleitung (64) angeordneten, je einem der Verbraucher zugeordneten Proportionalventil (56), das in seiner Ruhestellung die Speiseleitung (64) sperrt und in seiner Betriebsstellung eine Drosselblende (57) mit variablem Öffnungsquerschnitt bildet, mit einer in der Speiseleitung (64) angeordneten, im Ruhezustand mit einem Tank (62)

und in der Betriebsstellung mit dem mindestens einen Verbraucher (34,35,...) verbundenen Umsteuergruppe (82), mit einem in der Verstellpumpe (60) angeordneten Verstellorgan (58), das über einen in einem Pumpenzweig angeordneten Förderstromregler (70) angesteuert ist, wobei der Förderstromregler (70) ein Wegeventil (71) umfasst, dessen einer Vorsteuereingang mit dem am Druckausgang der Verstellpumpe (60) herrschenden Pumpendruck (p) beaufschlagt ist und dessen gegenüberliegender Vorsteuereingang mit einer definierten Vorspannkraft federbelastet und zusätzlich mit dem hinter der Drosselblende (57) herrschenden Lastdruck (p_{LS}) beaufschlagt ist, **gekennzeichnet durch** eine auf den Lastdruck (p_{LS}) ansprechende Steuergruppe (107), die unterhalb eines vorgegebenen Mindestwerts des Lastdruckes das Wegeventil (71) von der Federseite her durchsteuert und dabei das Verstellorgan (58) der Verstellpumpe (60) in seine Position für maximalen Förderstrom (V_{max}) bringt.

2. Schaltungsanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuergruppe (107) ein unter der Einwirkung des Lastdrucks (P_{LS}) gegen den Druck einer Stellfeder (104) vorgespanntes Schaltventil (100) aufweist, das bei einem den Mindestwert unterschreitenden Lastdruck (p_{LS}) den Pumpendruck (p) auf die Federseite des Wegeventils (71) des Förderstromreglers (70) durchsteuert.
3. Schaltungsanordnung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Schaltventil (100) an seinem der Stellfeder (104) gegenüberliegenden Vorsteuereingang unmittelbar mit dem Lastdruck (P_{LS}) beaufschlagt ist und dass der über die Stellfeder (104) eingestellte resultierende Druck dem Mindestwert des Lastdrucks entspricht.
4. Schaltungsanordnung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein mit dem Lastdruck (P_{LS}) beaufschlagter, auf den Mindestwert des Lastdruckes ansprechender Druckschalter (112) oder Druckaufnehmer (114) vorgesehen ist, und dass der der Stellfeder (104) gegenüberliegende Vorsteuereingang des Schaltventils (100) im Schaltkreis des Druckschalters (112) oder Druckaufnehmers (114) angeordnet und durch diesen elektrisch und/oder magnetisch betätigt ist.
5. Schaltungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuergruppe (107) über eine ausgangsseitige Drossel (106) mit dem Eingang eines Wechselventils (96) verbunden ist, dessen zweiter Eingang mit dem Lastdruck (P_{LS}) beaufschlagt ist, und dessen Ausgang mit der Federseite des Wegeventils (71) des Förderstromreglers (70) verbunden ist.

6. Schaltungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** an die Steuergruppe (107) ein ausgangsseitig angeordnetes, mit dem Tank (62) verbundenes Druckbegrenzungsventil (108) angeschlossen ist.
7. Schaltungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der Speiseleitung (64) ein mit dem Tank (62) verbundenes Druckbegrenzungsventil (110) angeordnet ist.
8. Schaltungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Pumpenzweig (111) zusätzlich ein den Förderstromregler (70) nachgeordneter Druckregler (72) zur Ansteuerung des Verstellorgans (58) der Verstellpumpe (60) angeordnet ist.
9. Schaltungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Verstellorgan (58) der Verstellpumpe (60) mit mindestens einem durch den Förderstromregler (70) und/oder den Druckregler (72) betätigten Stellzylinder (66,68) gekoppelt ist.
10. Schaltungsanordnung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der mindestens eine Stellzylinder vorzugsweise in Öffnungsrichtung des Verstellorgans (58) federbelastet ist.
11. Schaltungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** mehrere Verbraucher (34,35,...) vorgesehen sind, denen jeweils ein Proportionalventil (56) zugeordnet ist, und dass die Lastzweige der einzelnen Verbraucher (34,35,...) über eine das höchste Lastdrucksignal (p_{LS}) durchlassende Wechselventilkette (94) mit der Steuergruppe (107) und dessen Schaltventil (100) verbunden sind.
12. Schaltungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Umsteuergruppe (82) ein von der Speiseleitung (64) wahlweise mit dem Verbraucher (34,35,...) oder dem Tank (62) verbundenes Umsteuerventil (54) aufweist, und dass in der zum Tank (62) führenden Leitung eine Drossel (80) angeordnet ist.
13. Schaltungsanordnung nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Umsteuergruppe (82) ein Eingangsmodul mit einem federgestützten Schaltventil (84) aufweist, das eingangsseitig an die Speiseleitung (64) und ausgangsseitig an den Tank (62) angeschlossen ist und das auf seiner Federseite über den Ausgang der Drossel (80) vorgesteuert und auf der der Feder (88) gegenüberliegenden Vorsteuerseite mit dem Pumpendruck (p) beaufschlagt ist.
14. Schaltungsanordnung nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der aus der Federkraft der einstellbaren Feder (88) des Eingangsmoduls resultierende Hydraulikdruck gleich groß oder größer ist, als der aus der Federkraft der Einstellfeder (74) des Förderstromreglers (70) resultierende Hydraulikdruck, so dass das Verstellorgan (58) der Verstellpumpe (60) in der Stand-by-Stellung der Umsteuergruppe (82) seine kleinste Offenstellung (\dot{V}_{min}) bzw. seine Schließstellung einnimmt.
15. Schaltungsanordnung nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der aus der Federkraft der einstellbaren Feder (88) des Eingangsmoduls resultierende Hydraulikdruck kleiner ist, als der aus der Federkraft der Einstellfeder (74) des Förderstromreglers (70) resultierende Hydraulikdruck, und so bemessen ist, dass das Verstellorgan (58) der Verstellpumpe (60) in der Stand-by-Stellung der Umsteuergruppe (82) eine vorgegebene Zwischenstellung zwischen seiner kleinstmöglichen und seiner größtmöglichen Offenstellung einnimmt.
16. Hydraulische Schaltungsanordnung, insbesondere für den Antrieb von Betonverteilmasten (14), mit mindestens einem eingangsseitig über eine Speiseleitung (64) mit dem Druckausgang einer hydraulischen Verstellpumpe (60) verbundenen hydraulischen Verbraucher (34,35,...), mit mindestens einem in der Speiseleitung (64) angeordneten, je einem der Verbraucher (34,35,...) zugeordneten Proportionalventil, das in seiner Ruhestellung die Speiseleitung (64) sperrt und in seiner Betriebsstellung eine Drosselblende (57) mit variablem Öffnungsquerschnitt bildet, mit einer in der Speiseleitung (64) angeordneten, im Ruhezustand mit einem Tank (62) und in der Betriebsstellung mit dem mindestens einen Verbraucher verbundenen Umsteuergruppe (82), mit einem in der Verstellpumpe (60) angeordneten Verstellorgan (58), das über einen in einem Pumpenzweig angeordneten Förderstromregler (70) angesteuert ist, wobei der Förderstromregler (70) ein Wegeventil (71) umfasst, dessen einer Vorsteuerung mit dem am Druckausgang der Verstellpumpe (60) herrschenden Pumpendruck (p) beaufschlagt ist und dessen gegenüberliegender Vorsteuerung mit einer definierten Vorspannkraft federbelastet und zusätzlich mit dem hinter der Drosselblende (57) herrschenden Lastdruck (P_{LS}) beaufschlagt ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Umsteuergruppe (82) ein von der Speiseleitung (64) wahlweise mit dem Verbraucher (34,35,...) oder dem Tank (62) verbundenes Schaltventil (54) aufweist, dass in der zum Tank (62) führenden Leitung eine Drossel (80) angeordnet ist, dass die Umsteuergruppe (82) ein Eingangsmodul mit einem federgestützten Schaltventil (84) aufweist, das eingangsseitig an die Speiseleitung (64) und ausgangsseitig an den

