

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 695 877 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
16.06.1999 Patentblatt 1999/24

(51) Int Cl.⁶: **F15B 13/01**

(21) Anmeldenummer: **95112100.3**

(22) Anmeldetag: **01.08.1995**

(54) **Hydraulische Dämpfungsvorrichtung**

Hydraulic damping device

Dispositif d'amortissement hydraulique

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK FR GB IT LI LU NL SE

(30) Priorität: **03.08.1994 DE 9412530 U**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.02.1996 Patentblatt 1996/06

(73) Patentinhaber: **HEILMEIER & WEINLEIN**
Fabrik für Oel-Hydraulik GmbH & Co. KG
D-81673 München (DE)

(72) Erfinder: **Brunner, Rudolf**
I-85598 Baldham (DE)

(74) Vertreter: **Grünecker, Kinkeldey,**
Stockmair & Schwanhäusser Anwaltssozietät
Maximilianstrasse 58
80538 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 464 305 EP-A- 0 499 694
EP-A- 0 503 266 FR-A- 1 580 232

EP 0 695 877 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Dämpfungsvorrichtung der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art.

[0002] Bei einer aus EP-A1-0 499 694 bekannten Dämpfungsvorrichtung gemäß Oberbegriff des Anspruchs 1 in der Steuerdruckleitung eines hydraulisch aufsteuerbaren Lasthalteventils sperrt das zweite Umgehungsventil eine die Dämpfdrossel umgehende Leitungsschleife, solange der Druck in der Steuerdruckleitung höher ist als der Aufsteuerdruck am Lasthalteventil. Fällt der Druck in der Steuerdruckleitung, dann schaltet das zweite Umgehungsventil auf Durchgang, so daß Druckmittel an der Dämpfdrossel vorbei in die Steuerdruckleitung zurückströmt. Mit der Dämpfungsvorrichtung werden Druckschwingungen in der Steuerdruckleitung gedämpft. auch wird die ggfs. streng eingestellte Dämpfdrossel bei kaltem Druckmittel bei gewollter Druckabsenkung in der Steuerdruckleitung oder bei einer Notabschaltung umgangen, um das Lasthalteventil zügig zuzusteuern. Jedoch läßt die Dämpfungsvorrichtung keine strikte Trennung zwischen den beiden Funktionen: Dämpfen von Druckschwingungen einerseits und zügiges gewolltes Zusteuern andererseits, zu. Der Durchflußwiderstand oder ein Staudruck in der Steuerdruckleitung hält nämlich beim Zusteuern des Lasthalteventils das zweite Umgehungsventil gesperrt und verzögert das gewollt rasche Abströmen des Druckmittels, weil dann die Dämpfdrossel mitwirkt. Bei Druckschwankungen kann das zweite Umgehungsventil kurzfristig öffnen und die Dämpfdrossel dann ungewollt umgehen.

[0003] Bei einer aus EP-A1-0 503 266 bekannten Dämpfungsvorrichtung in der Steuerdruckleitung eines hydraulisch aufsteuerbaren Lasthalteventils ist das zweite Umgehungsventil ein vorgespanntes Rückschlagventil. Wird bei Druckabsenkung das zweite Umgehungsventil geöffnet, dann strömt das Druckmittel an der Dämpfdrossel vorbei. Die Dämpfungsvorrichtung ist zwar in der Lage, Druckschwingungen in der Steuerdruckleitung wirksam abzdämpfen, jedoch behält die Dämpfungsvorrichtung einen störenden Einfluß bei gewollter Druckabsenkung, z.B. bei erhöhtem Abflußwiderstand oder Staudruck in der Steuerdruckleitung. Ferner muß das Druckmittel bei einer gewollten Druckabsenkung innerhalb des die Vorspannung festgelegten Druckbereichs den Weg über die Dämpfdrossel nehmen, oder kann das zweite Umgehungsventil bei Druckschwingungen ungewollt die Dämpfdrossel umgehen. Eine ähnliche Dämpfungsvorrichtung wird in EP 0 464 305 A1 beschrieben.

[0004] Bei beiden bekannten Dämpfungsvorrichtungen ist es für bestimmte Anwendungsfälle, d.h. bei bestimmten Ventileinrichtungen, nachteilig, daß die Dämpfungsvorrichtung bei einer gewollten Druckabsenkung oder Notabschaltung systembedingt mit der Dämpfungsfunktion Einfluß nimmt, obwohl bei dieser Druckabsenkung dieser Einfluß unerwünscht ist.

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Dämpfungsvorrichtung der eingangs genannten Art zu schaffen, die bei Bedarf einer Dämpfungsfunktion dämpfend arbeitet, bei gewollter Druckabsenkung jedoch funktionell ausgeschaltet ist. Die Dämpfungsvorrichtung soll systembedingt in der Lage sein, selbsttätig darauf anzusprechen, ob eine Dämpfungsfunktion oder eine unbeeinflusste Druckabsenkungsfunktion gebraucht wird.

