



(11) **EP 1 092 095 B2**

(12) **NEUE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

- (45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Entscheidung über den Einspruch:
18.04.2007 Patentblatt 2007/16
- (45) Hinweis auf die Patenterteilung:
26.03.2003 Patentblatt 2003/13
- (21) Anmeldenummer: **99936360.9**
- (22) Anmeldetag: **31.05.1999**
- (51) Int Cl.:
F15B 11/16^(2006.01) F15B 11/05^(2006.01)
- (86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE1999/001591
- (87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2000/000747 (06.01.2000 Gazette 2000/01)

(54) **HYDRAULISCHE SCHALTUNG**
HYDRAULIC CIRCUIT
CIRCUIT HYDRAULIQUE

- | | |
|---|---|
| (84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE | • ADLON, Erich
D-97859 Wiesthal (DE) |
| (30) Priorität: 29.06.1998 DE 19828963 | (74) Vertreter: Winter, Brandl, Fürniss, Hübner Röss, Kaiser,
Polte Partnerschaft Patent- und
Rechtsanwaltskanzlei
Bavariaring 10
80336 München (DE) |
| (43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.04.2001 Patentblatt 2001/16 | |
| (73) Patentinhaber: Bosch Rexroth AG
97816 Lohr am Main (DE) | |
| (72) Erfinder:
• WEICKERT, Thomas
D-97783 Karsbach (DE) | (56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 284 831 EP-A- 0 566 449
WO-A-95/32364 DE-A- 2 059 556
DE-A- 2 800 814 US-A- 4 198 822
US-A- 5 535 663 US-A- 5 613 519 |

EP 1 092 095 B2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Schaltung zur Ansteuerung zumindest eines lastniedrigeren und eines lasthöheren Verbrauchers gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Derartige Schaltungen (auch Load-Sensing-Schaltungen genannt) werden unter anderem zur Ansteuerung von mobilen Arbeitsmaschinen, beispielsweise von Baggern eingesetzt. Über die zentrale Schaltung werden hydraulisch betätigte Aggregate der Arbeitsmaschine, beispielsweise ein Drehwerk, der Fahrtrieb, ein Löffel, ein Stiel oder eine am Baggerausleger montierte Klemmeinrichtung angesteuert.

[0003] Eine derartige Load-Sensing-Schaltung ist beispielsweise aus der EP 0 566 449 AS bekannt. Diese Schaltung hat eine Verstellpumpe, die derart geregelt werden kann, daß sie an ihrem Ausgang einen Druck erzeugt, der um einen bestimmten Differenzbetrag über dem höchsten Lastdruck der hydraulischen Verbraucher liegt. Zur Regelung ist ein Load-Sensing-Regler vorgesehen, der vom Pumpendruck in Richtung der Verringerung des Hubvolumens und vom höchsten Druck an den Verbrauchern sowie von einer Druckfeder in Richtung der Vergrößerung des Hubvolumens beaufschlagbar ist. Die sich bei der Verstellpumpe einstellende Differenz zwischen dem Pumpendruck und dem höchsten Lastdruck entspricht der Kraft der vorgenannten Druckfeder.

[0004] Jedem der Verbraucher ist eine verstellbare Meßblende mit einer nachgeschalteten Druckwaage zugeordnet, über die der Druckabfall an der Meßblende konstant gehalten wird, so daß die zum jeweiligen Verbraucher fließende Hydraulikfluidmenge vom Öffnungsquerschnitt der Meßblende und nicht vom Lastdruck des Verbrauchers oder vom Pumpendruck abhängt. In demjenigen Fall, in dem die Verstellpumpe mit maximalem Volumen fördert und der Hydraulikfluidstrom trotzdem nicht ausreicht, um den vorgegebenen Druckabfall über den Meßblenden aufrechtzuerhalten, werden die Druckwaagen aller betätigten hydraulischen Verbraucher in Schließrichtung verstellt, so daß alle Hydraulikfluidströme zu den einzelnen Verbrauchern um den gleichen Anteil verringert werden. Das heißt, bei nachgeschalteter Druckwaage stehen die Volumenströme zu den Verbrauchern immer im Verhältnis der Öffnungsquerschnitte der Meßblenden. Aufgrund dieser lastunabhängigen Durchflußverteilung (LUDV) bewegen sich alle angesteuerten Verbraucher mit einer prozentual um den gleichen Wert verringerten Geschwindigkeit.

[0005] Die eingangs genannte Verstellpumpe ist üblicherweise mit einer Druckregelung und mit einer Leistungsregelung ausgestattet, über die der maximal mögliche Pumpendruck bzw. die maximale von der Verstellpumpe abgebbare Leistung (Baggerleistung) einstellbar sind. Diese Druck- und Leistungsregelungen sind der Load-Sensing-Regelung überlagert.

[0006] Mit einer Steueranordnung der vorstehend geschilderten Art kann es dann zu Problemen kommen,

wenn ein hydraulischer Verbraucher gegen einen praktisch unendlichen Widerstand arbeitet. Dies kann beispielsweise dann der Fall sein, wenn der hydraulische Verbraucher ein Löffel ist, der auf Anschlag gefahren wird. Bei einem Fahren auf Anschlag baut sich an dem entsprechenden hydraulischen Verbraucher ein Druck auf, der etwa dem durch die Druckregelung vorgegebenen Maximaldruck (Baggerleistung) entspricht. Wird nun ein weiterer hydraulischer Verbraucher, beispielsweise ein Fahrtrieb oder ein Ausleger angesteuert, kann dieser nur mit einer geringeren Geschwindigkeit bewegt werden, da aufgrund des hohen Druckes am erstgenannten Verbraucher (Löffel) bereits bei geringen Hydraulikfluidströmen zum anderen hydraulischen Verbraucher (Fahrtrieb) die Leistungsregelung der Verstellpumpe anspricht.

[0007] Um diesen Nachteil auszuräumen, wird in der WO95/32364 der Anmelderin eine Steueranordnung offenbart, über die bei Überschreiten eines Grenzlastdruckes lediglich der Lastdruck des lastniedrigeren hydraulischen Verbrauchers an den Load-Sensing-Regler der Verstellpumpe gemeldet wird. Dieser Grenzlastdruck ist so gewählt, daß die Versorgung des anderen hydraulischen Verbrauchers gewährleistet ist. Beim Gegenstand der WO95/32364 wird dies erreicht, indem der Federraum der Druckwaage des lastniedrigeren Verbrauchers über eine Druckbegrenzungsventilanordnung mit dem Tank verbindbar ist. Bei Überschreiten eines Grenzlastdruckes öffnet das Druckbegrenzungsventil die Verbindung zum Tank, so daß der Federraum der Druckwaage des lastniedrigeren Verbrauchers entlastet und der Regelkolben in seine Öffnungsstellung gebracht wird, in der der Lastdruck dieses Verbrauchers in die Lastdruckmelleitung gemeldet wird.

[0008] Nachteilig bei dieser Steueranordnung ist, daß ein Teilvolumenstrom zum Tank hin abgeführt wird und somit nicht für die Verbraucheransteuerung verwendet werden kann. Der Wirkungsgrad dieser Steuerung ist daher vergleichsweise gering. Ein weiterer Nachteil besteht darin, daß durch die Rückführung des Hydraulikfluids hin zum Tank Wärme im System erzeugt und somit Pumpenleistung vernichtet wird.