Tank (62) angeschlossen ist und das auf seiner Federseite über den Ausgang der Drossel (80) vorgesteuert und auf der der Feder (88) gegenüberliegenden Vorsteuerseite mit dem Pumpendruck (p) beaufschlagt ist und dass der aus der Federkraft der einstellbaren Feder (88) des Eingangsmoduls resultierende Hydraulikdruck gleich groß oder größer ist, als der aus der Federkraft der Einstellfeder (74) des Förderstromreglers (70) resultierende Hydraulikdruck, so dass das Verstellorgan (58) der Verstellpumpe (60) in der Stand-by-Stellung der Umsteuergruppe (82) seine kleinste Offenstellung bzw. seine Schließstellung einnimmt.

17. Hydraulische Schaltungsanordnung, insbesondere für den Antrieb von Betonverteilmasten (14), mit mindestens einem eingangsseitig über eine Speiseleitung (64) mit dem Druckausgang einer hydraulischen Verstellpumpe (60) verbundenen hydraulischen Verbraucher (34,35,...), mit mindestens einem in der Speiseleitung (64) angeordneten, je einem der Verbraucher (34,35,...) zugeordneten Proportionalventil (56), das in seiner Ruhestellung die Speiseleitung (64) sperrt und in seiner Betriebsstellung eine Drosselblende (52) mit variablem Öffnungsquerschnitt bildet, mit einer in der Speiseleitung (64) angeordneten, im Ruhezustand mit einem Tank (62) und in der Betriebsstellung mit dem mindestens einen Verbraucher verbundenen Umsteuergruppe (54,82), mit einem in der Verstellpumpe (60) angeordneten Verstellorgan (58), das über einen in einem Pumpenzweig angeordneten Förderstromregler (70) angesteuert ist, wobei der Förderstromregler (70) ein Wegeventil (71) umfasst, dessen einer Vorstuereingang mit dem am Druckausgang der Verstellpumpe (60) herrschenden Pumpendruck (p) beaufschlagt ist und dessen gegenüberliegender Vorstuereingang mit einer definierten Vorspannkraft federbelastet und zusätzlich mit dem hinter der Drosselblende (57) herrschenden Lastdruck (p_{LS}) beaufschlagt ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Umsteuergruppe (82) ein von der Speiseleitung (64) wahlweise mit dem Verbraucher (34,35,...) oder dem Tank (62) verbundenes Schaltventil (54) aufweist, dass in der zum Tank (62) führenden Leitung eine Drossel (80) angeordnet ist, dass die Umsteuergruppe (82) ein Eingangsmodul mit einem federgestützten Schaltventil (84) aufweist, das eingangsseitig an die Speiseleitung (64) und ausgangsseitig an den Tank (62) angeschlossen ist und das auf seiner Federseite über den Ausgang der Drossel (80) vorgesteuert und auf der der Feder (88) gegenüberliegenden Vorsteuerseite mit dem Pumpendruck (p) beaufschlagt ist, und dass der aus der Federkraft der einstellbaren Feder (88) des Eingangsmoduls resultierende Hydraulikdruck kleiner ist, als der aus der Federkraft der Einstellfeder (74) des Förderstromreglers (70) resultierende Hydraulikdruck, und so bemessen ist, dass das Verstellorgan (58) der Verstellpumpe (60) in der Stand-by-Stellung der Umsteuergruppe (82) eine vorgegebene Zwischenstellung zwischen seiner kleinstmöglichen und seiner größtmöglichen Offenstellung (\dot{V}_{min} , \dot{V}_{max}) einnimmt.

likdruck, und so bemessen ist, dass das Verstellorgan (58) der Verstellpumpe (60) in der Stand-by-Stellung der Umsteuergruppe (82) eine vorgegebene Zwischenstellung zwischen seiner kleinstmöglichen und seiner größtmöglichen Offenstellung (\dot{V}_{min} , \dot{V}_{max}) einnimmt.

Claims

1. Hydraulic switching arrangement, particularly for the drive of concrete spreader masts (14), having at least one hydraulic consumer (34, 35, ...) connected on the input side with the pressure output of a hydraulic adjustment pump (60), by way of a feed line (64); having at least one proportional valve (56) assigned to one of the consumers, in each instance, disposed in the feed line (64), which valve blocks the feed line (64) in its rest position and forms a throttle plate (57) having a variable opening cross-section in its operating position; having a rerouting group (82) disposed in the feed line (64), connected with a tank (62) in the rest state, and with the at least one consumer (34, 35, ...) in the operating position; having an adjustment organ (58) disposed in the adjustment pump (60), which is controlled by way of a transport flow regulator (70) disposed in a pump branch, whereby the transport flow regulator (70) comprises a directional control valve (71), the one pilot-control input of which has the pump pressure (p) prevailing at the pressure output of the adjustment pump (60) applied to it, and whose opposite pilot-control input is spring-loaded with a defined bias force, and additionally has the load pressure (p_{LS}) prevailing behind the throttle plate (57) applied to it, **characterized by** a control group (107) that responds to the load pressure (p_{LS}), which switches the load pressure of the directional control valve (71) through from the spring side, below a pre-determined minimum value of the load pressure, and, in this connection, brings the adjustment organ (58) of the adjustment pump (60) into its position for maximal transport flow (\dot{V}_{max}).
2. Switching arrangement according to claim 1, **characterized in that** the control group (107) has a switching valve (100) biased against the pressure of a setting spring (104), under the effect of the load pressure (P_{LS}), which switches the pump pressure (p) through to the spring side of the directional control valve (71) of the transport flow regulator (70), at a load pressure (P_{LS}) that is below the minimum value.
3. Switching arrangement according to claim 2, **characterized in that** the switching valve (100) has the load pressure (P_{LS}) directly applied to it at its pilot-control input that lies opposite the setting spring (104), and that the resulting pressure, set by way of the setting spring (104) corresponds to the minimum

value of the load pressure.

