



(11) **EP 2 344 700 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
14.11.2012 Patentblatt 2012/46

(51) Int Cl.:
E02F 9/22 (2006.01) F15B 1/02 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **09737365.8**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2009/007422

(22) Anmeldetag: **16.10.2009**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2010/051907 (14.05.2010 Gazette 2010/19)

(54) **VORRICHTUNG ZUM AUSGLEICH HYDRAULISCHER WIRKDRÜCKE**
DEVICE FOR COMPENSATING FOR HYDRAULIC EFFECTIVE PRESSURES
DISPOSITIF DE COMPENSATION DES PRESSIONS DIFFÉRENTIELLES HYDRAULIQUES

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

(30) Priorität: **07.11.2008 DE 102008057723**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.07.2011 Patentblatt 2011/29

(73) Patentinhaber: **Hydac System GmbH**
66280 Sulzbach/Saar (DE)

(72) Erfinder: **HONSBEIN, Rüdiger**
66822 Lebach-Dörsdorf (DE)

(74) Vertreter: **Bartels, Martin Erich Arthur**
Patentanwälte
Bartels und Partner
Lange Strasse 51
70174 Stuttgart (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A2- 1 571 267 WO-A1-2008/088044
DE-A1- 10 063 101 DE-A1- 19 850 547
US-A1- 2004 088 972

EP 2 344 700 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 Vorrichtung zum Ausgleich hydraulischer Wirkdrücke in einem Hydrospeicher und in einem Hydroaktuator eines Hydrauliksystems mit einem Wegeventil zum Sperren einer Fluidverbindung zwischen dem Hydroaktuator und dem Hydrospeicher, wobei das Wegeventil in seinem Freigabezustand eine unmittelbare Fluidverbindung zwischen dem Hydroaktuator und dem Hydrospeicher herstellt und diese Fluidverbindung in seinem Sperrzustand unterbricht, und einer Steuerventileinrichtung, die eine vom Wegeventil zum Hydrospeicher führende Speicherleitung, einen von einer Kolbenseite des Hubzylinders zum Wegeventil führenden ersten Leitungszweig und einen von einer Stangenseite des Hubzylinders zum Wegeventil führenden zweiten Leitungszweig aufweist, die in Abhängigkeit vom Überführen des Wegeventils in den Sperrzustand aktivierbar ist, die bei Übersteigen einer vorbestimmten Differenz der Wirkdrücke einen Druckausgleich vornimmt und die ein Ablassventil enthält, das durch eine, die vorgegebene Größe übersteigende Differenz der Wirkdrücke in seinen Freigabezustand sperrbar ist, in dem ein die Druckdifferenz verringernder Ablasspfad zur Tankseite des Hydrauliksystems gebildet ist.

[0002] In Hydrauliksystemen, bei denen Hydroaktuatoren benutzt werden, beispielsweise für Abstütz- oder Hubsysteme, ist es Stand der Technik, zur Abfederung oder Bewegungsdämpfung von durch den Hydroaktuator bewegten Bauteilen, Hydrospeicher als mit dem Aktuator hydraulisch gekoppeltes Feder- oder Dämpferelement einzusetzen. Bei manchen Arbeitssituationen solcher Systeme ist jedoch eine ungefederte, starre Wirkverbindung zwischen Aktuator und der von diesem betätigten Gerätschaft erforderlich, beispielsweise wenn es sich um einen hydraulisch betätigten Ausleger handelt, der ein starres Abstützelement bilden soll, oder um ein Arbeitsgerät, das beim Einsatz schwingungsfrei gesteuert werden soll. Im Hinblick auf diese Erfordernisse muss die Verbindung zwischen dem betreffenden Aktuator und dem Hydrospeicher gesperrt werden. Beim Arbeitsbetrieb mit gesperrter Federung ändert sich der Wirkdruck im Hydroaktuator entsprechend der von diesem zu erbringenden Arbeitsleistung. Wenn nun das System vom Zustand der gesperrten Federung wieder in den Zustand mit zugeschaltetem Hydrospeicher überführt wird, führt eine Differenz des Wirkdruckes zwischen Hydrospeicher und Aktuator zu einer unkontrollierten Bewegung am Aktuator, was eine Gefährdung des Systems sowie ein Sicherheitsrisiko für Systembediener darstellt.

[0003] Eine Vorrichtung der eingangs genannten Art ist aus EP 1 571 267 A2 bekannt. Die bekannte Federungsvorrichtung zeichnet sich dadurch aus, dass die Speichereinrichtung vor dem Aktivieren der Federung auf annähernd den gleichen Druck gebracht ist, der als Tragdruck im Antriebsteil vorhanden ist, und dass für das dahingehende Angleichen des Speicherdrucks ein Druckdifferenzschalter eingesetzt ist. Als Steuerdrücke

liegen an dem Druckdifferenzschalter einerseits der Speicherdruck der Speichereinrichtung an, der an einem entsprechenden Knotenpunkt abgegriffen wird, und andererseits der Druck in der Verbindungsleitung zwischen dem Antriebsteil und dem Wegeventil, genauer im ersten Leitungszweig, an. Zwei weitere Eingänge des Druckdifferenzschalters münden jeweils auf die Steuereingangsseite eines Aufladeventils und eines Abladeventils. In Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen dem Speicherdruck der Speichereinrichtung und dem kolbenseitigen Druck im ersten Leitungszweig wird der Speicherdruck über das Aufladeventil erhöht oder über das Ablassventil erniedrigt.

[0004] Bei der bekannten Vorrichtung wird der Hydraulikspeicher als Teil der Speichereinrichtung direkt aus dem Hydrauliksystem der Arbeitsmaschine, hier eines Rad-Teleskopladers, geladen. Dadurch ist die Gefahr einer unkontrollierten Bewegung beim Überführen des Systems aus dem Zustand der gesperrten Federung in den Zustand mit freigegebener Federung vermieden, weil die jeweiligen Wirkdrücke des Hydrospeichers und des Hydroaktuators aneinander angepaßt sind.

[0005] Die Erfindung stellt sich die Aufgabe, einen Ausgleich hydraulischer Wirkdrücke mit einer geringeren Anzahl und einer einfacheren, weniger störungsanfälligen Ausgestaltung von Bauelementen zu realisieren.

[0006] Diese Aufgabe wird gelöst durch eine Vorrichtung mit den Merkmalen von Patentanspruch 1 in seiner Gesamtheit. Eine erfindungsgemäße Vorrichtung zum Ausgleich hydraulischer Wirkdrücke in einem Hydrospeicher und in einem mindestens einen Hubzylinder aufweisenden Hydroaktuator eines Hydrauliksystems ist dadurch gekennzeichnet, dass zur Umgehung des Wegeventils im Sperrzustand vom ersten und zweiten Leitungszweig jeweils ein Fluidpfad zur Speicherleitung geführt ist, und dass im jeweiligen Fluidpfad ein zur Kolben- bzw. Stangenseite gerichtetes Rückschlagventil derart angeordnet, dass von der Kolben- bzw. Stangenseite des Hubzylinders her jeweils der höhere Wirkdruck über den jeweiligen Fluidpfad, der durch Öffnen des jeweiligen Rückschlagventils bei einem den Druck im Hydrospeicher übersteigenden Wirkdruck an der Kolben- bzw. Stangenseite freigebbar ist, über die Speicherleitung zum Hydrospeicher führbar ist.

[0007] Wenn im Zustand der gesperrten Federung der im Hydrospeicher wirksame Druck geringer ist als der bei der jeweiligen Arbeitssituation gegebene Wirkdruck im Hydroaktuator, kann ein Druckausgleich in an sich bekannter Weise einfach dadurch stattfinden, dass der Hydroaktuator über ein Rückschlagventil den Hydrospeicher bis zum Gleichdruck auflädt, wobei das Rückschlagventil bei Druckgleichheit schließt. Ein besonderer Vorteil der Erfindung besteht jedoch darin, dass bei im Hydrospeicher herrschenden höheren Druck dieser durch Druckablass zur Tankseite des Hydrauliksystems hin abgebaut wird. Durch die Steuerventileinrichtung ist sichergestellt, dass das Angleichen der Wirkdrücke nicht nur durch Aufladen des Hydrospeichers erfolgt, sondern ein

Aufladen des Hydrospeichers nur bis zu einem Druckniveau erfolgen kann, bei dem die vorgeschriebene Druckdifferenz nicht überschritten ist, weil bei Erreichen dieser Druckdifferenz der Druckausgleich über das Ablassventil zur Tankseite des Systems hin erfolgt.