[0009] Demgegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Steueranordnung zu schaffen, durch die bei minimalem vorrichtungstechnischen Aufwand eine hinreichende Versorgung sämtlicher Verbraucher gewährleistet ist.

[0010] Diese Aufgabe wird durch eine hydraulische Schaltung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

[0011] Durch die Maßnahme, einen Bypasskanal vorzusehen, über den die der Meßblende nachgeschaltete Druckwaage umgehbar ist, ist es nicht erforderlich, zur Begrenzung des Systemdruckes die Druckwaage abzuregeln oder Hydraulikfluid in den Tank abzuführen. Der sich einstellende Systemdruck kann durch entsprechende Wahl des Bypassquerschnittes vorbestimmt werden. Aufgrund des reduzierten Systemdruckes kann der last-

niedrigere Verbraucher mit einer größeren Hydraulikfluidmenge versorgt werden, die beispielsweise in eine Geschwindigkeitserhöhung eines Auslegers oder ähnliches umgesetzt werden kann.

[0012] Eine besonders einfach aufgebaute Schaltung erhält man, wenn die der Druckwaage vorgeschaltet Meßblende durch ein Proportionalwegeventil ausgebildet wird, wobei der Bypasskanal in Abhängigkeit von der Ventilschieberstellung des Proportionalwegeventils aufsteuerbar ist. Durch die von der Ansteuerung des Proportionalventils abhängige Aufsteuerung des Bypasskanals wirkt die Individualdruckwaage lediglich im Feinststeuerbereich, in dem vergleichsweise geringe Hydraulikfluidvolumenströme die Druckwaage durchströmen.

[0013] Der Aufbau läßt sich weiter vereinfachen, wenn der Bypasskanal im Ventilschieber des Proportionalwegeventils ausgebildet ist und durch eine Steuerkante der Ventilschieberbohrung auf steuerbar ist.

[0014] Um die Rückströmung vom Verbraucher durch den Bypasskanal zu verhindern, wird in diesem eine Rückschlagventilanordnung vorgesehen.

[0015] Bei einer bevorzugten Variante der Erfindung werden über das Proportionalventil zwei Arbeitsanschlüsse eines Verbrauchers angesteuert. In einigen Fällen, beispielsweise bei doppeltwirkenden Hydraulikzylindern, ist es ausreichend, wenn der Bypasskanal lediglich einem der Arbeitsanschlüsse zugeordnet ist, so daß beispielsweise in der Hebenfunktion eine Durchströmung des Bypasses erfolgt. Selbstverständlich ist es auch möglich, beiden Arbeitsanschlüssen Bypasskanäle zuzuordnen.

[0016] Wie vorstehend bereits erwähnt, kann es vorteilhaft sein, wenn der Bypasskanal erst nach einem bestimmten Hub des Proportionalventils aufgesteuert wird, so daß zu Beginn der Regelung keine Bypassströmung entsteht.

[0017] Der Ventilschieber des Proportionalwegeventils wird vorzugsweise mit einem mittigen Geschwindigkeitsteil und zwei außenliegenden Richtungsteilen ausgebildet, die jeweils einem Anschluß des Verbrauchers zugeordnet sind. Der Bypasskanal erstreckt sich dabei innerhalb des Ventilschiebers vom Geschwindigkeitsteil hin zum Richtungsteil, so daß die Druckwaage umgangen wird.

[0018] Der Druckverlust im Bypasskanal läßt sich minimieren, wenn dieser mit Schräg- und Radialbohrungen im Außenumfang des Ventilschiebers mündet.

[0019] Sonstige vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der weiteren Unteransprüche.

[0020] Im folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 ein Schaltschema einer erfindungsgemäßen Schaltung mit Bypasskanal;

Fig. 2 eine Ventilscheibe eines Ventilblocks für eine Schaltung gemäß Fig. 1;

Fig. 3 einen Schnitt durch ein Ventilsegment für eine Schaltung gemäß Fig. 1;

Fig. 4 eine Detaildarstellung des Ventilsegments aus Fig. 3 und

Fig. 5 ein Diagramm zur Verdeutlichung des Systemdruckaufbaus bei der Ansteuerung eines lasthöheren und eines lastniedrigeren Verbrauchers.

[0021] In Fig. 1 ist ein Teil eines Schaltschemas für eine hydraulische Schaltung zur Ansteuerung eines mobilen Arbeitsgerätes, beispielsweise eines Baggers dargestellt. Dieser Bagger hat mehrere Verbraucher, wie beispielsweise einen Ausleger, einen Löffel, einen Stiel, einen Fahrwerksantrieb und einen Drehwerksantrieb, die von einer Verstellpumpe 2 mit Hydraulikfluid versorgt werden. Bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel sind schematisch ein Zylinder 4 zur Betätigung eines Löffels und ein Zylinder 6 zur Betätigung des Baggerauslegers als Verbraucher dargestellt.

[0022] Eine Einstellung des Hubvolumens der Verstellpumpe erfolgt über einen Load-Sensing-Regler 8, der in Abhängigkeit vom Pumpendruck einerseits und vom höchsten Lastdruck an den Verbrauchern 4, 6 und der Kraft einer Druckfeder 10 andererseits das Hubvolumen der Verstellpumpe regelt. Das von der Verstellpumpe geförderte Hydraulikfluid wird über eine Pumpenleitung 12 mit Zweigleitungen 12a, 12b zu den beiden Verbrauchern 4 bzw. 6 geführt.

[0023] In jedem Zweig der Pumpenleitung 12 (12a, 12b) ist eine einstellbare Meßblende 14a, 14b ausgebildet. Wie im folgenden noch näher erklärt wird, sind diese Meßblenden 14a, 14b als Geschwindigkeitsteile eines Proportionalventils ausgeführt.

[0024] Stromabwärts jeder Meßblende 14a, 14b, ist jeweils eine Druckwaage 16a, 16b geschaltet. Der Regelkolben dieser 2-Wege-Druckwaagen ist in Öffnungsrichtung über eine Steuerleitung 18 mit dem Druck stromabwärts der Meßblende 14a, 14b und in Schließrichtung über eine Laststeuerleitung 20 mit dem höchsten Lastdruck beaufschlagt, der von einer Lastdruckmeldeleitung 22 abgegriffen wird. Über diese ist der höchste Lastdruck auch zum Load-Sensing-Regler 8 geführt.

[0025] Vom Ausgangsanschluß der Druckwaage 16a, 16b führt eine Arbeitsleitung 24a, 24b zu den jeweiligen Verbrauchern 4 bzw. 6. Der Lastdruck der Verbraucher 4, 6 wird über Zweigleitungen 26a, 26b abgegriffen und zu einem Wechselventil 28 geführt, an dessen Ausgang die Lastdruckmeldeleitung 22 angeschlossen ist.

[0026] Die Ansteuerung der einstellbaren Meßblenden 14a, 14b erfolgt über manuell betätigbare Steuereinrichtungen 30a, 30b, die mit den Meßblenden 14a bzw. 14b in Wirkverbindung stehen.