4. Switching arrangement according to claim 2, **characterized in that** a pressure switch (112) or pressure detector (114) that responds to the minimum value of the load pressure, to which the load pressure (P_{LS}) is applied, is provided, and that the pilot-control input of the switching valve (100) that lies opposite the setting spring (104) is disposed in the circuit of the pressure switch (112) or pressure detector (114), and can be electrically and/or magnetically activated by the latter.
5. Switching arrangement according to one of claims 1 to 4, **characterized in that** the control group (107) is connected with the input of a change-over valve (96) by way of a throttle (106) on the output side, the second input of which valve has the load pressure (P_{LS}) applied to it, and whose output is connected with the spring side of the directional control valve (71) of the transport flow regulator (70).
6. Switching arrangement according to one of claims 1 to 5, **characterized in that** a pressure-limiting valve (108) disposed on the output side and connected with the tank (62) is connected with the control group (107).
7. Switching arrangement according to one of claims 1 to 6, **characterized in that** a pressure-limiting valve (110) connected with the tank (62) is disposed in the feed line (64).
8. Switching arrangement according to one of claims 1 to 7, **characterized in that** a pressure regulator (72) disposed behind the transport flow regulator (70) is disposed in the pump branch (111), in addition, to control the adjustment organ (58) of the adjustment pump (60).
9. Switching arrangement according to one of claims 1 to 8, **characterized in that** the adjustment organ (58) of the adjustment pump (60) is coupled with at least one setting cylinder (66, 68) activated by the transport flow regulator (70) and/or the pressure regulator (72).
10. Switching arrangement according to claim 9, **characterized in that** the at least one setting cylinder is spring-loaded, preferably in the opening direction of the adjustment organ (58).
11. Switching arrangement according to one of claims 1 to 10, **characterized in that** several consumers (34, 35, ...) are provided, to which a proportional valve (56) is assigned, in each instance, and that the load branches of the individual consumers (34, 35, ...) are connected with the control group (107) and its switching valve (100) by way of a change-over valve chain (94) that allows the highest load pressure signal (P_{LS}) to come through.
12. Switching arrangement according to one of claims 1 to 11, **characterized in that** the rerouting group (82) has a rerouting valve (54) that is optionally connected with the consumer (34, 35, ...) or the tank (62), from the feed line (64), and that a throttle (80) is disposed in the line leading to the tank (62).
13. Switching arrangement according to claim 12, **characterized in that** the rerouting group (82) has an input module with a spring-supported switching valve (84), which is connected with the feed line (64) on the input side and with the tank (62) on the output side, and is pilot-controlled on its spring side, by way of the output of the throttle (80), and has the pump pressure (p) applied to it on the pilot-control side that lies opposite the spring (88).
14. Switching arrangement according to claim 13, **characterized in that** the hydraulic pressure resulting from the spring force of the adjustable spring (88) of the input module is equal to or greater than the hydraulic pressure resulting from the spring force of the setting spring (74) of the transport flow regulator (70), so that the adjustment organ (58) of the adjustment pump (60) assumes its smallest open position (\dot{V}_{min}) in the stand-by position of the rerouting group (82).
15. Switching arrangement according to claim 13, **characterized in that** the hydraulic pressure resulting from the spring force of the adjustable spring (88) of the input module is less than the hydraulic pressure resulting from the spring force of the setting spring (74) of the transport flow regulator (70), and is dimensioned in such a manner that the adjustment organ (58) of the adjustment pump (60) assumes a pre-determined intermediate position between its smallest possible and largest possible open position in the stand-by position of the rerouting group (82).
16. Hydraulic switching arrangement, particularly for the drive of concrete spreader masts (14), having at least one hydraulic consumer (34, 35, ...) connected on the input side with the pressure output of a hydraulic adjustment pump (60), by way of a feed line (64); having at least one proportional valve assigned to one of the consumers (34, 35, ...), in each instance, disposed in the feed line (64), which valve blocks the feed line (64) in its rest position and forms a throttle plate (57) having a variable opening cross-section in its operating position; having a rerouting group (82) disposed in the feed line (64), connected with a tank (62) in the rest state, and with the at least one consumer in the operating position; having an ad-

justment organ (58) disposed in the adjustment pump (60), which is controlled by way of a transport flow regulator (70) disposed in a pump branch, whereby the transport flow regulator (70) comprises a directional control valve (71), the one pilot-control input of which has the pump pressure (p) prevailing at the pressure output of the adjustment pump (60) applied to it, and whose opposite pilot-control input is spring-loaded with a defined bias force, and additionally has the load pressure (P_{LS}) prevailing behind the throttle plate (57) applied to it, **characterized in that** the rerouting group (82) has a switching valve (54) that is optionally connected with the consumer (34, 35, ...) or the tank (62), from the feed line (64), that a throttle (80) is disposed in the line leading to the tank (62), that the rerouting group (82) has an input module with a spring-supported switching valve (84), which is connected with the feed line (64) on the input side and with the tank (62) on the output side, and is pilot-controlled on its spring side, by way of the output of the throttle (80), and has the pump pressure (p) applied to it on the pilot-control side that lies opposite the spring (88), and that the hydraulic pressure resulting from the spring force of the adjustable spring (88) of the input module is equal to or greater than the hydraulic pressure resulting from the spring force of the setting spring (74) of the transport flow regulator (70), so that the adjustment organ (58) of the adjustment pump (60) assumes its smallest open position or its closed position, respectively, in the stand-by state of the rerouting group (82).

17. Hydraulic switching arrangement, particularly for the drive of concrete spreader masts (14), having at least one hydraulic consumer (34, 35, ...) connected on the input side with the pressure output of a hydraulic adjustment pump (60), by way of a feed line (64); having at least one proportional valve (56) assigned to one of the consumers (34, 35, ...), in each instance, disposed in the feed line (64), which valve blocks the feed line (64) in its rest position and forms a throttle plate (52) having a variable opening cross-section in its operating position; having a rerouting group (54, 82) disposed in the feed line (64), connected with a tank (62) in the rest state, and with the at least one consumer in the operating position; having an adjustment organ (58) disposed in the adjustment pump (60), which is controlled by way of a transport flow regulator (70) disposed in a pump branch, whereby the transport flow regulator (70) comprises a directional control valve (71), the one pilot-control input of which has the pump pressure (p) prevailing at the pressure output of the adjustment pump (60) applied to it, and whose opposite pilot-control input is spring-loaded with a defined bias force, and additionally has the load pressure (p_{LS}) prevailing behind the throttle plate (57) applied to it, **characterized in that** the rerouting group (82) has

a switching valve (54) that is optionally connected with the consumer (34, 35, ...) or the tank (62), from the feed line (64), that a throttle (80) is disposed in the line leading to the tank (62), that the rerouting group (82) has an input module with a spring-supported switching valve (84), which is connected with the feed line (64) on the input side and with the tank (62) on the output side, and is pilot-controlled on its spring side, by way of the output of the throttle (80), and has the pump pressure (p) applied to it on the pilot-control side that lies opposite the spring (88), and that the hydraulic pressure resulting from the spring force of the adjustable spring (88) of the input module is less than the hydraulic pressure resulting from the spring force of the setting spring (74) of the transport flow regulator (70), and is dimensioned in such a manner that the adjustment organ (58) of the adjustment pump (60) assumes a pre-determined intermediate position between its smallest possible and largest possible open position (V_{min} , V_{max}) in the stand-by position of the rerouting group (82).