[0008] In einem bevorzugten Anwendungsfall der Erfindung ist als Hydroaktuator mindestens ein Hubzylinder einer Arbeitsmaschine vorgesehen, dessen die Hubkraft erzeugende Kolbenseite und dessen Stangenseite mit einem Steuerblock der Arbeitsmaschine verbunden sind, wobei die Kolbenseite des Hubzylinders über das Wegeventil mit dem Hydrospeicher verbindbar ist und die Steuerventileinrichtung eine Verbindung zum Hydrospeicher sowie Fluidpfade zur Kolbenseite und zur Stangenseite des Hubzylinders aufweist, welche beide Fluidpfade Rückschlagventile enthalten, die den Fluidpfad nur zu der den höheren Wirkdruck führenden Seite des Hubzylinders freigeben.

[0009] In besonders vorteilhafter Weise kann die Anordnung so getroffen sein, dass ein Ablassventil in Form einer Druckwaage vorgesehen ist, die im Freigabezustand den zur Tankseite führenden Ablasspfad von der Verbindung mit dem Hydrospeicher her und vom jeweils freigegebenen, zum Hubzylinder führenden Fluidpfad her freigibt.

[0010] Um eine Geräuschentwicklung oder Beschädigung des Hydrospeichers zu vermeiden, kann die Anordnung so getroffen sein, dass der Ablassvorgang aus dem Speicher zur Tankseite hin nur erfolgt, wenn die Druckdifferenz etwas größer als Null ist. Dabei kann an der Druckwaage eine die Wirkung des Schließdruckes verstärkende Vorspannung wirksam sein.

[0011] Bei besonders vorteilhaften Ausführungsbeispielen weist die Druckwaage einen Schieberkolben auf, der für seine Verschiebung in die Sperrstellung an einer Kolbenfläche sowohl mit dem Schließdruck aus dem hydraulischen Arbeitskreis belastbar ist als auch mit der Kraft einer Vorspannfeder belastet ist.

[0012] Nachstehend ist die Erfindung anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels im Einzelnen erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 eine schematisch vereinfacht gezeichnete Seitenansicht einer mobilen Arbeitsmaschine in Form eines Radladers, versehen mit einem Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Vorrichtung;
- Fig. 2 eine Symboldarstellung der Schaltung des Hydrauliksystems des Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Vorrichtung, dargestellt im Betriebszustand mit freigegebener Federung;
- Fig. 3 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung, wobei der Betriebszustand mit einem Wirkdruck im Hydrospeicher, der kleiner ist als der Wirkdruck auf der Kolbenseite des Hubzylinders, eingezeichnet ist;
- Fig. 4 eine entsprechende Darstellung, wobei der Wirkdruck im Speicher größer als auf der Kolbenseite des Hubzylinders ist;
- Fig. 5 eine entsprechende Darstellung, bei der der

Wirkdruck auf der Stangenseite des Hubzylinders größer als auf der Kolbenseite oder im Hydrospeicher ist;

- Fig. 6 eine Funktionsskizze einer als Ablassventil des Ausführungsbeispiels dienenden Druckwaage;
- Fig. 7 eine Symboldarstellung der Druckwaage von Fig. 6 und
- Fig. 8 einen Längsschnitt eines als Druckwaage dienenden Schieberventils, das in einen nicht dargestellten Ventilblock einsetzbar ist.

[0013] Die Fig. 1 zeigt eine mobile Arbeitsmaschine in Form eines Radladers 1, mit dessen Schaufel 3 ein Hubzylinder 5 gekoppelt ist. Dieser bildet den Hydroaktuator des hier zu beschreibenden Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Vorrichtung. Demgemäß ist die bei Druckversorgung die Hubkraft für die Schaufel 3 erzeugende Kolbenseite 7 des Hubzylinders 5 über die in Fig. 1 nicht eingezeichneten Hydraulikkomponenten mit einem in Fig. 1 lediglich symbolhaft angedeuteten Hydrospeicher 9 in Verbindung.

[0014] Die Fig. 2 bis 5 zeigen in Symboldarstellung die Schaltung des Hydrauliksystems in jeweils unterschiedlichen Betriebszuständen. Fig. 2 zeigt den Zustand bei freigegebener Federung. Ein Steuerblock 13 der Arbeitsmaschine (Radlader 1) mit einer Druckversorgungseinrichtung, die nicht dargestellt ist, ist zur gesteuerten Versorgung des Hubzylinders 5 mit dessen Kolbenseite 7 und dessen Stangenseite 15 verbunden. Eine den Hauptteil des Hydrauliksystems bildende Ventilanordnung 11 weist Eingänge 17 und 19 auf, an denen die Kolbenseite 7 bzw. die Stangenseite 15 des Hubzylinders 5 angeschlossen sind. An Ausgängen 21 und 23 der Ventilanordnung 11 sind der Hydrospeicher 9 bzw. der Tank 25 des Hydrauliksystems angeschlossen.

[0015] Wie erwähnt ist in Fig. 2 der Zustand der freigegebenen Federung dargestellt. Dabei befindet sich ein Wegeventil 27 aufgrund seiner mechanischen Federvorspannung 29 in seinem Freigabezustand, wobei die Kolbenseite 7 am Anschluss 17 unmittelbar mit dem Hydrospeicher 9 am Ausgang 21 verbunden ist und die Stangenseite 15 des Hubzylinders 5 über den Eingang 19 unmittelbar mit dem Tank 25 am Ausgang 23 verbunden sind. Bei diesem Betriebszustand sind die übrigen hydraulischen Bauelemente am Betriebsablauf nicht beteiligt, d.h. dass das System eine übliche Federung/Dämpfung der Tätigkeit des Hubzylinders 5 bewirkt.

[0016] Wie erwähnt, ist in bestimmten Arbeitssituationen eine Federung ungünstig oder schädlich. Bei der Betätigung einer Schaufel 3 eines Laders 1 wirkt sich beispielsweise ein Ein- oder Ausfedern hinsichtlich der Genauigkeit der Lageeinstellung der Schaufel 3 ungünstig aus. Das Überführen des Systems in den Zustand der gesperrten Federung geschieht in der Weise, dass durch Zufuhr eines hydraulischen Steuerdruckes über eine Steuerleitung 50 das Wegeventil 27 gegen die Vorspannung 29 in den Sperrzustand gebracht wird, was unten

näher erläutert wird.

[0017] Die Fig. 3 bis 5 verdeutlichen drei verschiedene Betriebsarten bei jeweils gesperrter Federung. Dabei bezieht sich die Fig. 3 auf den Zustand, bei dem betriebsbedingt auf der Kolbenseite 7 des Hubzylinders 5 ein höherer Wirkdruck herrscht als im Hydrospeicher 9. Entsprechend sind in Fig. 3 mit dicker gezeichneter Linie die den höheren Druck führenden Fluidverbindungen dargestellt, nämlich vom Eingang 17 der Ventilanordnung 11 zum gesperrten Wegeventil 27 über einen ersten Leitungszweig 31 sowie vom ersten Leitungszweig 31 abzweigend über eine dicklinig gestrichelte Schließdrucksteuerleitung 33 zu einem Steueranschluss 35 eines Ablassventils 37. Dieser Steueranschluss 35 ist hier als zweiter Steueranschluss bezeichnet. Entsprechend dem im ersten Leitungszweig 31 herrschenden Wirkdruck, der höher ist als derjenige in dem mit dünner Linie eingezeichneten zweiten Leitungszweig 39 am Eingang 19 und an der Stangenseite 15 des Hubzylinders 5, ist ein am ersten Leitungszweig 31 angeschlossenes erstes Rückschlagventil 41 geöffnet, so dass über eine Speicherleitung 43 der Speicher 9 am Ausgang 21 auf den Druck der Kolbenseite 7 aufgeladen wird. Bei diesem Zustand ist das zwischen Speicherleitung 43 und Eingang 19 gleichsinnig wie das erstgenannte Rückschlagventil 41 eingeschaltete zweite Rückschlagventil 45 geschlossen. Diese Anordnung der Rückschlagventile 41 und 45 bewirkt, dass von den Eingängen 17 und 19 her jeweils der höhere Wirkdruck über einen jeweiligen Fluidpfad, der durch Öffnen des einen oder anderen Rückschlagventiles 41, 45 gebildet ist, im System wirksam wird. Des weiteren ist in der Verbindungsleitung zum Speicher 9 zwischen den beiden Anschlussstellen von erstem und zweitem Rückschlagventil 41 und 45 ein weiteres Rückschlagventil 46 geschaltet, das zum Speicher 9 gerichtet in seine dahingehende Schließstellung geht.

[0018] Ein weiterer Steueranschluss 47 des Ablassventiles 37, der hier als erster Steueranschluss bezeichnet ist, ist über ein Steuerventil 49, wenn dieses in seinem in Fig. 3 gezeigten Öffnungszustand ist, mit der Speicherleitung 43 verbunden, die wiederum, entsprechend des einen oder anderen Fluidpfades, also je nachdem welches der Rückschlagventile 41 oder 45 geöffnet ist, mit dem Eingang 17 oder dem Eingang 19 verbunden ist. Bei dem in Fig. 3 gezeigten Zustand ist dies der über das erste Rückschlagventil 41 führende Fluidpfad zu dem den höheren Wirkdruck führenden Eingang 17. Der über das geöffnete Steuerventil 49 am ersten Steueranschluss 47 herrschende Druck dient auch als hydraulischer Steuerdruck, der das Wegeventil 27, das durch seine Federspannung 29 in den Öffnungszustand vorgespannt ist, hydraulisch in den in Fig. 3 gezeigten Schließzustand überführt und damit das Gesamtsystem in den Zustand der gesperrten Federung bringt.