[0027] Durch eine Schaltung der vorbeschriebenen Art ist eine klassische "LUDV"-Schaltung realisiert, bei der über die Druckwaagen 16a, 16b der Druckabfall über den Meßblenden 14a, 14b lastdruckunabhängig konstant ge-

halten wird. Beim Ausschöpfen der vollen Pumpenleistung werden üblicherweise beide Druckwaagen 16a, 16b zurückgeregelt, so daß der Hydraulikfluidvolumenstrom zu den beiden Verbrauchern 4, 6 um den gleichen Prozentanteil reduziert wird. Wie eingangs bereits beschrieben wurde, kann bei diesen Schaltungen dann ein Problem auftreten, wenn der lasthöhere Verbraucher (Löffel 4) auf Anschlag gefahren wird, so daß der Lastdruck dieses Verbrauchers im Bereich des Pumpenmaximaldruckes angesiedelt ist. Schaltet man nun zusätzlich einen lastniedrigeren Verbraucher hinzu, so geht der Volumenstrom des lastniedrigeren Verbrauchers auf einen Wert zurück, der durch die maximale Pumpenleistung vorgegeben ist. Ein großer Teil der Leistung wird in der abregelnden Druckwaage dieses Verbrauchers vernichtet.

[0028] Um dies zu verhindern, wird bei der in Fig. 1 dargestellten Regelung dem lastniedrigeren Verbraucher b ein Bypasskanal 32 zugeordnet, der eine Umgehung der Druckwaage 16a ermöglicht. Der Bypasskanal 32 zweigt stromabwärts der Meßblende 14a ab und mündet in der Arbeitsleitung 24a zum Verbraucher 6. Im Bypasskanal 32 ist eine geeignete Steuereinrichtung 34 vorgesehen, die den Bypasskanal 32 in der Grundstellung absperrt und in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt der Meßblende 14a aufsteuert. Durch diese Schaltung wird der Hydraulikfluidvolumenstrom zum Verbraucher 6 hin nicht durch die Druckwaage 16a abgeregelt, so daß sich ein niedrigerer Systemdruck als bei einem System ohne Bypasskanal 32 einstellt. Dies ermöglicht es, den Ausleger 6 mit einer größeren Geschwindigkeit auszufahren. Die mit dem Bezugszeichen 34 versehene Schalteinrichtung kann dabei eine beliebige Einrichtung sein, die geeignet ist, um den Bypasskanal 32 abzusperren und in Abhängigkeit von der Ansteuerung der Meßblende 14a aufzusteuern.

[0029] In Fig. 2 ist das Schaltschema einer Ventilscheibe 35 eines Ventilblockes zur Realisierung der in Fig. 1 abgebildeten Schaltung dargestellt. Die Ventilscheibe 35 enthält die Druckwaage 16a, ein Proportionalventil 36, durch dessen Geschwindigkeitsteil die Meßblende 14a ausgebildet ist und den Bypasskanal 32, sowie die sonstigen, im folgenden näher beschriebenen Verbindungsleitungen der Hydraulikelemente. Bei dem in Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel sind im Proportionalventil 36 neben der Meßblende 14a auch noch ein Richtungsteil zur Ansteuerung der Verbraucher A, B, sowie die Ansteuerung des Bypasskanals 32 integriert.

[0030] Das Proportionalventil 36 hat einen Pumpenanschluß P, zwei Arbeitsanschlüsse A, B, die mit den Zylinderräumen eines Differentialzylinders b oder mit einem Hydromotor verbunden sind. Des weiteren sind ein Ausgangsanschluß P1 zur Druckwaage 16a, ein Bypass-Anschluß U, zwei Eingangsanschlüsse R, S des Richtungsteils und ein Tankanschluß T am Proportionalventil 36 ausgebildet.

[0031] Die beiden Stirnseiten des Ventilschiebers 38 sind durch zwei Druckfedern

41a, 41b in ihre Grundposition vorgespannt. In dieser Grundposition sind die Anschlüsse P, A, B, U und S abgesperrt, während die Anschlüsse P1 und R mit dem Tank verbunden sind.

[0032] Die Stirnflächen des Ventilschiebers 38 sind mit Steuerdrücken P_{ST} beaufschlagt, so daß dieser aus seiner federvorgespannten Grundposition herausbewegbar ist.

[0033] Der Ausgangsanschluß P1 ist über die Pumpenleitung 12a mit dem Eingangsanschluß Q der Druckwaage 16a verbunden. Wie bereits vorstehend erläutert, zweigt von der Pumpenleitung 12a die Steuerleitung 18 ab, über die der Druck stromabwärts der Meßblende 14a (Proportionalventil 36) an die in Fig. 2 linke Stirnseite der Druckwaage 16a gemeldet ist. Der Lastdruck des Verbrauchers 6 ist über die Lastmeldeleitung 20 mit der Lastdruckmeldeleitung 22 verbunden und zur Federseite der Druckwaage 16a geführt. Der Ausgangsanschluß C der Druckwaage 16a ist über Leitungen 40, 42 mit den Eingangsanschlüssen R bzw. S des Richtungsteils verbunden. In den Leitungen 40, 42 befinden sich zwei Rückschlagventile 56a, 56b, die eine Rückströmung des Hydraulikfluids vom Richtungsteil zur Druckwaage 16a verhindern.

[0034] Der Tankanschluß T ist über eine Tankleitung 44 mit dem Tank verbunden. Durch die Druckwaage 16a wird bei Ansteuerung des Proportionalventils 36 der Druckabfall über der Meßblende 14a lastdruckunabhängig konstant gehalten, so daß der Volumenstrom zum Verbraucher 6 proportional zum Öffnungsquerschnitt der Meßblende 14a ist.

[0035] Bei Anlegen eines Steuerdruckes P_{ST} beispielsweise an die linke Stirnfläche des Proportionalventils 36 wird der Ventilschieber 38 nach rechts verschoben, so daß die Meßblende 14a zur Verbindung der Anschlüsse P, P1 aufgesteuert wird. Im Feinsteuerbereich, das heißt im ersten Teil des Ventilschieberhubes ist die Verbindung zum Bypasskanalanschluß U noch versperert. Das Hydraulikfluid wird über die Arbeitsleitung 12a zum Eingangsanschluß Q und über die Steuerleitung 18 zur linken Stirnseite des Regelkolbens der Druckwaage 16a geführt, so daß diese in ihre Regelposition zum Konstanthalten des Druckabfalls über der Meßblende 14a verschoben wird.

[0036] Der derart eingestellte Hydraulikfluidstrom wird dann über die Leitung 40, die Anschlüsse R, A zum Arbeitsanschluß des Verbrauchers 6 geführt, während über den Arbeitsanschluß B und die Tankleitung 44 das Hydraulikfluid vom Verbraucher 6 zurück zum Tank geführt wird. Der Anschluß S ist verschlossen.

[0037] Beim weiteren Aufsteuern der Meßblende 14a, wird der Bypasskanal 32 durch den Ventilschieber 38 aufgesteuert, so daß das Hydraulikfluid direkt in die Leitung 40 einströmt. Der Volumenstrom zur Druckwaage 16a wird verringert oder gar ganz abgesperrt, so daß ein größerer Volumenstrom zum Verbraucher 6 geführt wird. Diese Vergrößerung des Volumenstroms führt auch dann zu einem Absinken des Systemdrucks, wenn der

lasthöhere Verbraucher 4 auf Anschlag gefahren ist.

[0038] Fig. 3 zeigt einen Schnitt durch ein Wegeventilsegment, durch das die in Fig. 2 dargestellte Schaltung realisiert ist. Das Wegeventilsegment hat eine Ventilplatte 52, in der Aufnahmebohrungen für den Ventilschieber 38, die Druckwaage 16a, zwei Druckbegrenzungsventile 54a, 54b und die beiden Rückschlag- oder Lasthalteventile 56a, 56b ausgebildet sind. In der Ventilplatte 52 sind des weiteren die beiden Arbeitsanschlüsse A, B, zwei Steueranschlüsse 58a, 58b zur Ansteuerung des Proportionalventils 36, ein Pumpenanschluß P, zumindest ein Anschluß für die Lastdruckmeldeleitung 22 und ein Tankanschluß vorgesehen.