Revendications

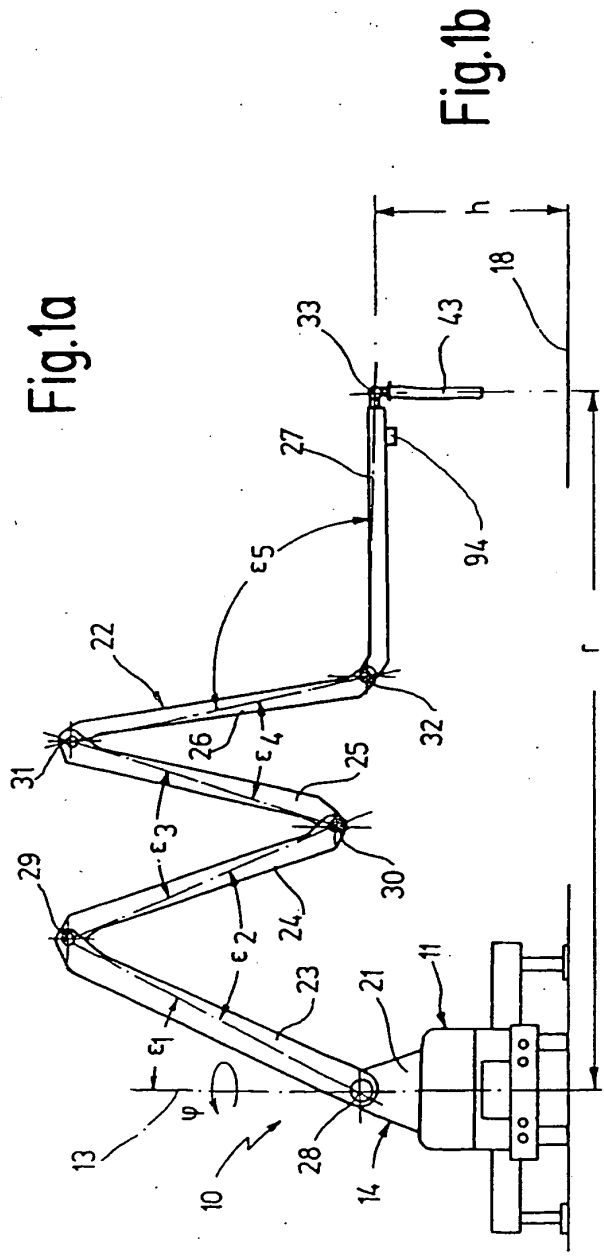
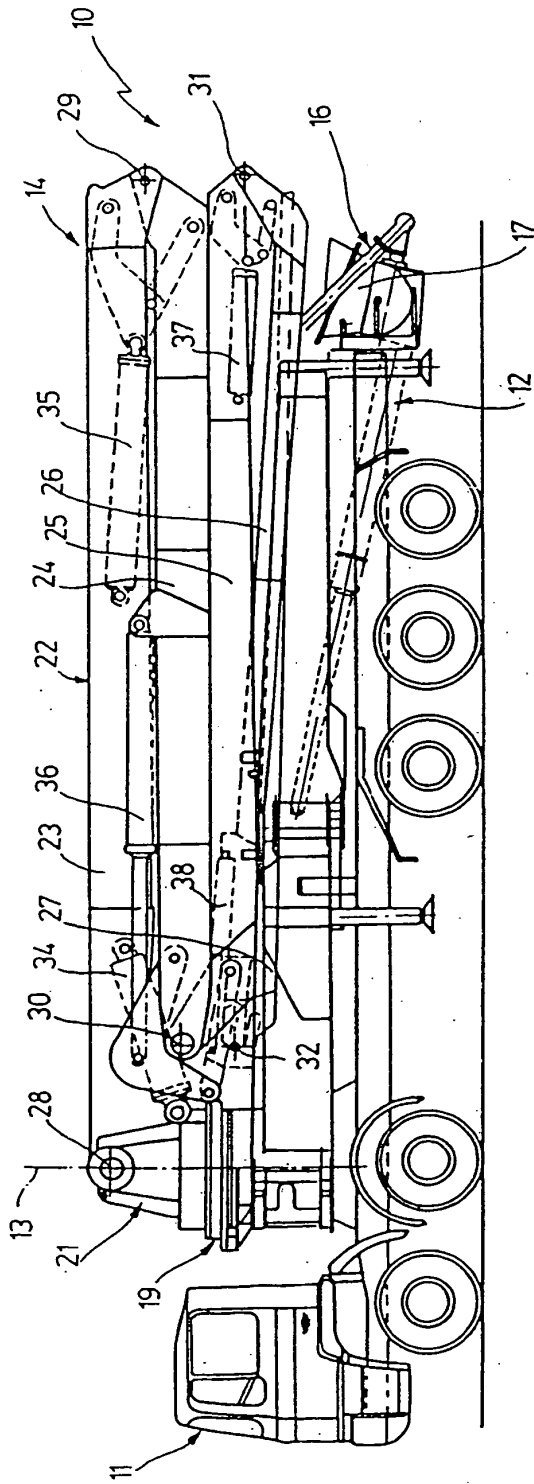
1. Circuit hydraulique, en particulier pour l'entraînement de mâts distributeurs de béton (14), avec au moins un consommateur hydraulique (34, 35, ...) relié côté entrée à la sortie de pression d'une pompe hydraulique à débit variable (60) par une conduite d'alimentation (64), avec au moins une vanne proportionnelle (56) disposée dans la conduite d'alimentation (64), associée chaque fois à un des consommateurs, qui ferme la conduite d'alimentation (64) dans sa position de repos et forme un orifice d'étranglement (57) à section d'ouverture variable dans sa position de fonctionnement, avec un groupe d'inversion (82) disposé dans la conduite d'alimentation (64), relié à un réservoir (62) dans la position de repos et audit au moins un consommateur (34, 35, ...) dans la position de fonctionnement, avec un organe de réglage (58) disposé dans la pompe à débit variable (60), qui est commandé par un régulateur de débit (70) disposé dans une branche de pompe, le régulateur de débit (70) comprenant un distributeur (71) dont une entrée de pilotage est soumise à la pression de pompe (p) régnant à la sortie de pression de la pompe à débit variable (60) et dont l'entrée de pilotage opposée est chargée par ressort à une force de précontrainte définie et en outre soumise à la pression de charge (p_{LS}) régnant derrière l'orifice d'étranglement (57), **caractérisé par** un groupe de commande (107) réagissant à la pression de charge (p_{LS}) qui, au-dessous d'une valeur minimale prédéfinie de la pression de charge, rend le distributeur (71) passant depuis le côté ressort et déplace ce faisant l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) dans sa position per-