[0019] Bei dem in Fig. 2 zuvor erwähnten Zustand der freigegebenen Federung befindet sich das Steuerventil 49 in seinem Schließzustand, der dadurch bewirkt ist, dass sein Betätigungsmagnet 51 bestromt ist, so dass

das Ventil 49 gegen seine Öffnungsfeder 52 geschlossen wird. Dadurch sind beim Zustand der freigegebenen Federung der erste Steueranschluss 47 des Ablassventils 37 und die Steuerleitung 50 des Wegeventils 27 durch Verbinden mit der Tankseite 25 drucklos. Die Vorspannung 29 hält daher das Wegeventil 27 in seinem Öffnungszustand. Wird die Bestromung des Betätigungsmagneten 51 unterbrochen und das Steuerventil 49 geöffnet, dann wird über die Steuerleitung 50 das Wegeventil 27 gegen seine Vorspannung 29 hydraulisch in den Sperrzustand gesteuert und das System geht in den Zustand der gesperrten Federung über, wie er in Fig. 3 bis 5 gezeigt ist.

[0020] Bei dem in Fig. 3 gezeigten Zustand, wo der im ersten Leitungszweig 31 herrschende höhere Wirkdruck über das erste Rückschlagventil 41 und die Speicherleitung 43 den Hydrospeicher 9 lädt, herrschen am ersten Steueranschluss 47 und am zweiten Steueranschluss 35 des Ablassventils 37 jeweils gleiche Drücke, nämlich über die Steuerleitung 33 vom Eingang 17 her und über das geöffnete erste Rückschlagventil 41 sowie das geöffnete Steuerventil 49 ebenfalls vom Eingang 17 her. Als Ablassventil 37 ist eine Druckwaage vorgesehen, die sich bei diesem Gleichdruck an den Steueranschlüssen 47 und 35 im Schließzustand befindet. Das Ablassventil 47 bildet in diesem Schließzustand keinen Ablasspfad vom Eingangsanschluss 53 her zu einem Ausgangsanschluss 55 hin, der über eine Ablassleitung 57 über den Ausgang 23 zum Tank 25 führt. Aus der Speicherleitung 43, die über ein eine Überdrucksicherung bildendes Druckbegrenzungsventil 59 mit dem Ausgang 23 und dem Tank 25 verbunden ist, findet daher kein Ablassvorgang statt. Ein an der Speicherleitung 43 ebenfalls angeschlossenes Ablassventil, das lediglich zu Wartungszwecken manuell geöffnet wird, ist mit 61 bezeichnet.

[0021] Die Fig. 4 zeigt demgegenüber einen Zustand, bei dem, ebenfalls mit gesperrter Federung, der Wirkdruck im Hydrospeicher 9 höher ist als der betriebsbedingt auf der Kolbenseite 7 des Hubzylinders 5 und damit über den Eingang 17 in der Ventilanordnung 11 wirksame Systemdruck. Um dies in Fig. 4 zu verdeutlichen, ist die Speicherleitung 43 im in der Fig. oberen Teil mit dicker ausgezogener Linie und in ihrem unteren Leitungsteil mit dick gezeichneter gestrichelter Linie dargestellt. Entsprechend dem im Hydrospeicher 9 herrschenden höheren Wirkdruck als im Hubzylinder 5 ist das erste Rückschlagventil 41 geschlossen.

[0022] Über das nicht bestromte, durch die Federspannung 52 geöffnete Steuerventil 49 liegt somit der höhere Wirkdruck des Hydrospeichers 9 am ersten Steueranschluss 47 des Ablassventils 37 an, während der zweite Steueranschluss 35 demgegenüber über den Leitungszweig 31 den niedrigeren Wirkdruck des Eingangs 17 führt.

[0023] Wie bereits erwähnt, weist das Ablassventil 37 eine Druckwaage auf, die in Fig. 7 in Symboldarstellung und in Fig. 6 in Form einer Funktionskizze gezeigt ist. Fig. 8 zeigt einen Längsschnitt eines praktischen Aus-

föhrungsbeispiels. Wie ersichtlich, handelt es sich um ein Schieberventil mit im Ventilgehäuse 63 axial verschiebbaren Schieberkolben 65, dargestellt in der Schliessstellung, was durch einen am zweiten Steueranschluss 35 wirkenden hydraulischen Schließdruck bewirkt ist, verstärkt durch eine mechanische Vorspannkraft, die in Fig. 6 und 7 mit 67 bezeichnet ist. Das Ablassventil 37 öffnet durch einen am ersten Steueranschluss 47 wirksamen hydraulischen Öffnungsdruck, vorausgesetzt, dass der Öffnungsdruck am Schieberkolben 65 eine höhere Öffnungskraft verursacht als der am Steueranschluss 35 herrschende Schließdruck, verstärkt durch die Vorspannkraft 67. Mit anderen Worten gesagt, ist Bedingung dafür, dass das Ablassventil 37 öffnet, um einen Ablasspfad vom Eingangsanschluss 53 zum Ausgangsanschluss 55 und damit zum Tank 25 zu bilden, dass für die am Schieberkolben 65 wirkenden Kräfte gilt, dass die Schließkraft, die aus dem Druck am zweiten Steueranschluss 35, zuzüglich der mechanischen Vorspannung 67 resultiert, geringer ist als die Öffnungskraft, erzeugt durch den hydraulischen Druck am ersten Steueranschluss 47. Also:

$$F_{\text{Vorspa.}} + F_{\text{Druck35}} < F_{\text{Druck47}}$$

[0024] Bei dem Zustand von Fig. 4 wird demgemäß der Druck vom Hydrospeicher 9 soweit abgelassen, bis entsprechend der Auslegung der das Ablassventil 37 bildenden Druckwaage, nämlich der wirksamen Kolbenflächen und der wirksamen Vorspannkraft 67, lediglich noch ein gegebener, gewollter, geringer Drucküberschuss zwischen Speicher 9, und damit dem Eingangsanschluss 53, gegenüber dem Steueranschluss 35, d. h. dem Hubzylinder 5, verbleibt. Dies bedeutet, dass ein Ablassvorgang nicht zur Absenkung des Druckes im Hydrospeicher 9 auf den Wert Null führen kann.

[0025] Bei einem vorteilhaften Ausführungsbeispiel kann hierbei vorgesehen sein, dass als durch die Kolbengeometrie und die Vorspannkraft 67 vorgegebene Öffnungs-Druckdifferenz ein Druckniveau von etwa 8 bar vorhanden ist. Die Fig. 8 zeigt ein Ausführungsbeispiel, bei dem an einem zweiteiligen Schieberkolben 65 zur Erzeugung der Vorspannkraft 67 zwei Schraubenfedern 69 und 71 angreifen, die den Kolben 65 in der Fig. nach rechts in die dargestellte Schließposition vorspannen, in der der Eingangsanschluss 53, der sich am in der Fig. rechtseitigen axialen Ende des Schiebergehäuses 53 befindet, gegenüber dem Ausgangsanschluss 55 gesperrt ist. Zusätzlich zur Vorspannkraft 67 wirkt auf der in der Fig. linken Seite des Kolbens 65 der hydraulische Druck des zweiten Steueranschlusses 35. Als Öffnungsdruck zur Verschiebung des Kolbens 65 in der Fig. nach links ist die rechte Kolbenfläche über den ersten Steueranschluss 47 mit dem Öffnungsdruck beaufschlagt.

[0026] Um sicherzustellen, dass am Eingangsanschluss 53 anstehender Druck nicht als wirksamer Steu-

erdruck, der das Verhalten der Druckwaage bestimmt, wirksam wird, ist es wesentlich, dass die in Fig. 6 bei 73 angedeutete Kolbenfläche, an die die Steuerkanten 75 und 77 zwischen den Anschlüssen 53 und 55 angrenzen, wesentlich kleiner ist als die wirksamen Kolbenflächen 79, 79a und 81 an den Druckräumen am Steueranschluss 47 bzw. Steueranschluss 35.