[0039] Der prinzipielle Grundaufbau dieses Wegeventilsegmentes ist bereits aus dem Stand der Technik bekannt und beispielsweise in der eingangs genannten WO95/32364 beschrieben.

[0040] Der Ventilschieber 38 hat in seinem mittleren Bereich einen Steuerbund 60, der im Zusammenwirken mit einem Steg 62 der Ventilbohrung die Meßblende 14a ausbildet. In der Darstellung gemäß Fig. 3 ist der Ventilschieber 38 durch die beiden Druckfedern 41a, 41b in seine Grundposition vorgespannt, in der keine Durchströmung der Meßblende 14a stattfindet.

[0041] Die Ansteuerung des Proportionalventils 36 erfolgt durch Anlegen eines Steuerdruckes an die beiden Steueranschlüsse 58a bzw. 58b, die über Steuerleitungen mit dem Federraum 64a bzw. 64b des Proportionalventils 36 verbunden sind. In der Steuerleitung zwischen den Steueranschlüssen 58a, 58b und den Federräumen 64a bzw. 64b ist eine Düse mit einem Rückschlagventil ausgebildet, durch die eine Dämpfung der Ventilschieberbewegung möglich ist.

[0042] Der Steuerbund 60 ist im Bereich seiner Stirnflächen mit einer Vielzahl von Steuerkerben 64 bzw. 66 versehen, über die Druckmittel aus einem mit dem Pumpenanschluß P verbundenen Ringraum 68 zum Eingangsanschluß Q geführt werden kann, so daß die in Fig. 3 untere Stirnfläche des Regelkolbens 72 der Druckwaage 16a mit dem Druck stromabwärts der Meßblende beaufschlagbar ist.

[0043] Bei einer Verschiebung des Wegeventilschiebers 38 nach rechts (Fig. 3) wird die Meßblende 14a durch Zusammenwirken der Steuerkerben 64 mit der einen Steuerkante des Steges 62 gebildet, während bei einer Verschiebung nach links die Steuerkerben 66 die Verbindung vom Ringraum 68 zur Druckwaage 16a hin aufsteuern.

[0044] Der Eingangsanschluß Q der Druckwaage 16a ist als Axialanschluß ausgebildet, so daß der Fluidruck auch auf die untere Stirnfläche 70 des Regelkolbens 72 wirkt. Der Ausgangsanschluß C ist als Radialanschluß ausgebildet und mündet in den Leitungen 40 bzw. 42. In diesen Leitungen 40, 42 sind die Lasthalteventile 56a, 56b angeordnet, die eine Rückströmung vom Ventilschieber 38 zur Druckwaage 16a hin verhindern und eine Durchströmung in umgekehrter Richtung ermöglichen.

[0045] Die Verbindung der Leitungen 40, 42 mit den

Arbeitsanschlüssen A bzw. B oder dem Tankanschluß T erfolgt jeweils über ein Richtungsteil des Ventilschiebers 38. Das heißt, jedem Arbeitsanschluß A, B ist ein Richtungsteil zugeordnet, über das ein Arbeitsanschluß A bzw. B mit einer Leitung 40, 42 oder mit dem Tank T verbindbar ist.

[0046] Das in Fig. 3 rechts ausgebildete Richtungsteil für den Anschluß B hat drei im Axialabstand ausgebildete Steuerbünde 74, 76 und 78. Die Steuerbünde 76 und 78 sind jeweils mit Steuerkerben 80 bzw. 82 versehen, die sich zu dem zwischen diesen Steuerbünden 76, 78 angeordneten, radial zurückgesetzten Abschnitt hin öffnen.

[0047] Das dem Arbeitsanschluß A zugeordnete Richtungsteil des Ventilschiebers 38 ist lediglich durch zwei beabstandete Steuerbünde 84, 86 gebildet. Im Steuerbund 86 sind Steuerkerben 88 ausgebildet, die in der Funktion den Steuerkerben 80 des Steuerbundes 78 entsprechen.

[0048] Im Axialabstand zu der rechten Stirnfläche des Steuerbundes 86 münden am Außenumfang mehrere, am Umfang verteilte Schrägbohrungen 90, die mit einer gemeinsamen Axialbohrung 92 verbunden sind. Diese durchsetzt den Steuerbund 8 bis zum linken Endabschnitt des Ventilschiebers 38. Bei der dargestellten Variante ist der Endanschlag 94 des Ventilschiebers in die Axialbohrung 92 eingeschraubt, so daß deren linker Endabschnitt verschlossen ist.

[0049] Fig. 4 zeigt eine Detaildarstellung des Ventilschiebers 38 im Mittelbereich dieser Axialbohrung 92.

[0050] Demgemäß ist in der Axialbohrung 92 ein Rückhalteventil vorgesehen, dessen Ventilkörper 96 über eine Druckfeder 97 gegen einen Ventilsitz 98 vorgespannt ist.

[0051] Stromabwärts des Ventilkörpers 96 münden ein Radialbohrungsstern 100 und ein Schrägbohrungsstern 102. Der Radialbohrungsstern 100 ist durch einen Steg 104 der Aufnahmebohrung 103 des Ventilschiebers 38 versperrt. Der Schrägbohrungsstern 102 mündet in dem radial zurückgesetzten Abschnitt zwischen den Steuerbünden 84 und 86. Der gegen den Ventilsitz 98 vorgespannte Ventilkörper 96 verhindert, daß Hydraulikfluid vom Anschluß A in die Axialbohrung 92 einströmen kann. Eine Durchströmung in Gegenrichtung wird praktisch nicht verhindert, da die Druckfeder 97 schwach ist.

[0052] Die Geometrie des Radialbohrungssterns 100 und des Schrägbohrungssterns 102 ist derart gewählt, daß bei einer Verschiebung des Ventilschiebers 38 nach links über diese Sterne 100, 102 die Verbindung vom Arbeitsanschluß A zum Tankanschluß T aufsteuerbar ist. Alternativ könnten für die Aufsteuerung selbstverständlich auch Steuerkerben im rechten Stirnflächenbereich des Steuerbundes 84 verwendet werden.

[0053] Falls nun an den Steueranschluß 58a ein Steuerdruck angelegt wird, wird der Ventilschieber 38 in der Darstellung nach Fig. 3 nach rechts bewegt, so daß die Steuerkerben 64 im Zusammenwirken mit dem Steg 62 die Verbindung vom Pumpenanschluß P zum Eingangsanschluß Q der Druckwaage auf steuern.

[0054] Die in Fig. 3 oben liegende Stirnfläche 105 des

Regelkolbens 72 ist von der Kraft einer Regelfeder 106 und vom Lastdruck beaufschlagt, der über eine Steuerkante und eine Winkelbohrung 108 im Regelkolben 72 von einer Umfangsnut 110 abgegriffen wird. Durch den am Eingangsanschluß Q anliegenden Druck stromabwärts der Meßblende 14a wird der Regelkolben 72 nach oben ausgelenkt und der Ausgangsanschluß C aufgesteuert bis sich ein Kräftegleichgewicht über dem Regelkolben 72 einstellt. Das Lasthalteventil 56a wird geöffnet und das Hydraulikfluid über die Leitung 40 und den Steuerbündel 86 mit den Steuerkerben 88 zum Arbeitsanschluß A geführt. Gleichzeitig wird über den dem Arbeitsanschluß B zugeordneten Steuerbündel 76 und die Steuerkerben 82 die Verbindung zwischen dem Arbeitsanschluß B und dem Tankanschluß T aufgesteuert, so daß das Hydraulikfluid vom Verbraucher in den Tank zurückströmen kann. In diesem Feinsteuerbereich sind die Schrägbohrungen 90 des Bypasskanals 32 noch nicht durch die Steuerkante 107 aufgesteuert.