- mettant un débit maximal (V_{\max}).
2. Circuit selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le groupe de commande (107) comporte une soupape de commutation (100) qui est précontrainte contre la pression d'un ressort de réglage (104) sous l'action de la pression de charge (p_{LS}) et qui, lorsque la pression de charge (P_{LS}) devient inférieure à la valeur minimale, fait passer la pression de pompe (p) du côté ressort du distributeur (71) du régulateur de débit (70).
 3. Circuit selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** la soupape de commutation (100) est soumise directement à la pression de charge (P_{LS}) à son entrée de pilotage opposée au ressort de réglage (104) et que la pression résultante réglée par le ressort de réglage (104) correspond à la valeur minimale de la pression de charge.
 4. Circuit selon la revendication 2, **caractérisé en ce qu'un** interrupteur à pression (112) ou un capteur de pression (114) soumis à la pression de charge (p_{LS}), réagissant à la valeur minimale de la pression de charge, est prévu, et que l'entrée de pilotage de la soupape de commutation (100) opposée au ressort de réglage (104') est disposée dans le circuit de l'interrupteur à pression (112) ou du capteur de pression (114) et peut être actionnée électriquement et/ou magnétiquement par celui-ci.
 5. Circuit selon une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** le groupe de commande (107) est relié par un étranglement côté sortie (106) à l'entrée d'une soupape à deux voies (96) dont la deuxième entrée est soumise à la pression de charge (p_{LS}) et dont la sortie est reliée au côté ressort du distributeur (71) du régulateur de débit (70).
 6. Circuit selon une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce qu'une** soupape de limitation de pression (108) disposée côté sortie, reliée au réservoir (62), est raccordée au groupe de commande (107).
 7. Circuit selon une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce qu'une** soupape de limitation de pression (110) reliée au réservoir (62) est disposée dans la conduite d'alimentation (64).
 8. Circuit selon une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce qu'un** régulateur de pression (72) placé en aval du régulateur de débit (70) et servant à commander l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) est disposé en plus dans la branche de pompe (111).
 9. Circuit selon une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) est couplé à au moins un cylindre de réglage (66, 68) actionné par le régulateur de débit (70) et/ou le régulateur de pression (72).
 10. Circuit selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** ledit au moins un cylindre de réglage est de préférence chargé par ressort dans la direction d'ouverture de l'organe de réglage (58).
 11. Circuit selon une des revendications 1 à 10, **caractérisé en ce que** plusieurs consommateurs (34, 35, ...) sont prévus, à chacun desquels est associée une vanne proportionnelle (56), et que les branches de charge des différents consommateurs (34, 35, ...) sont reliées au groupe de commande (107) et à sa soupape de commutation (100) par une chaîne de soupapes à deux voies (94) laissant passer le signal de pression de charge (P_{LS}) le plus élevé.
 12. Circuit selon une des revendications 1 à 11, **caractérisé en ce que** le groupe d'inversion (82) comporte une soupape d'inversion (54) reliée par la conduite d'alimentation (64) au choix au consommateur (34, 35, ...) ou au réservoir (62), et qu'un étranglement (80) est disposé dans la conduite qui mène au réservoir (62).
 13. Circuit selon la revendication 12, **caractérisé en ce que** le groupe d'inversion (82) comporte un module d'entrée avec une soupape de commutation (84) assistée par ressort, qui est raccordée côté entrée à la conduite d'alimentation (64) et côté sortie au réservoir (62) et qui est pilotée de son côté ressort par la sortie de l'étranglement (80) et soumise du côté de pilotage opposé au ressort (88) à la pression de pompe (p).
 14. Circuit selon la revendication 13, **caractérisé en ce que** la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort réglable (88) du module d'entrée est égale ou supérieure à la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort de réglage (74) du régulateur de débit (70), de sorte que l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) prend sa plus petite position d'ouverture (V_{\min}) ou sa position de fermeture dans la position d'attente du groupe d'inversion (82).
 15. Circuit selon la revendication 13, **caractérisé en ce que** la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort réglable (88) du module d'entrée est plus petite que la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort de réglage (74) du régulateur de débit (70) et dimensionnée de façon que l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) prenne dans la position d'attente du groupe d'inversion (82) une position intermédiaire prédéfinie entre sa position d'ouverture la plus petite

et la plus grande possible.

16. Circuit hydraulique, en particulier pour l'entraînement de mâts distributeurs de béton (14), avec au moins un consommateur hydraulique (34, 35, ...) relié côté entrée à la sortie de pression d'une pompe hydraulique à débit variable (60) par une conduite d'alimentation (64), avec au moins une vanne proportionnelle (56) disposée dans la conduite d'alimentation (64), associée chaque fois à un des consommateurs (34, 35, ...), qui ferme la conduite d'alimentation (64) dans sa position de repos et forme un orifice d'étranglement (57) à section d'ouverture variable dans sa position de fonctionnement, avec un groupe d'inversion (82) disposé dans la conduite d'alimentation (64), relié à un réservoir (62) dans la position de repos et audit au moins un consommateur dans la position de fonctionnement, avec un organe de réglage (58) disposé dans la pompe à débit variable (60), qui est commandé par un régulateur de débit (70) disposé dans une branche de pompe, le régulateur de débit (70) comprenant un distributeur (71) dont une entrée de pilotage est soumise à la pression de pompe (p) régnant à la sortie de pression de la pompe à débit variable (60) et dont l'entrée de pilotage opposée est chargée par ressort à une force de précontrainte définie et en outre soumise à la pression de charge (P_{LS}) régnant derrière l'orifice d'étranglement (57), **caractérisé en ce que** le groupe d'inversion (82) comporte une soupape de commutation (54) reliée par la conduite d'alimentation (64) au choix au consommateur (34, 35, ...) ou au réservoir (62), qu'un étranglement (80) est disposé dans la conduite menant au réservoir (62), que le groupe d'inversion (82) comporte un module d'entrée avec une soupape de commutation (84) assistée par ressort qui est raccordée côté entrée à la conduite d'alimentation (64) et côté sortie au réservoir (62) et qui est pilotée de son côté ressort par la sortie de l'étranglement (80) et soumise du côté de pilotage opposé au ressort (88) à la pression de pompe (p), et que la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort réglable (88) du module d'entrée est égale ou supérieure à la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort de réglage (74) du régulateur de débit (70), de sorte que l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) prend sa plus petite position d'ouverture ou sa position de fermeture dans la position d'attente du groupe d'inversion (82).
17. Circuit hydraulique, en particulier pour l'entraînement de mâts distributeurs de béton (14), avec au moins un consommateur hydraulique (34, 35, ...) relié côté entrée à la sortie de pression d'une pompe hydraulique à débit variable (60) par une conduite d'alimentation (64), avec au moins une vanne proportionnelle (56) disposée dans la conduite d'alimentation (64), associée chaque fois à un des consommateurs (34, 35, ...), qui ferme la conduite d'alimentation (64) dans sa position de repos et forme un orifice d'étranglement (57) à section d'ouverture variable dans sa position de fonctionnement, avec un groupe d'inversion (82) disposé dans la conduite d'alimentation (64), relié à un réservoir (62) dans la position de repos et audit au moins un consommateur dans la position de fonctionnement, avec un organe de réglage (58) disposé dans la pompe à débit variable (60), qui est commandé par un régulateur de débit (70) disposé dans une branche de pompe, le régulateur de débit (70) comprenant un distributeur (71) dont une entrée de pilotage est soumise à la pression de pompe (p) régnant à la sortie de pression de la pompe à débit variable (60) et dont l'entrée de pilotage opposée est chargée par ressort à une force de précontrainte définie et en outre soumise à la pression de charge (P_{LS}) régnant derrière l'orifice d'étranglement (57), **caractérisé en ce que** le groupe d'inversion (82) comporte une soupape de commutation (54) reliée par la conduite d'alimentation (64) au choix au consommateur (34, 35, ...) ou au réservoir (62), qu'un étranglement (80) est disposé dans la conduite menant au réservoir (62), que le groupe d'inversion (82) comporte un module d'entrée avec une soupape de commutation (84) assistée par ressort qui est raccordée côté entrée à la conduite d'alimentation (64) et côté sortie au réservoir (62) et qui est pilotée de son côté ressort par la sortie de l'étranglement (80) et soumise du côté de pilotage opposé au ressort (88) à la pression de pompe (p), et que la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort réglable (88) du module d'entrée est plus petite que la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort de réglage (74) du régulateur de débit (70) et dimensionnée de façon que l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) prenne dans la position d'attente du groupe d'inversion (82) une position intermédiaire prédéfinie entre sa position d'ouverture la plus petite et la plus grande possible (V_{min} , V_{max}).