[0027] Die Fig. 5 bezieht sich auf einen weiteren Zustand, bei dem am Eingang 19 der Ventilanordnung 11 der höhere Wirkdruck herrscht, verglichen mit dem Druck am Eingang 17 oder dem Druck im Hydrospeicher 9. Ein solcher Betriebszustand ergibt sich, wenn bei Betrieb einer Arbeitsmaschine mit gesperrter Federung eine Gerätschaft auf ein Hindernis aufläuft. Dies kann beispielsweise der Fall sein, wenn ein mobiles Gerät, wie ein Radlader 1, mit seiner Schaufel 3 auf ein eine Erhebung bildendes Hindernis aufläuft, wodurch das auf der Schaufel 3 aufstehende Gewicht des Radladers 1 den Kolben des betreffenden Hubzylinders 5 in die Stangenseite 15 verschiebt, wodurch auf der Stangenseite 15 ein Überdruck entsteht. Über den Eingang 19 und das bei diesem Zustand öffnende zweite Rückschlagventil 45 ist dieser Überdruck wirksam, als auch über das geöffnete Steuerventil 49 am ersten Steueranschluss 47 des Ablassventils 37, so dass bei der Erfüllung der Öffnungsbedingung, d. h. einem höheren Druck am Anschluss 53 gegenüber dem Steueranschluss 35, der über den ersten Leitungszweig 31 mit dem Eingang 17 verbunden ist, das Ablassventil 37 öffnet, wodurch wiederum der Ablasspfad zum Tank 25 geöffnet wird, wodurch die Druckentlastung der Speicherleitung 43 erfolgt. Der höhere Druck in dem Steueranschluss 47 gewährleistet, dass das Ventil 37 sich nicht in Sperrstellung befindet.

[0028] Wie insbesondere die Fig. 6 und 8 zeigen, ist die eigentliche Druckwaage durch die Schraubenfeder 69 gebildet sowie durch die wirksamen Druckflächen des axial verschiebbaren Schieberkolbens 65. Der Sperrkolben als Steuerschieber ausgebildet ist wiederum durch die Schraubenfeder 71 gebildet und die wirksame Kolbenfläche 81 des genannten Sperrkolbenteils. Der mit 65 in Fig. 6 bezeichnete Kolben kann, wie in Fig. 6 abgebildet, mehrteilig ausgeführt werden, um dergestalt ein Rückschlagventil zu bilden, d. h. die mehrteilige Ausführung verhindert, dass, wenn am Anschluss 55 ein höherer Druck, ansteht als derjenige Druck der gebildet ist durch die Vorspannkraft der Schraubenfedern 69 und 71 zuzüglich der wirksamen Druckkraft durch den Druck am zweiten Steueranschluss 35, es zu einem Öffnen des Ventilsitzes 55 und insoweit zu einem ungewollten Rückströmen des Fluids ins System kommt. Sofern man auf die dahingehende Rückschlagventilfunktion verzichten möchte, kann die aufgezeigte Schieberkolbenanordnung auch einteilig (nicht dargestellt) ausgebildet sein.

[0029] Durch die Erfindung ist somit sichergestellt, dass als Sicherheitsfunktion der Druckausgleich bei sämtlichen Betriebsweisen gegeben ist. Es versteht sich, dass die Bauweise des Ablassventils 37, wie sie anhand der Fig. 6 und 8 dargestellt ist, nicht zwingend ist. Jede

Ventilkonstruktion, deren Funktion den oben genannten Öffnungs- und Schließbedingungen entspricht, kann benutzt werden. Auch ist die in Fig. 8 gezeigte Bauweise des zweiteilig ausgeführten Schieberkolbens 65 nicht zwingend, bei der das in dieser Figur rechts gelegene Kolbenteil am Eingangsanschluss 53 ein Rückschlagventil bildet, das durch die mit 69 bezeichnete Feder mit geringer Schließkraft belastet ist. Bei dieser Bauweise bildet die mit 71 bezeichnete Schließfeder den Hauptteil der in Fig. 6 und 7 mit 67 bezeichneten Vorspannung, die die Schließkraft des Ventils verstärkt.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Ausgleich hydraulischer Wirkdrücke in einem Hydrospeicher (9) und in einem mindestens einen Hubzylinder (5) aufweisenden Hydroaktuator eines Hydrauliksystems, mit

- einem Wegeventil (27) zum Sperren einer Fluidverbindung zwischen dem Hydroaktuator (5) und dem Hydrospeicher (9), wobei das Wegeventil (27) in seinem Freigabezustand eine unmittelbare Fluidverbindung zwischen dem Hydroaktuator (5) und dem Hydrospeicher (9) herstellt und diese Fluidverbindung in seinem Sperrzustand unterbricht, und

- einer Steuerventileinrichtung (11), die eine vom Wegeventil (27) zum Hydrospeicher (9) führende Speicherleitung (34), einen von einer Kolbenseite (7) des Hubzylinders (5) zum Wegeventil (27) führenden ersten Leitungszweig (31) und einen von einer Stangenseite (15) des Hubzylinders (5) zum Wegeventil (27) führenden zweiten Leitungszweig (39) aufweist, die in Abhängigkeit vom Überführen des Wegeventils (27) in den Sperrzustand aktivierbar ist, die bei Übersteigen einer vorbestimmten Differenz der Wirkdrücke einen Druckausgleich vornimmt und die ein Ablassventil (37) enthält, das durch eine, die vorgegebene Größe übersteigende Differenz der Wirkdrücke in seinen Freigabezustand sperrbar ist, in dem ein die Druckdifferenz verringender Ablasspfad (57) zur Tankseite (25) des Hydrauliksystems gebildet ist,

- **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Umgehung des Wegeventils (27) im Sperrzustand vom ersten (31) und zweiten Leitungszweig (39) jeweils ein Fluidpfad zur Speicherleitung (43) geführt ist, und

- dass im jeweiligen Fluidpfad ein zur Kolben- bzw. Stangenseite (7, 15) gerichtetes Rückschlagventil (41, 45) derart angeordnet ist, dass von der Kolben- bzw. Stangenseite (7, 15) des Hubzylinders (5) her jeweils der höhere Wirkdruck über den jeweiligen Fluidpfad, der durch Öffnen des jeweiligen Rückschlagventils (41,

45) bei einem den Druck im Hydrospeicher (9) übersteigenden Wirkdruck an der Kolben- bzw. Stangenseite (7, 15) freigebbar ist, über die Speicherleitung (43) zum Hydrospeicher (9) führbar ist.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Hydroaktuator mindestens ein Hubzylinder (5) einer Arbeitsmaschine (1) vorgesehen ist, dessen eine Hubkraft erzeugende Kolbenseite (7) und dessen Stangenseite (17) mit einem Steuerblock (13) der Arbeitsmaschine (1) verbunden sind.

3. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Ablassventil in Form einer Druckwaage (37) vorgesehen ist, die im Freigabezustand den zur Tankseite (25) führenden Ablasspfad (57) von der Speicherleitung (43) zum Hydrospeicher (9) her und vom jeweils freigegebenen, zum Hubzylinder (5) führenden Fluidpfad her freigibt.

4. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckwaage (37) einen mit dem Hydrospeicher (9) verbundenen Eingangsanschluss (53), einen mit dem Tank (25) verbundenen Ausgangsanschluss (55), einen ersten Steueranschluss (47) für die Zufuhr eines Entsperrdruckes und einen zweiten Steueranschluss (35) für die Zufuhr eines Schließdruckes aufweist.

5. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Steueranschluss (35) mit der Kolbenseite (7) des Hubzylinders (5) verbunden ist.

6. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** an der Druckwaage (37) eine die Wirkung des Schließdruckes am zweiten Steueranschluss (35) verstärkende Vorspannung (67) wirksam ist.

7. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckwaage (37) einen Schieberkolben (65) aufweist, der für seine Verschiebung in die Sperrstellung an einer Kolbenfläche (81) sowohl mit dem am zweiten Steueranschluss (35) anstehenden Schließdruck belastbar ist als auch mit der Kraft einer Vorspannfeder (69, 71) belastet ist, und dass die andere Kolbenfläche (79a) mit dem am ersten Steueranschluss (47) anstehenden Entsperrdruck belastbar ist.

8. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die an

den zweiten Steueranschluss (35) angrenzende wirksame Kolbenfläche (81) des Schieberkolbens (65) größer als die wirksame Kolbenfläche (79) ist, die an den ersten Steueranschluss (47) angrenzt.

9. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Eingangsanschluss (53) der Druckwaage (37) an dem der Vorspannfeder (69, 71) entgegengesetzten Ende des Schieberkolbens (65) durch die axiale, endseitige Öffnung des Schiebergehäuses (63) gebildet ist, und dass je eine Steuerkante (77, 75) am zugeordneten Endbereich des Schieberkolbens (65) und am Schiebergehäuse (63) zwischen dessen endseitiger Öffnung und dem im Gehäuse (63) axial nach innen versetzten ersten Steueranschluss (47) vorgesehen ist.
10. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Wegeventil (27) mechanisch in den Freigabezustand vorgespannt und hydraulisch in den Sperrzustand steuerbar ist.
11. Vorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Steuerventil (49) im Öffnungszustand den den höheren Wirkdruck führenden Fluidpfad der Steuerventileinrichtung (11) mit dem ersten Steueranschluss (47) der Druckwaage (37) verbindet und dem Wegeventil (27) den es sperrenden hydraulischen Druck liefert.