[0055] Bei einer weiteren Verschiebung des Ventilschiebers 38 steuert die Steuerkante 107 den Bypasskanal 82 auf, so daß das Hydraulikfluid oder zumindest ein Teilvolumenstrom zum Arbeitsanschluß A geführt wird. Der Systemdruck sinkt ab, so daß der lastniedrigere Verbraucher 6 mit höherer Geschwindigkeit betätigt werden kann.

[0056] Bei einer Ansteuerung des Ventilschiebers 38 in umgekehrter Richtung hat der Bypasskanal keine Wirkung, da die umgekehrte Durchströmung von A zum Eingangsanschluß Q der Druckwaage 16a durch den auf dem Ventilsitz 98 aufliegenden Ventilkörper 96 verhindert wird.

[0057] Im vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel ist der Bypasskanal 32 lediglich dem Arbeitsanschluß A zugeordnet, der für die Hebenfunktion des Verbrauchers erforderlich ist. Selbstverständlich kann auch dem anderen Arbeitsanschluß B ein weiterer Bypasskanal zugeordnet werden, der dann einen identischen Aufbau wie der vorbeschriebene Arbeitsanschluß aufweisen würde.

[0058] In dem Diagramm gemäß Fig. 5 sind die Druck- und Volumenstromverhältnisse der vorbeschriebenen Vorgänge in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Es sei angenommen, daß zunächst ein lasthöherer Verbraucher, beispielsweise ein Löffel auf Anschlag gefahren wird. Der entsprechende Druckverlauf ist in Fig. 5 mit durchgezogenen Linien dargestellt. Demgemäß steigt der Lastdruck an diesem Verbraucher sehr schnell an und erreicht zum Zeitpunkt t_1 ein Maximum, das durch die Pumpenleistung p_{sys} vorgegeben ist.

[0059] Nach Erreichen dieses Maximaldruckes wird ein lastniedrigerer Verbraucher, beispielsweise ein Ausleger zugesteuert. Bei der Ansteuerung des diesem Verbraucher zugeordneten Proportionalventils 36 wird der Bypasskanal 32 in der vorbeschriebenen Weise aufgesteuert, so daß der Hydraulikfluidstrom Q zum lastniedrigeren Verbraucher ansteigt (gestrichelte Linie). Aufgrund dieses Anstieges des Hydraulikfluidvolumenstroms zum lastniedrigeren Verbraucher sinkt der Druck

vom Systemdruck p_{sys} auf ein niedrigeres Niveau p^* ab. Durch geeignete Wahl des Bypasskanaldurchmessers kann das Druckniveau p^* eingestellt werden, so daß der Druck beispielsweise von einem Druck von 240 bar auf einen Druck p^* von 200 bar absinkt.

[0060] Zu Beginn der Ansteuerung des lastniedrigeren Verbrauchers erfolgt keine Beeinflussung des Druckes p , da der Bypasskanal zu Beginn der Ansteuerung noch nicht aufgesteuert ist.

[0061] Selbstverständlich ist die Erfindung keinesfalls darauf festgelegt, daß der Bypasskanal 32 in das Proportionalventil 36 integriert ist. Es sind auch andere Lösungen vorstellbar, bei denen der Bypasskanal über externe Schaltungen realisiert ist.

[0062] Offenbart ist ein LUDV-Schaltung zur Ansteuerung zumindest eines lastniedrigeren und eines lasthöheren Verbrauchers, wobei jedem Verbraucher eine Meßblende und eine nachgeschaltete Druckwaage zum Konstanthalten des Druckabfalls über der Meßblende zugeordnet sind. Der Druckwaage des lastniedrigeren Verbrauchers ist ein aufsteuerbarer Bypasskanal zugeordnet, über den die Druckwaage dieses Verbrauchers umgehbar ist.

Patentansprüche

1. Hydraulische Schaltung zur Ansteuerung zumindest eines lastniedrigeren und eines lasthöheren Verbrauchers (4, 6), mit einer leistungsgeregelten Verstellpumpe (2), deren Einstellung in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck der Verbraucher (4, 6) veränderbar ist, wobei zwischen der Verstellpumpe (2) und jedem Verbraucher (4, 6) eine verstellbare Meßblende (14a, 14b) mit einer nachgeschalteten Druckwaage (16a, 16b) vorgesehen ist, deren Regelkolben (72) in Schließrichtung vom höchsten von den Verbrauchern (4, 6) abgegriffenen Lastdrücke und in Öffnungsrichtung von dem Druck stromabwärts der Meßblende (14a, 14b) beaufschlagbar ist, **dadurch gekennzeichnet dass** der Ausgang (P_1) der dem lastniedrigeren Verbraucher (6) zugeordneten Meßblende (14a) unter Umgehung der der Meßblende (14a) nachgeschalteten Individual-Druckwaage (16a) über einen Bypasskanal (32) mit zumindest einem Arbeitsanschluß (A) für den lastniedrigeren Verbraucher (6) verbindbar ist, so dass beim Aufsteuern des Bypasskanals (32) der Systemdruck auf ein niedrigeres Niveau als bei geschlossenem Bypasskanal (32) absinkt und der Hydraulikfluidstrom zum lastniedrigeren Verbraucher ansteigt.
2. Hydraulische Schaltung nach Patentanspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Meßblende (14a, 14b) durch ein Proportionalventil (36) gebildet ist, über das der Arbeitsanschluß (A, B) mit dem Pum-

penanschluß (P) oder einem Tank (T) verbindbar ist, und daß der Bypasskanal (32) in Abhängigkeit von der Ventilschieberstellung des Proportionalventils (36) aufsteuerbar ist.

3. Hydraulische Schaltung nach Patentanspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Bypasskanal (32) im Ventilschieber (38) ausgebildet ist und durch eine Steuerkante des Proportionalventils (36) aufsteuerbar ist.
4. Hydraulische Schaltung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** im Bypasskanal (32) ein Rückschlagventil (96, 97, 98) angeordnet ist, das eine Hydraulikfluidströmung vom Verbraucher (6) zur Meßblende (14a) verhindert.
5. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 2 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Proportionalventil (36) zwei Arbeitsanschlüsse (A, B) für den Verbraucher (6) hat, und daß jedem Arbeitsanschluß (A, B) ein Bypasskanal (32) zugeordnet ist.
6. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Bypasskanal (32) erst nach einem vorbestimmten Hub des Ventilschiebers (36) aufgesteuert wird.
7. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 2 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Ventilschieber (38) einen etwa mittig angeordneten, die Meßblende (14a) bildenden Geschwindigkeitsteil und zwei Richtungsteile hat, über die das Hydraulikfluid vom Ausgangsanschluß (Q) der Druckwaage (16a) zu einem Arbeitsanschluß (A, B) bzw. vom anderen Arbeitsanschluß (A, B) zu einem Tankanschluß (T) führbar ist, wobei sich der Bypasskanal (32) vom Geschwindigkeitsteil zu einem der Richtungsteile erstreckt.
8. Hydraulische Schaltung nach einem der Patentansprüche 4 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Bypasskanal (32) einerseits über Schrägbohrungen (90) im Bereich des Geschwindigkeitsteils und andererseits über einen Radialbohrungsstern (100) und/oder einen Schrägbohrungsstern (102) stromabwärts des Rückschlagventils (96, 97, 98) im Bereich eines Richtungsteiles mündet.
9. Hydraulische Schaltung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Verstellpumpe (2) druck geregelt ist.