mentation (64), associée chaque fois à un des consommateurs (34, 35, ...), qui ferme la conduite d'alimentation (64) dans sa position de repos et forme un orifice d'étranglement (52) à section d'ouverture variable dans sa position de fonctionnement, avec un groupe d'inversion (54, 82) disposé dans la conduite d'alimentation (64), relié à un réservoir (62) dans la position de repos et audit au moins un consommateur dans la position de fonctionnement, avec un organe de réglage (58) disposé dans la pompe à débit variable (60), qui est commandé par un régulateur de débit (70) disposé dans une branche de pompe, le régulateur de débit (70) comprenant un distributeur (71) dont une entrée de pilotage est soumise à la pression de pompe (p) régnant à la sortie de pression de la pompe à débit variable (60) et dont l'entrée de pilotage opposée est chargée par ressort à une force de précontrainte définie et en outre soumise à la pression de charge (P_{LS}) régnant derrière l'orifice d'étranglement (57), **caractérisé en ce que** le groupe d'inversion (82) comporte une soupape de commutation (54) reliée par la conduite d'alimentation (64) au choix au consommateur (34, 35, ...) ou au réservoir (62), qu'un étranglement (80) est disposé dans la conduite menant au réservoir (62), que le groupe d'inversion (82) comporte un module d'entrée avec une soupape de commutation (84) assistée par ressort qui est raccordée côté entrée à la conduite d'alimentation (64) et côté sortie au réservoir (62) et qui est pilotée de son côté ressort par la sortie de l'étranglement (80) et soumise du côté de pilotage opposé au ressort (88) à la pression de pompe (p), et que la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort réglable (88) du module d'entrée est plus petite que la pression hydraulique résultant de la force de ressort du ressort de réglage (74) du régulateur de débit (70) et dimensionnée de façon que l'organe de réglage (58) de la pompe à débit variable (60) prenne dans la position d'attente du groupe d'inversion (82) une position intermédiaire prédéfinie entre sa position d'ouverture la plus petite et la plus grande possible (V_{min} , V_{max}).