Claims

1. A device for compensating for hydraulic effective pressures in a hydraulic accumulator (9) and in a hydraulic actuator of a hydraulic system having at least one lifting cylinder (5), comprising
- a directional valve (27) for blocking a fluid connection between the hydraulic actuator (5) and the hydraulic accumulator (9), in its release state the directional valve (27) establishing a direct fluid connection between the hydraulic actuator (5) and the hydraulic accumulator (9) and interrupting this fluid connection in its blocked state, and
 - a control valve means (11) which has an accumulator line (34) leading from the directional valve (27) to the hydraulic accumulator (9), a first line branch (31) leading from a piston side (7) of the lifting cylinder (5) to the directional valve (27), and a second line branch (39) leading from a rod side (15) of the lifting cylinder (5) to the directional valve (27), which can be activated depending on the transfer of the directional valve (27) into the blocked state, which carries out

pressure compensation when a predetermined difference of effective pressures is exceeded, and which contains a drainage valve (37) which can be blocked by a difference of effective pressures exceeding the predetermined value into its release state in which a drainage path (57) which reduces the pressure difference is formed toward the tank side (25) of the hydraulic system,

- **characterised in that** in order to bypass the directional valve (27) in the blocked state of the first (31) and second line branch (39) a respective fluid path to the accumulator line (43) is taken; and

- that there is arranged in the respective fluid path a non-return valve (41, 45) directed towards the piston or rod side (7, 15) such that from the piston or rod side (7, 15) of the lifting cylinder (5) respectively the higher effective pressure can be carried via the respective fluid path, which can be cleared on the piston or rod side (7, 15) by opening the respective non-return valve (41, 45) with an effective pressure exceeding the pressure in the hydraulic accumulator (9), and via the accumulator line (43) to the hydraulic accumulator (9).

2. The device according to Claim 1, **characterised in that** the hydraulic actuator is at least one lifting cylinder (5) of a machine (1) the piston side (7) of which producing a lifting force and the rod side (17) of which are connected to a control block (13) of the machine (1).
3. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** there is a drainage valve in the form of a pressure compensator (37) which in the release state clears the drainage path (57) leading to the tank side (25) from the accumulator line (43) to the hydraulic accumulator (9) and from the respectively cleared fluid path leading to the lifting cylinder (5).
4. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** the pressure compensator (37) has an input port (53) connected to the hydraulic accumulator (9), an output port (55) connected to the tank (25), a first control port (47) for the supply of an unblocking pressure, and a second control port (35) for the supply of a closing pressure.
5. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** the second control port (35) is connected to the piston side (7) of the lifting cylinder (5).
6. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** a preload (67) which amplifies

the action of the closing pressure on the second control port (35) takes effect on the pressure compensator (37).

7. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** the pressure compensator (37) has a slide valve piston (65) which for its displacement into the blocking position on one piston area (81) can be loaded both with the closing pressure prevailing on the second control port (35) and also with the force of a preload spring (69, 71), and that the other piston area (79a) can be loaded with the unblocking pressure which prevails on the first control port (47). 5
8. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** the effective piston area (81) of the slide valve piston (65) which borders the second control port (35) is greater than the effective piston area (79) which borders the first control port (47). 10
9. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** the input port (53) of the pressure compensator (37) on the end of the slide valve piston (65) opposite the preload spring (69, 71) is formed by the axial end-side opening of the slide housing (63), and that there is one control edge (77, 75) at a time on the assigned end region of the slide valve piston (65) and on the slide housing (63) between its end-side opening and the first control port (47) which is offset axially to the inside in the housing (63). 15
10. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** the directional valve (27) is mechanically preloaded into the release state and can be hydraulically directed into the blocking state. 20
11. The device according to any of the preceding claims, **characterised in that** in the opening state a control valve (49) connects the fluid path of the control valve means (11) which carries the higher effective pressure to the first control port (47) of the pressure compensator (37) and delivers to the directional valve (27) the hydraulic pressure which blocks it. 25

Revendications

1. Dispositif de compensation de pressions hydrauliques effectives dans un accumulateur (9) hydraulique et dans un actionneur hydraulique, comportant au moins un vérin (5) de levage, d'un système hydraulique, comprenant 30
 - un distributeur (27) pour fermer une liaison pour du fluide entre l'actionneur (5) hydraulique et l'accumulateur (9) hydraulique, le distributeur

(27) ménageant dans son état libéré une liaison directe pour du fluide entre l'actionneur (5) hydraulique et l'accumulateur (9) hydraulique et interrompant la liaison pour du fluide dans son état fermé, et

- un dispositif (11) de vanne de commande, qui a un conduit (34) accumulateur menant du distributeur (27) à l'accumulateur (9) hydraulique, une première branche (31) de conduit menant d'un côté (7) du piston du vérin (5) hydraulique au distributeur (27) et une deuxième branche (39) de conduit menant d'un côté (15) de tige du vérin (5) de levage au distributeur (27), dispositif (11), qui peut être activé en fonction du passage du distributeur (27) à l'état fermé, qui, si une différence déterminée à l'avance des pressions effectives est dépassée, effectue une compensation de pression et qui comporte une vanne (37) d'évacuation, qui peut être fermée dans son état libéré par une différence des pressions effectives dépassant la valeur prescrite, état dans lequel un trajet (57) d'évacuation, diminuant la différence de pression, est formé vers le côté (25) de cuve du système hydraulique,

- **caractérisé en ce que**, pour le contournement du distributeur (27) à l'état fermé de la première (31) et de la deuxième (39) branches de conduit, un trajet pour du fluide mène respectivement vers le conduit (43) de l'accumulateur ; et

- **en ce que**, dans le trajet respectif pour du fluide, un clapet antiretour (41, 45), orienté vers le côté (7, 15) du piston ou de la tige, est monté de manière à ce que la pression effective plus haute respective puisse, à partir du côté (7, 15) de piston ou de tige du vérin (5) de levage, être envoyée à l'accumulateur (9) hydraulique par le conduit (43) d'accumulateur en passant par le trajet respectif pour du fluide, qui peut être libéré, par ouverture du clapet antiretour (41, 45) respectif, si la pression effective du côté (7, 15) du piston ou de la tige dépasse la pression dans l'accumulateur (9) hydraulique. 35

2. Dispositif suivant la revendication 1, **caractérisé en ce qu'il** est prévu comme actionneur hydraulique au moins un vérin (5) de levage d'une machine (1) fournissant du travail, dont un côté (7) de piston produisant une force de levage et dont un côté (17) de tige sont reliés à un bloc (13) de commande de la machine (1) fournissant du travail. 40

3. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'une** vanne d'évacuation est prévue sous la forme d'une balance (37) manométrique, qui, à l'état libéré, libère le trajet (57) d'évacuation menant au côté (25) de cuve du conduit (23) d'accumulateur à l'accumulateur (9) hydraulique et menant du trajet pour du fluide respective- 45

ment libéré au vérin (5) de levage.

4. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la balance (37) manométrique a un raccord (53) d'entrée communiquant avec l'accumulateur (9) hydraulique, un raccord (55) de sortie communiquant avec la cuve (25), un premier raccord (47) de commande pour l'amenée d'une pression de déblocage et un deuxième raccord (35) de commande pour l'amenée d'une pression de fermeture. 5 10
5. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le deuxième raccord (35) de commande communique avec le côté (7) de piston du vérin (5) de levage. 15
6. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que**, sur la balance (37) manométrique, est effective une précontrainte (67) renforçant l'effet de la pression de fermeture sur le deuxième raccord (35) de commande. 20
7. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la balance (37) manométrique a un piston (65) de tiroir, qui, pour coulisser dans la position de fermeture, peut être chargé sur sa surface (81) de piston, tant par la pression de fermeture s'appliquant au deuxième raccord (35) de commande qu'également par la force d'un ressort (69, 71) de précontrainte, et **en ce que** l'autre surface (79a) de piston peut être chargée par la pression de déblocage s'appliquant sur le premier raccord (47) de commande. 25 30 35
8. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la surface (81) effective de piston, voisine du deuxième raccord (35) de commande du piston (65) de tiroir, est plus grande que la surface (79) effective de piston, qui est voisine du premier raccord (47) de commande. 40
9. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le raccord (53) d'entrée de la balance (37) manométrique est formé à l'extrémité du piston (65) de tiroir opposée au ressort (69, 71) de précontrainte, par l'ouverture axiale du côté de l'extrémité du corps (63) de tiroir, et **en ce que** respectivement un bord (77, 75) de commande est prévu à la partie d'extrémité associée du piston (65) de tiroir et au corps (63) de tiroir entre son ouverture du côté de l'extrémité et le premier raccord (47) de commande décalé axialement vers l'intérieur dans le corps (63). 45 50 55
10. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le distributeur (27) est précontraint mécaniquement dans l'état libéré et

peut être mis hydrauliquement dans l'état fermé.