Claims

1. A hydraulic circuit for controlling at least one of a lower-load consumer and a higher-load consumer (4, 6),
comprising a power-controlled variable adjustment pump (2) having a setting which is variable as a function of the highest load pressure of said consumers (4, 6),
wherein an adjustable metering orifice (14a, 14b) including a downstream pressure compensator (16a, 16b) is provided between said variable adjustment pump (2) and each consumer (4, 6), the control piston (72) of said pressure compensator being adapted to be subjected to the highest one of the load pressures tapped from said consumers (4, 6) in the closing direction, and to the pressure downstream of said metering orifice (14a, 14b) in the opening direction,
characterized in that the output (P_1) of the metering orifice (14a) associated with the lower-load consumer (6) is adapted to be connected with at least one work port (A) for the lower-load consumer (6) via a bypass channel (32) so as to bypass the metering orifice (14a) downstream of the measuring orifice (14a), so that when the bypass channel (32) is controlled open, the system pressure drops to a lower level than when the bypass channel (32) is closed, and the hydraulic fluid flow to the lower-load consumer increases.
2. The hydraulic circuit according to claim 1, **characterized in that** said metering orifice (14a, 14b) is formed by a proportional valve (36) whereby said work port (A, B) may be connected to the pump port (P) or to a reservoir (T), and **in that** said bypass channel (32) may be controlled open in accordance with the valve spool position of said proportional valve (36).
3. The hydraulic circuit according to claim 2, **characterized in that** said bypass channel (32) is formed in said valve spool (38) and may be controlled open by a control land of said proportional valve (36).
4. The hydraulic circuit according to any one of the preceding claims, **characterized in that** in said bypass channel (32) a check valve (96, 97, 98) is arranged which prevents a hydraulic fluid flow from said consumer (6) to said metering orifice (14a).
5. The hydraulic circuit according to any one of claims 2 to 4, **characterized in that** said proportional valve (36) includes two work ports (A, B) for said consumer (6), and **in that** a bypass channel (32) is associated to each work port (A, B).
6. The hydraulic circuit according to any one of claims 2 to 5, **characterized in that** said bypass channel

(32) is controlled open only following a predetermined stroke of said valve spool (36).

7. The hydraulic circuit according to any one of claims 2 to 6, **characterized in that** said valve spool (38) includes a velocity component having an approximately central arrangement and forming said metering orifice (14a), as well as two directional components through which the hydraulic fluid may be conveyed from the output port (Q) of said pressure compensator (16a) to a work port (A, B) or from said other work port (A, B) to a reservoir port (T), respectively, wherein said bypass channel (32) extends from said velocity component to one of said directional components.
8. The hydraulic circuit according to any one of claims 4 to 7, **characterized in that** said bypass channel (32) opens via oblique bores (90) in the range of said velocity component on the one hand, and via a radial bore star (100) and/or an oblique bore star (102) downstream from said check valve (96, 97, 98) in the range of a directional component on the other hand.
9. The hydraulic circuit according to any one of the preceding claims, **characterized in that** said variable displacement pump (2) is pressure-controlled.

Revendications

1. Circuit hydraulique pour activer au moins un consommateur de charge moins élevée et un consommateur de charge plus élevée (4, 6), avec une pompe à cylindrée variable à puissance régulée (2), dont le réglage peut être modifié en fonction de la pression de charge la plus élevée du consommateur (4, 6), dans lequel est prévu, entre la pompe à cylindrée variable (2) et chaque consommateur (4, 6), un orifice de mesure (14a, 14b) réglable avec une balance manométrique montée en aval (16a, 16b), dont le piston de réglage (72) peut être alimenté dans la direction de fermeture par des pressions de charge prélevées par les consommateurs (4, 6) et dans la direction d'ouverture par la pression en aval de l'orifice de mesure (14a, 14b), **caractérisé en ce que** la sortie (P1) de l'orifice de mesure (14a) associé au consommateur de charge moins élevée (6) peut être reliée, via un canal de dérivation (32), en contournant la balance manométrique individuelle (16a) montée en aval de l'orifice de mesure (14a), avec au moins un raccord de service (A) pour le consommateur de charge moins élevée (6), pour que lors de l'ouverture commandée du canal de dérivation (32), la pression du système baisse à un niveau plus bas que lorsque le canal de dérivation (32) est fermé et que le courant de fluide hydraulique augmente en direction du con-

sommateur de charge moins élevée.

2. Circuit hydraulique selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'orifice de mesure (14a, 14b) est formé à travers une soupape proportionnelle (36), pouvant être raccordé à un raccord de pompe (P) ou à un réservoir (T) via le raccord de service (A, B), et **en ce que** le canal de dérivation (32) est pilotable en fonction de la position du robinet-vanne de la soupape proportionnelle (36).
3. Circuit hydraulique selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** le canal de dérivation (32) est formé dans le robinet-vanne de soupape (38) et **en ce qu'il** est pilotable par une rampe hélicoïdale de la soupape proportionnelle (36).
4. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** dans une soupape de retenue (96, 97, 98), qui empêche un écoulement de liquide hydraulique du consommateur (6) vers l'orifice de mesure (14a), est disposé le canal de dérivation (32).
5. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 à 4, **caractérisé en ce que** la soupape proportionnelle (36) présente deux raccords de service (A, B) pour le consommateur (6), et **en ce qu'un** canal de dérivation (32) est disposé au niveau de chaque raccord de service (A, B).
6. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 à 5, **caractérisé en ce que** le canal de dérivation (32) est piloté après une course prédéterminée du robinet-vanne de soupape (36).
7. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 à 6, **caractérisé en ce que** le robinet-vanne de soupape (36) présente une zone de vitesse formant l'orifice de mesure (14a) et agencée de manière à peu près centrale et deux parties directionnelles, par lesquelles le liquide hydraulique peut être conduit du raccord de sortie (Q) de la balance manométrique (16a) vers un raccord de service (A ; B) ou de l'autre raccord de service (B ; A) vers un raccord de réservoir (T), de sorte que le canal de dérivation (32) s'étend de la zone de vitesse vers les parties directionnelles.
8. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 à 7, **caractérisé en ce que** le canal de dérivation (32) débouche d'une part sur des alésages inclinés (90) dans la zone de vitesse et d'autre part, sur un alésage en étoile radial (100) et/ou un alésage en étoile incliné, (102) en aval de la soupape de retenue (96, 97, 98) dans la zone d'une partie directionnelle.

9. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la pompe réglable (2) est réglée en pression.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

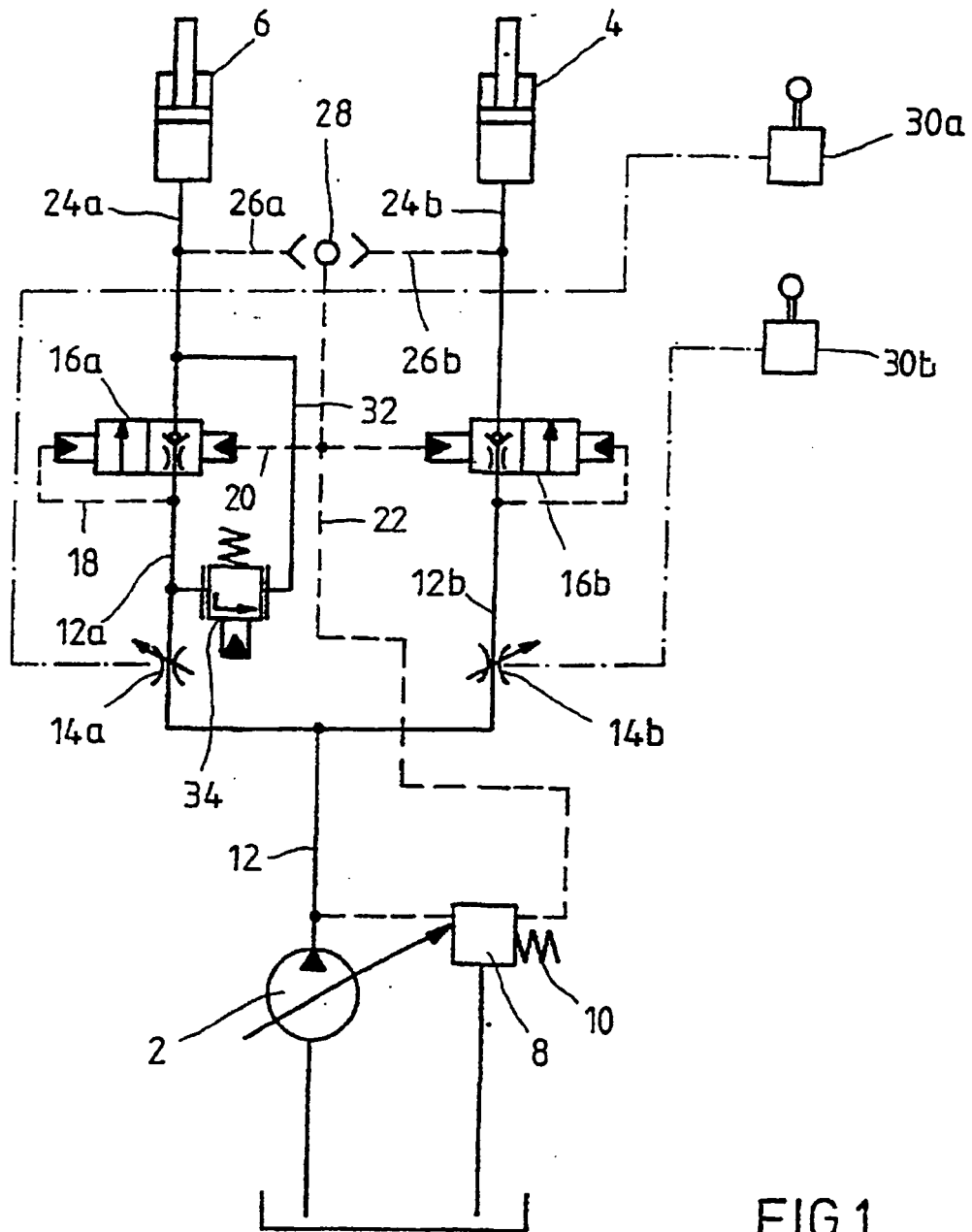
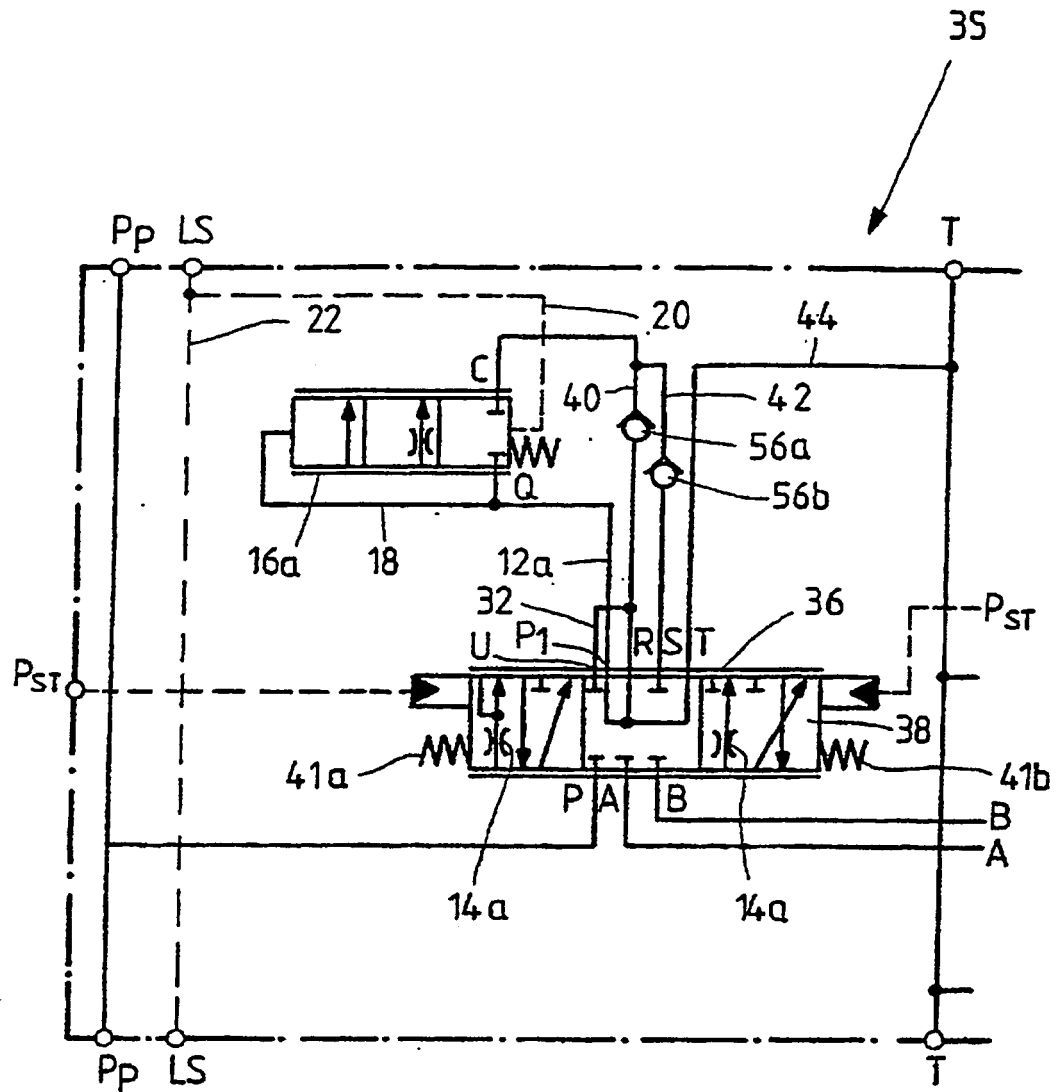