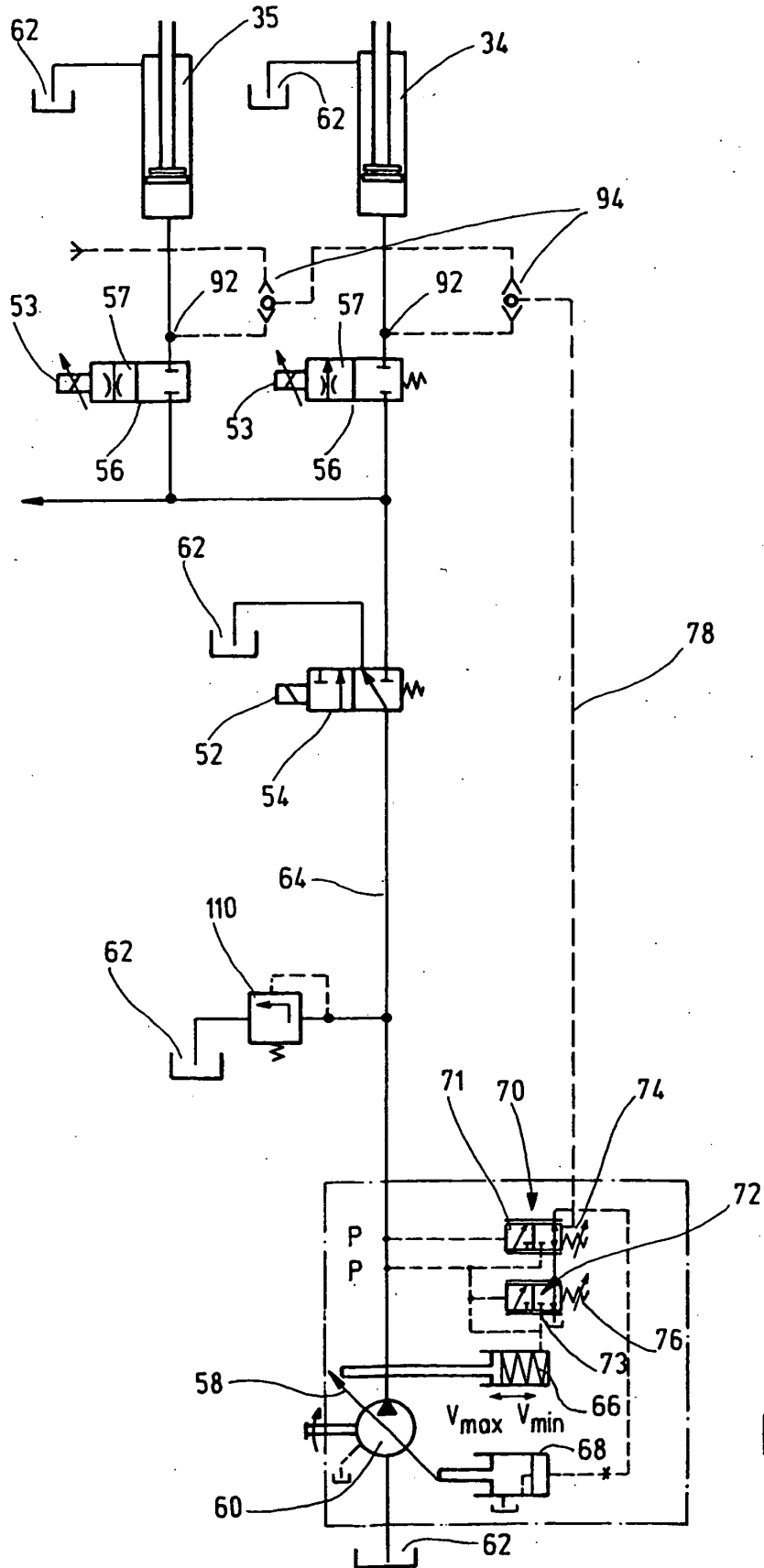


Fig.2

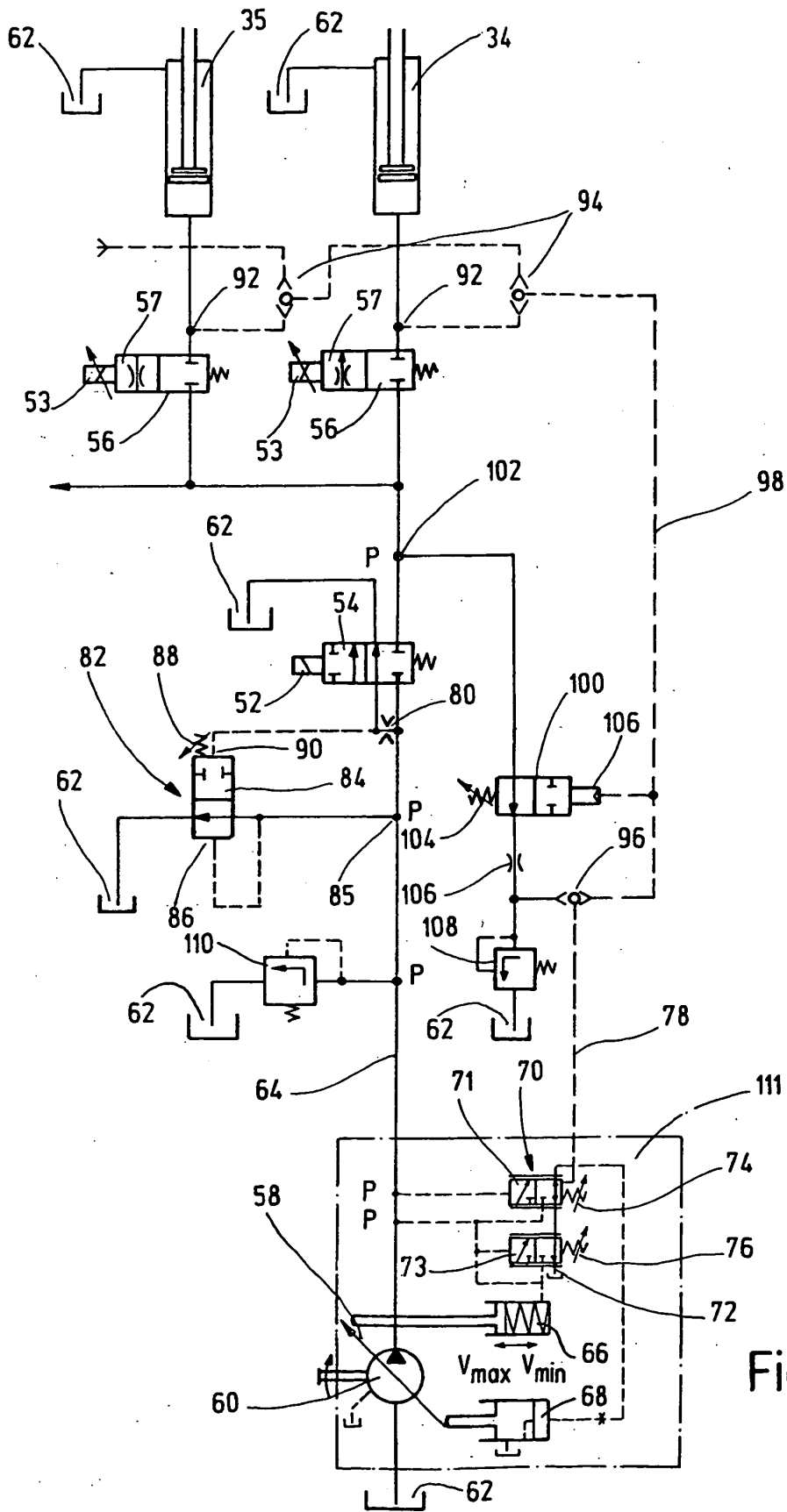


Fig.3a

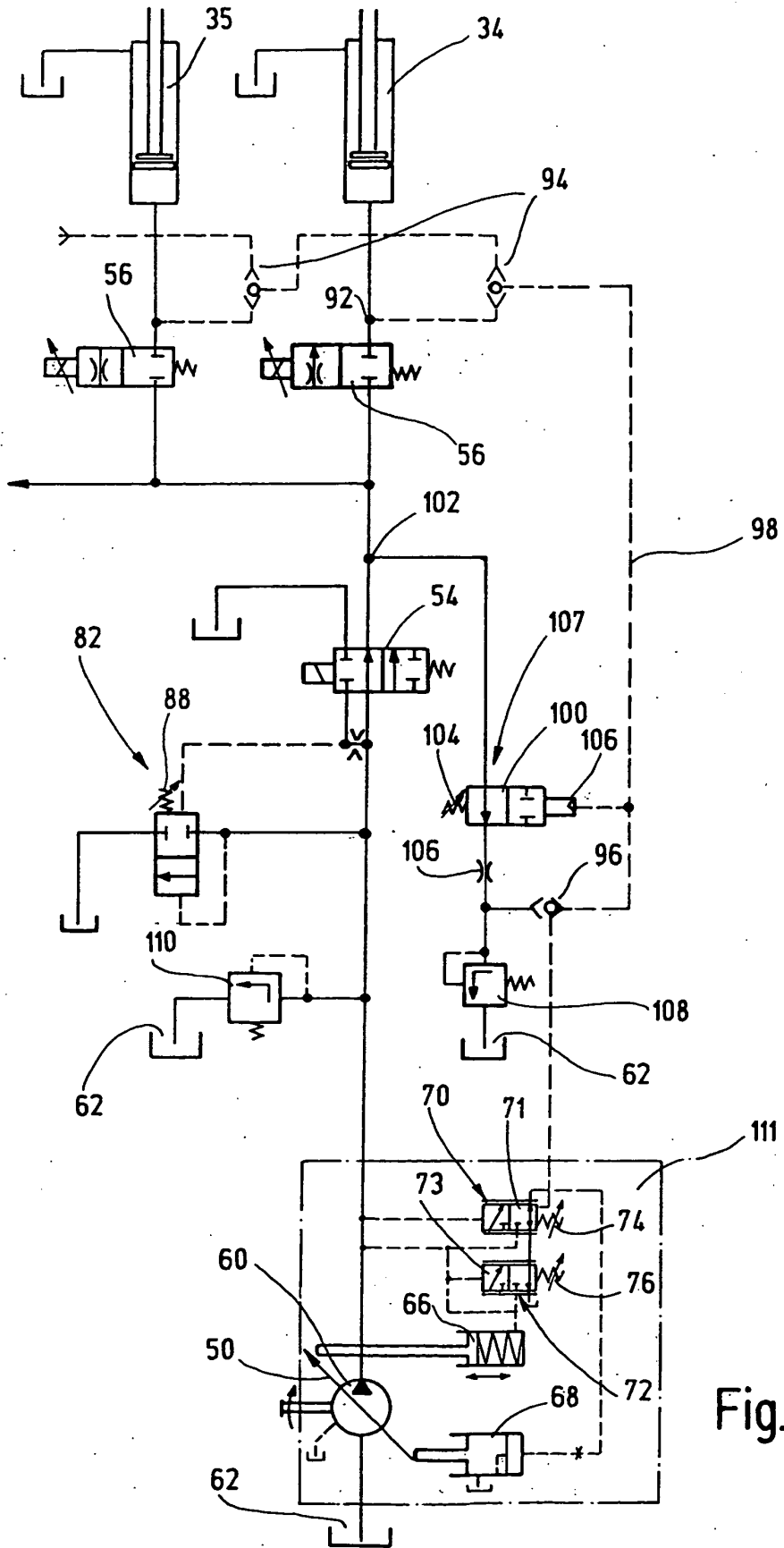


Fig.3b

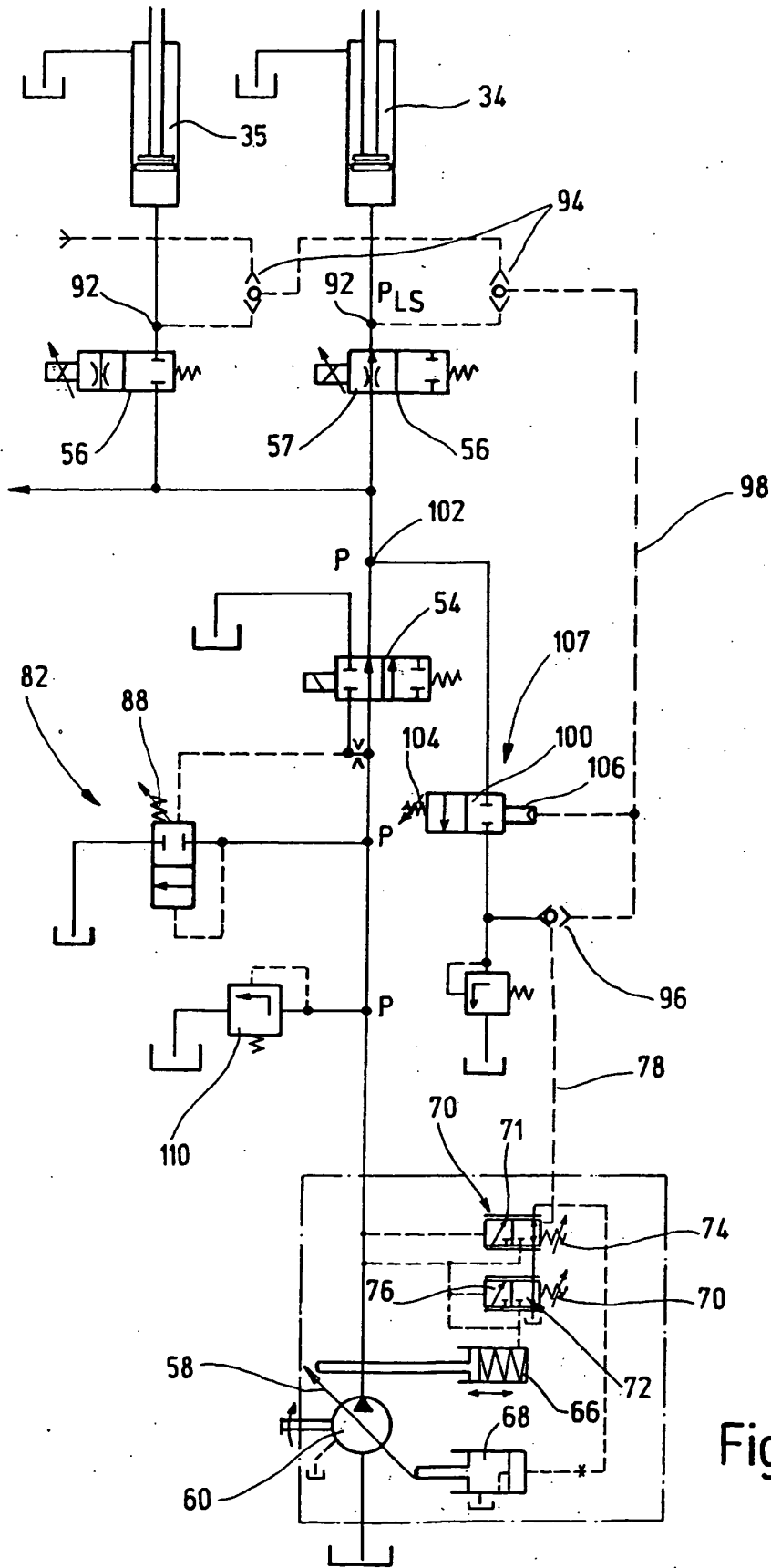