11. Dispositif suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'**une vanne (49) de commande met à l'état ouvert en communication le trajet pour du fluide donnant la pression effective plus haute du dispositif (11) de vanne de commande avec le premier raccord (47) de commande de la balance (37) manométrique et fournit au distributeur (27) la pression hydraulique le fermant.

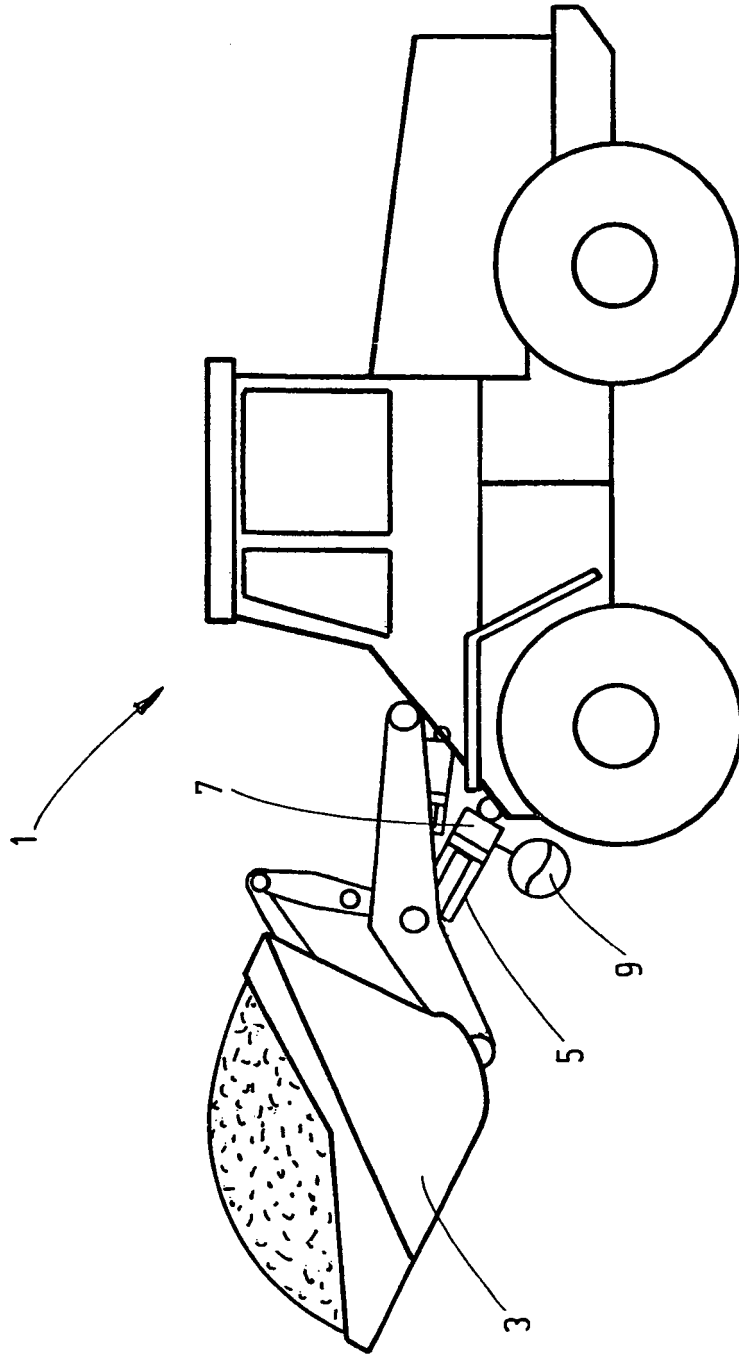


Fig.1

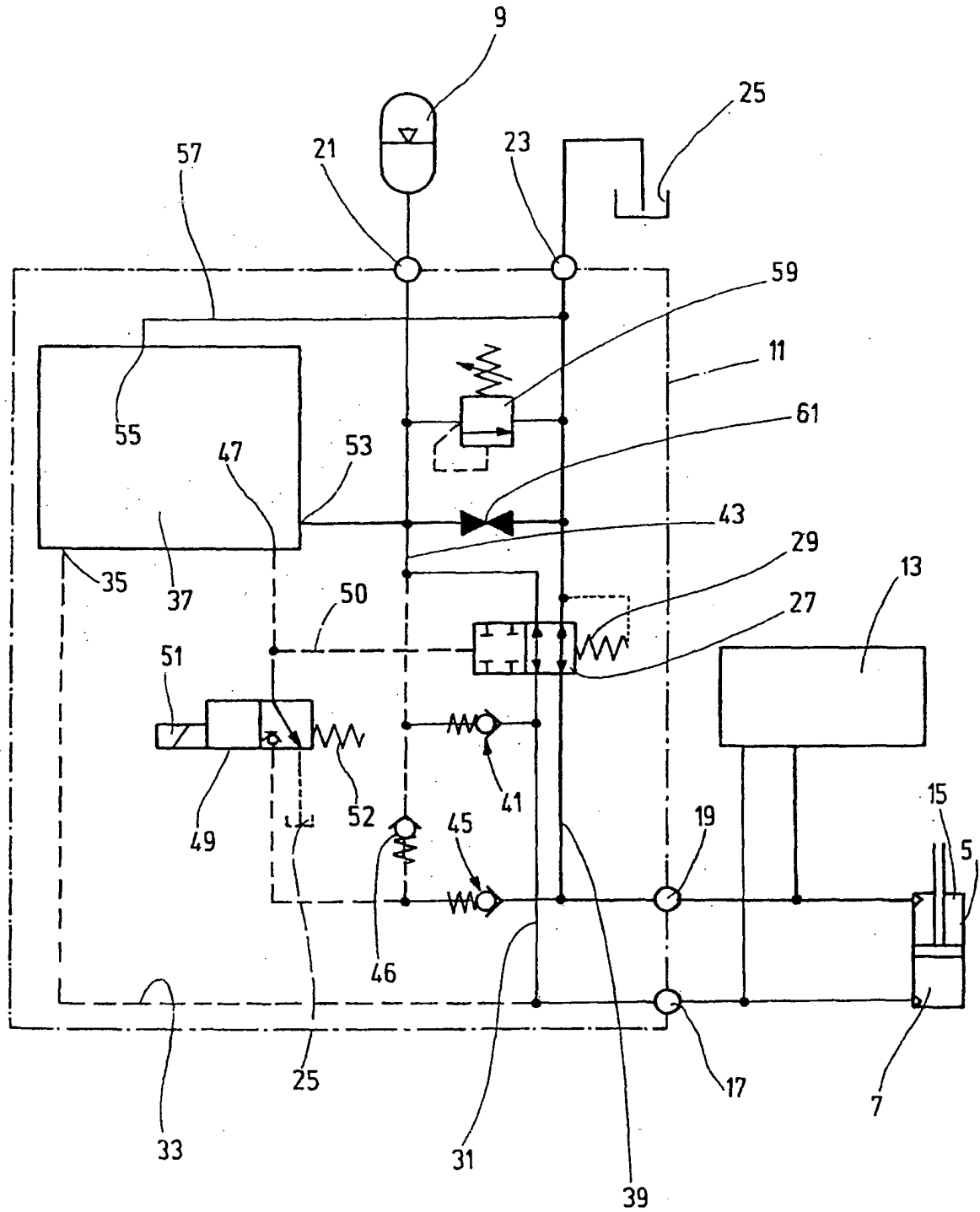


Fig.2

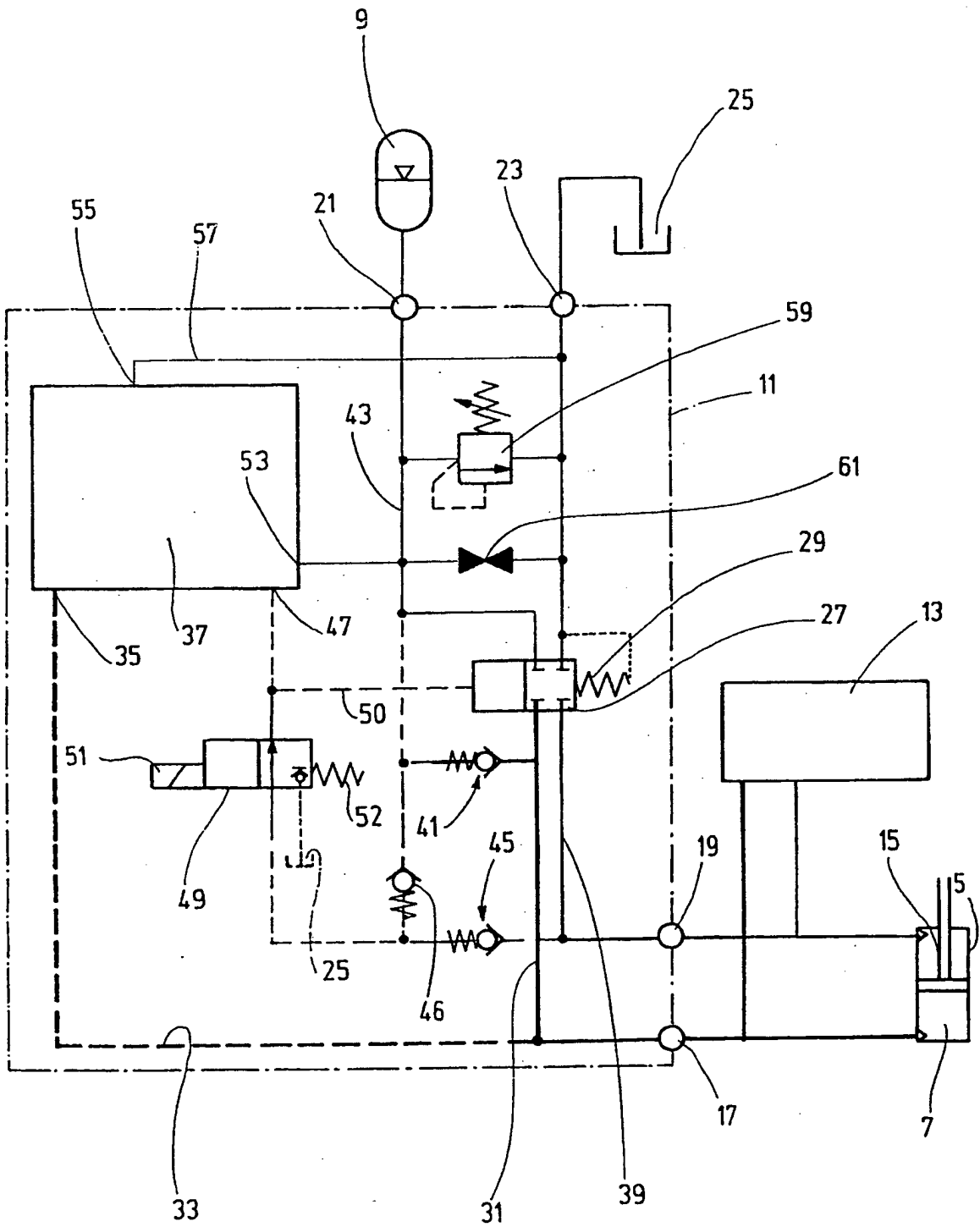


Fig.3

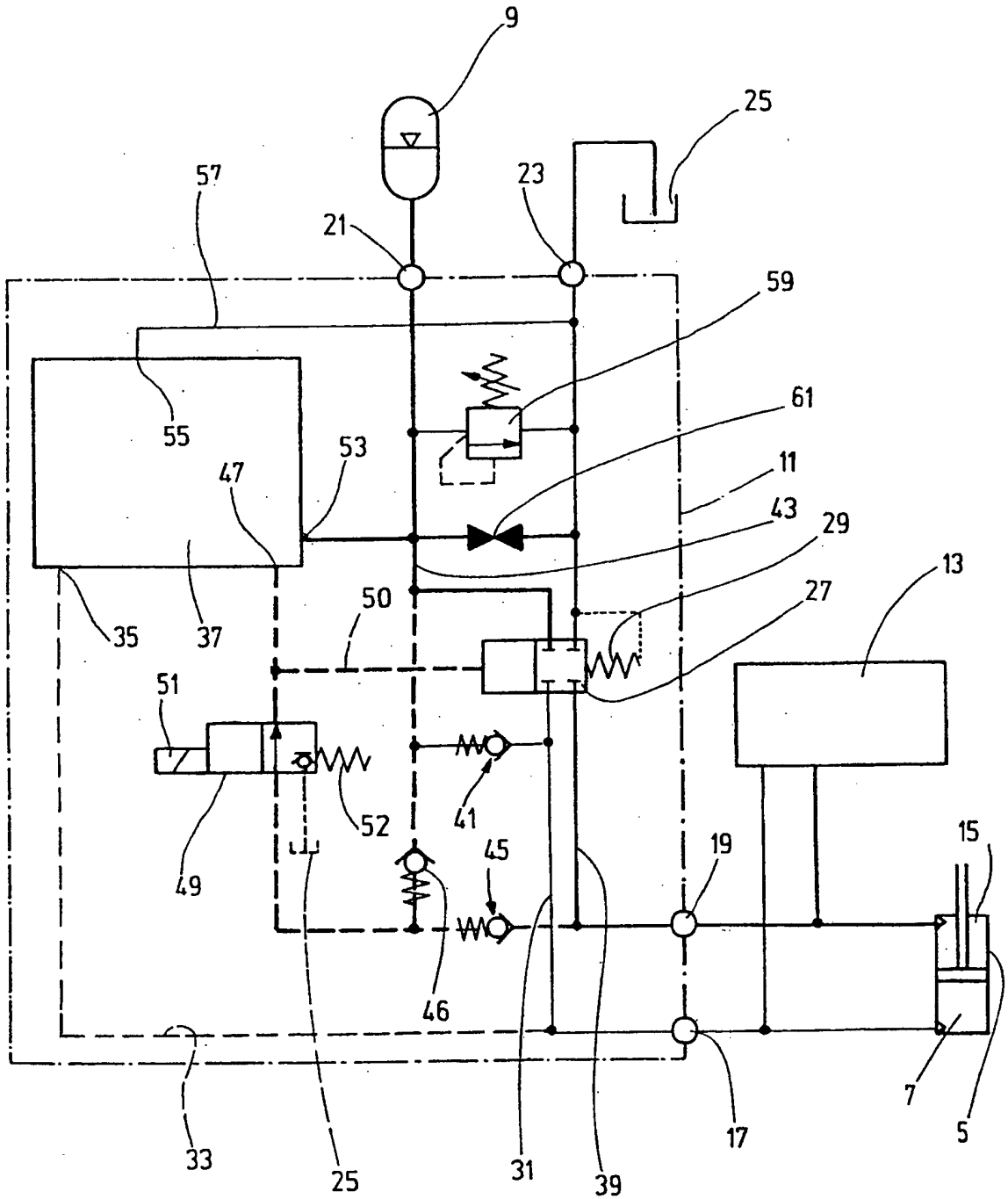