FIG.1



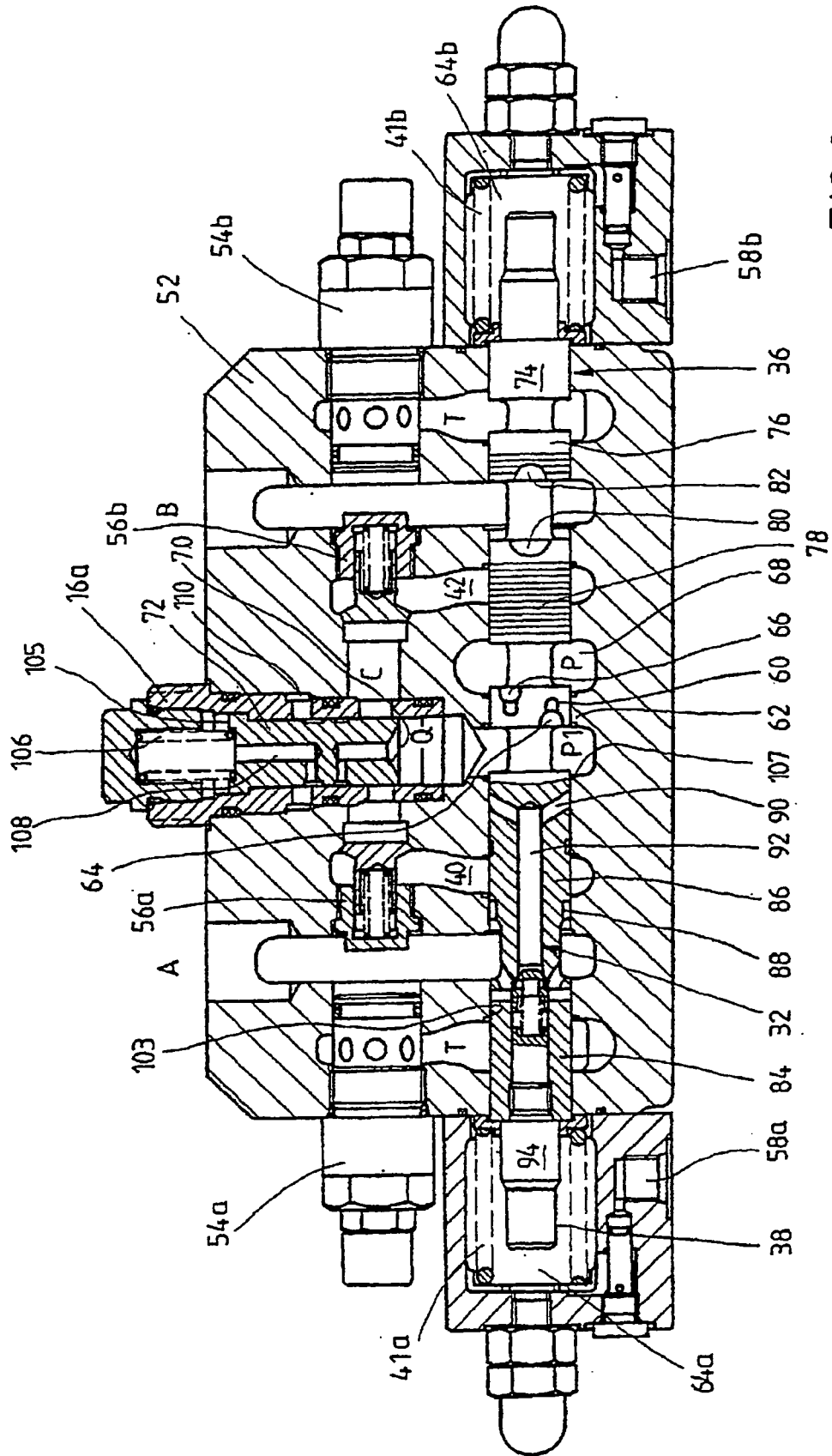


FIG. 3

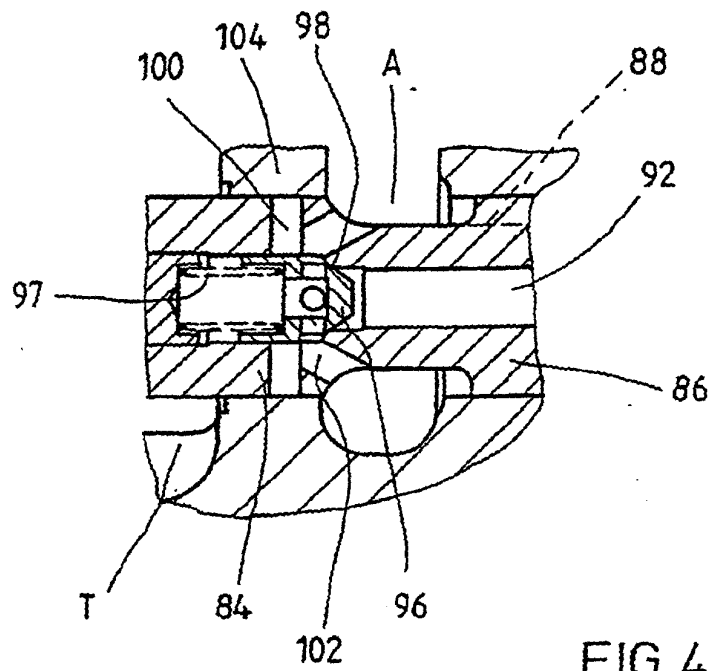


FIG. 4

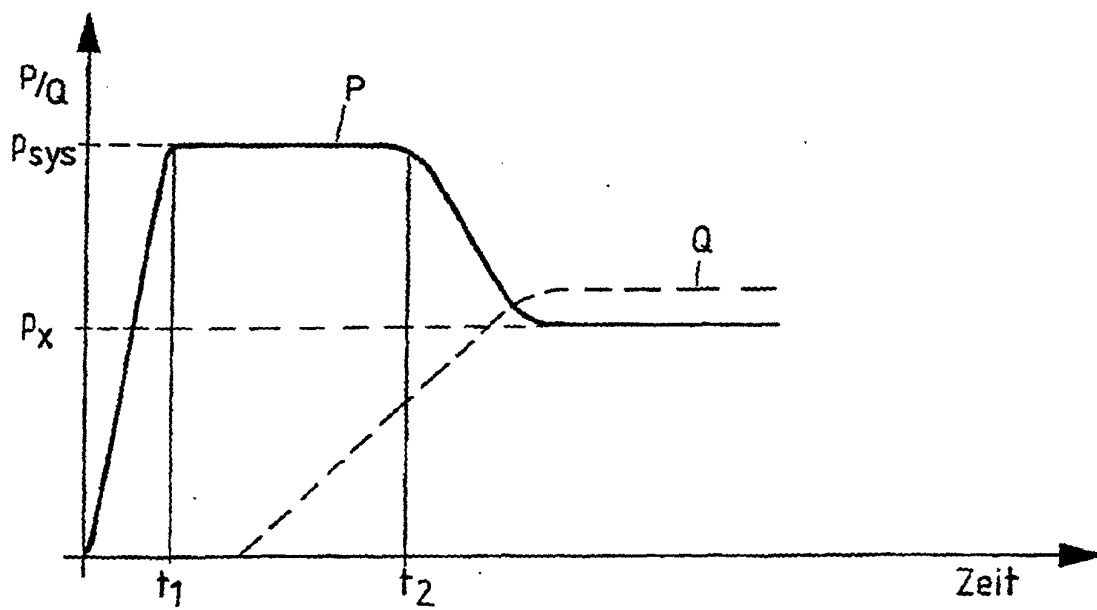


FIG. 5