Fig.3d

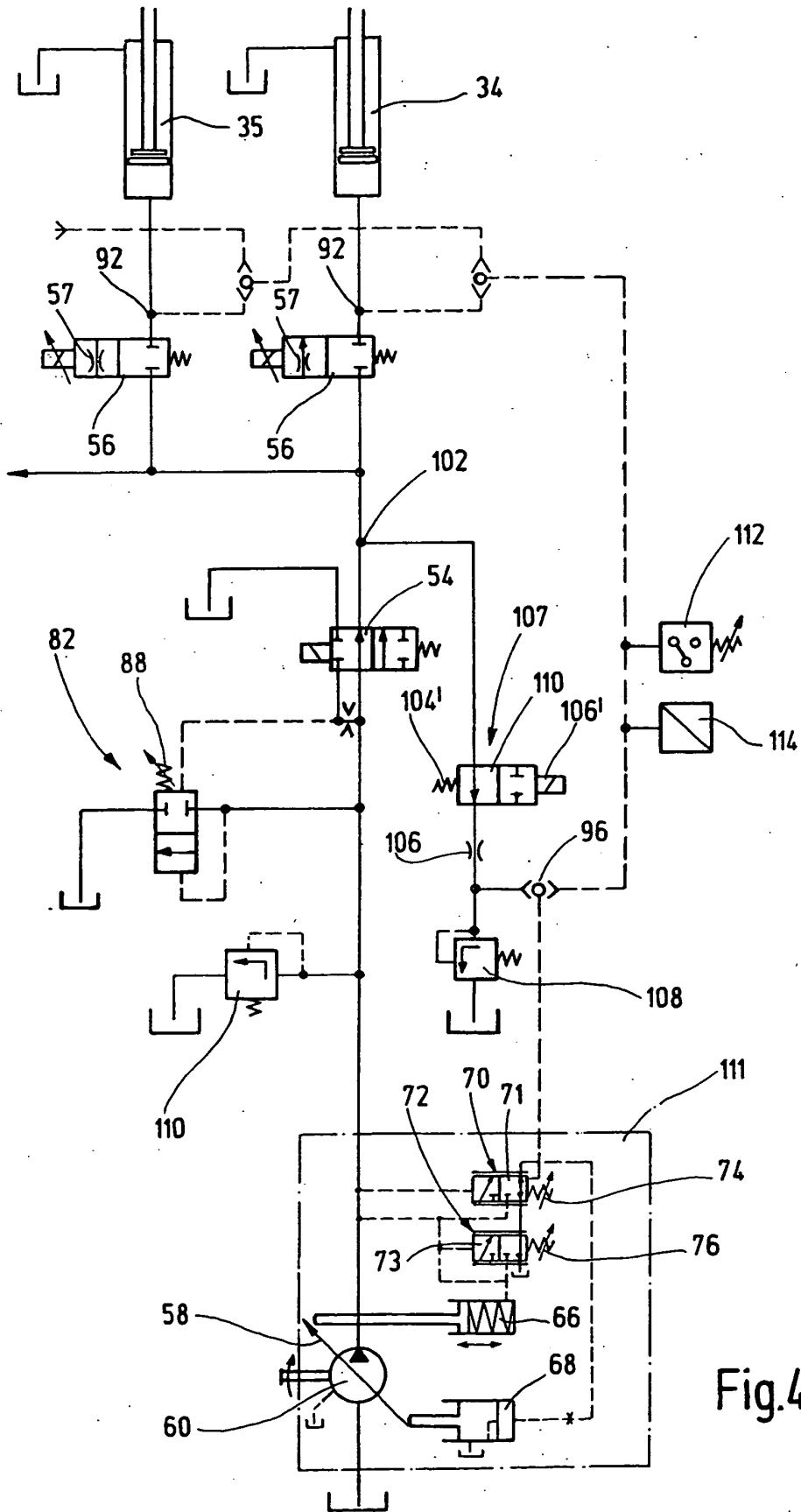


Fig.4

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

- WO 03093676 A1 [0002]
- DE 10107107 A1 [0003]