Fig.4

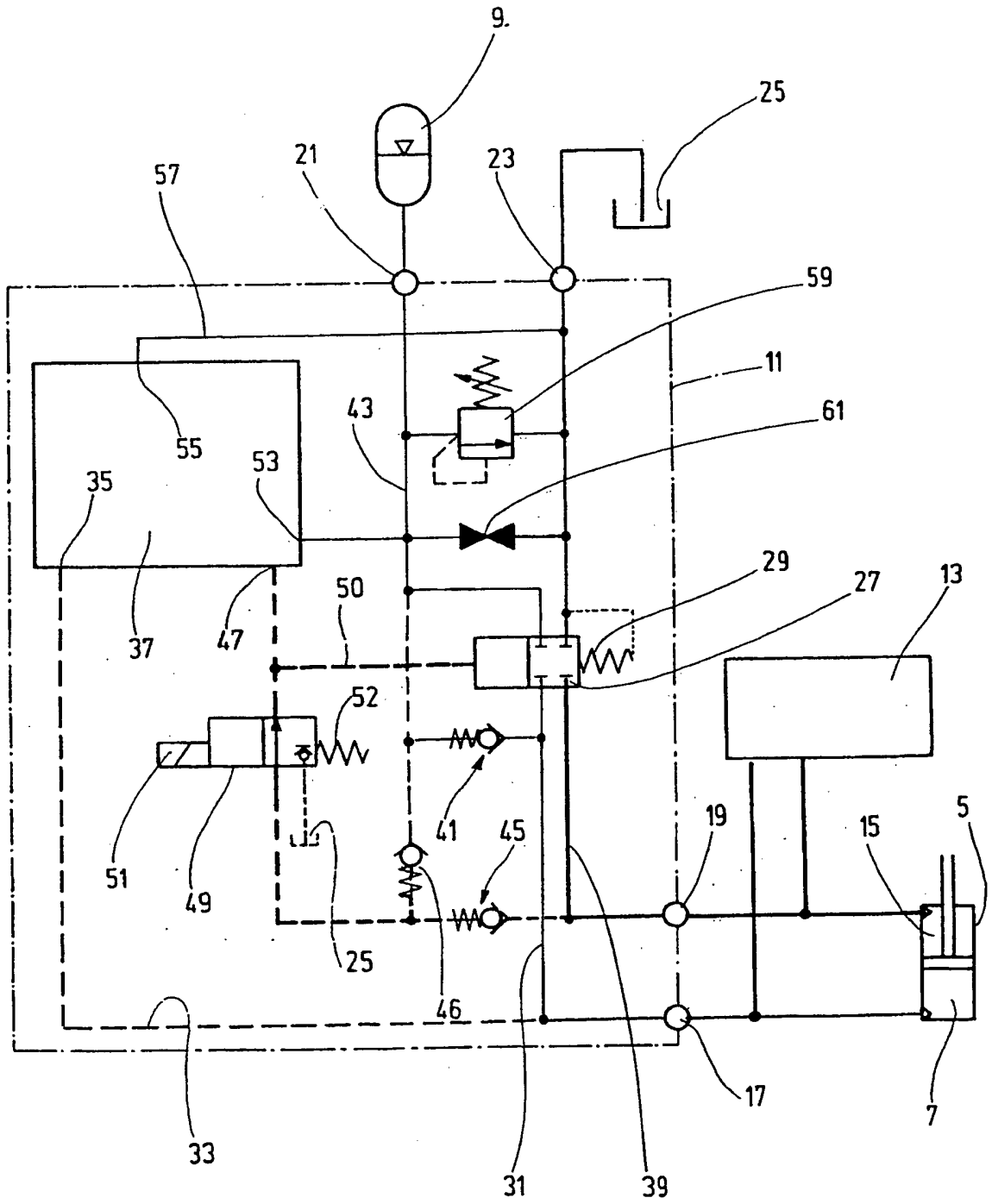


Fig.5

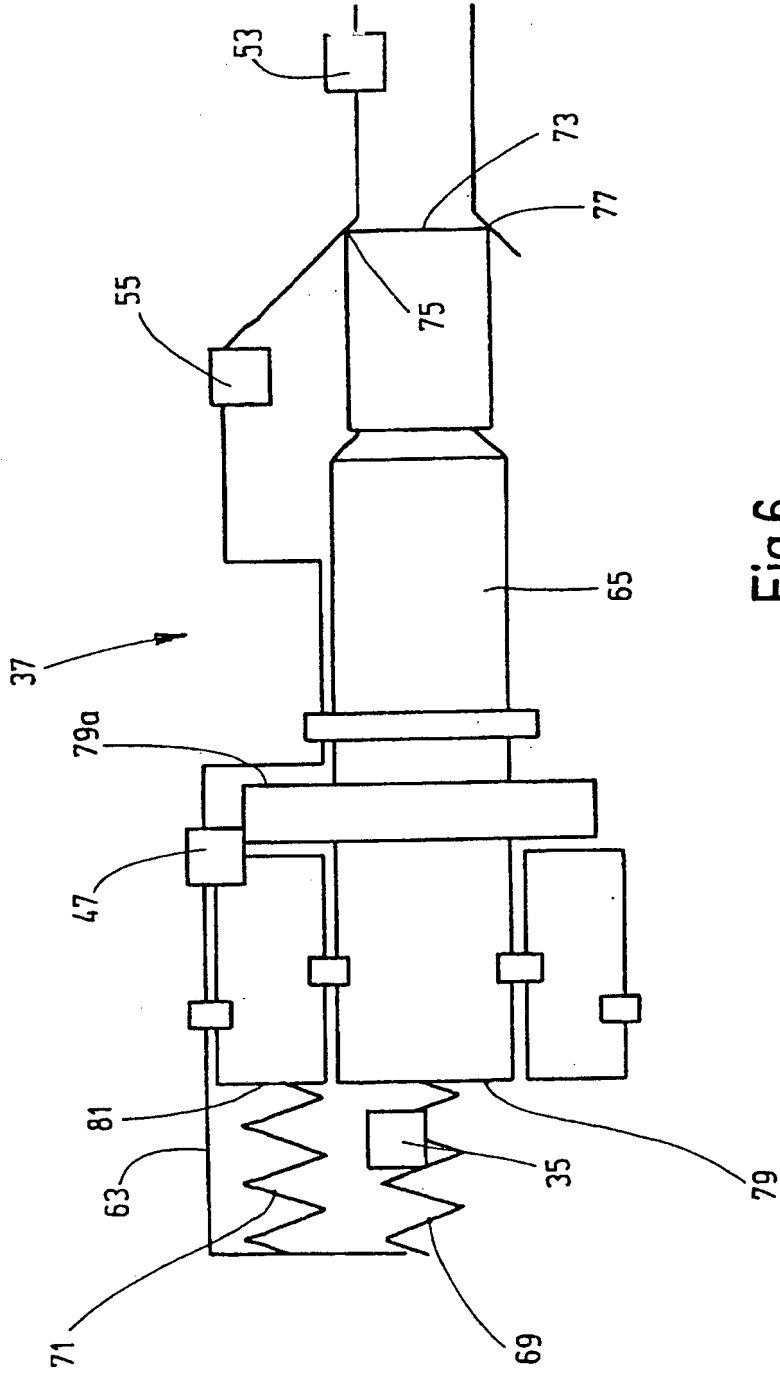


Fig.6

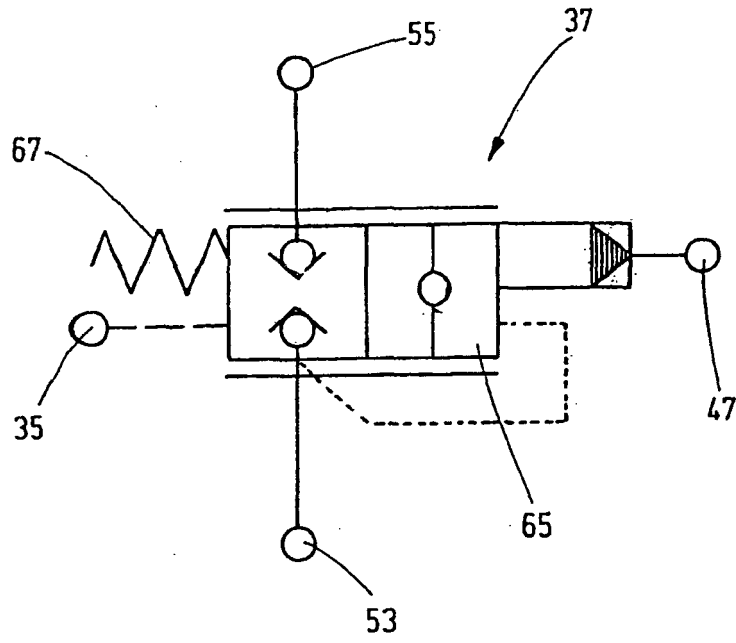


Fig.7

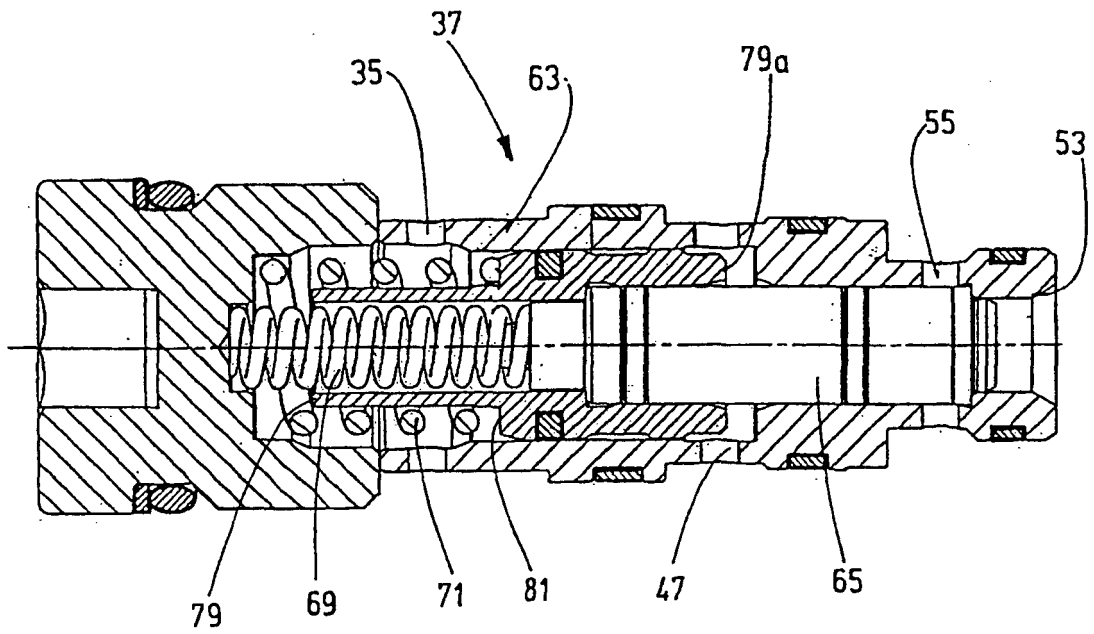


Fig.8

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

- EP 1571267 A2 [0003]