[0006] Die gestellte Aufgabe wird mit den im Patentanspruch 1 enthaltenen Merkmalen gelöst.

[0007] Bei dieser Ausbildung und Anordnung des zweiten Umgehungsventils hält der Übersetzungskolben das Umgehungsventil in der Schließstellung, selbst wenn in der Steuerdruckleitung nur relativ geringer Druck herrscht. Die Dämpfdrossel wird nicht umgangen, sondern kommt in der vorbestimmten Weise zur Wirkung (Dämpfungsfunktion). Wird bei einer gewollten Druckabsenkung oder Notabschaltung der Druck in der Steuerdruckleitung weit abgesenkt oder vollständig abgebaut, dann läßt der Übersetzungskolben die selbsttätige Umsteuerung des Umgehungsventils in die Durchgangsstellung zu, in der sich der Druck direkt in die Abableitung abbaut. Weder der Durchflußwiderstand der Steuerdruckleitung noch ein Rest- oder Staudruck in der Steuerdruckleitung beeinflussen die Druckabsenkung. Die Dämpfdrossel wird nur dann umgangen. Die Dämpfungsvorrichtung ist selbsttätig in der Lage, anzusprechen, wenn eine Dämpfungsfunktion oder wenn eine Druckabsenkungsfunktion gebraucht wird, wobei die Dämpfungsfunktion die Druckabsenkungsfunktion nicht beeinflusst. Die Dämpfungsvorrichtung ist besonders geeignet für gegen den Druck in der Steuerdruckleitung durch eine Feder oder hydraulisch belastete Ventileinrichtungen, bei denen einerseits eine Abdämpfung von Druckschwingungen im Steuerkreis vorteilhaft ist, eine gewollte Druckabsenkung in der Steuerdruckleitung hingegen ohne jegliche Beeinflussung von im Steuerkreis enthaltenen Komponenten durchführbar sein soll.

[0008] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 2 wird durch die größere Beaufschlagungsfläche des Übersetzungskolbens eine Druckgrenze bestimmt, unterhalb derer die Dämpfungsfunktion schlagartig abgeschaltet wird. Der Übersetzungskolben gestattet es, die Dämpfungsvorrichtung genau auf die Amplitudengrößen der zu dämpfenden Druckschwingungen abzustimmen. Ist die Blockierfunktion des Übersetzungskolbens aufgehoben, dann ist praktisch kein Durchflußwiderstand mehr zur Abableitung vorhanden. Die Druck- und Strömungsverhältnisse in der Steuerdruckleitung spielen bei der Druckabsenkung an der Ventileinrichtung keine Rolle.

[0009] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 3 braucht der am Schließglied angreifende Druck nur den Bewegungswiderstand des Übersetzungskolbens zu überwinden. Es ergibt sich dadurch eine Schwarz-Weiß-Steuerung des Umgehungsventils.

[0010] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 4 wird alternativ eine Vorspannfeder eingesetzt, die der Übersetzungskolben für die Dämpfungsfunktion blockiert und ausschließlich bei der Druckabsenkungsfunktion zur Wirkung kommen läßt. Der Minimalwert der Vorspannung der Vorspannfeder ist zweckmäßigerweise so gewählt, und vorzugsweise einstellbar, daß die Druckabsenkungsfunktion für die Ventileinrichtung vorbestimmbar ist.

[0011] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 5 erfolgt die Druckabsenkung trotz schlagartigen Umschaltens des zweiten Umgehungsventils in die Durchgangsstellung gedämpft.

[0012] Eine weitere, besonders zweckmäßige Ausführungsform geht aus Anspruch 6 hervor. Über die Beipañleitung und die Kombination der Drosseldurchgänge strömt bei druckbeaufschlagter Steuerdruckleitung permanent Druckmittel ab, wobei aufgrund des größeren Drosselquerschnitts in der Beipañleitung eine hydraulische Untersetzung eingestellt ist. Die Drosselkombination mit der Beipañleitung verbessert die Dämpfungswirkung der Dämpfdrossel erheblich. Der Übersetzungskolben im zweiten Umgehungsventil ist mit seiner Beaufschlagungsfläche auf die eingestellte hydraulische Untersetzung abgestimmt, um diese beim Blockieren des Umgehungsventils zu kompensieren.

[0013] Die Ausführungsform gemäß Anspruch 7 ist baulich einfach und funktionssicher.

[0014] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 8 ist die Vorspannfeder platzsparend untergebracht.

[0015] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 9 wird eine zuverlässige Abdichtwirkung des Übersetzungskolbens bei gleichbleibend geringem Verschiebewiderstand gewährleistet.

[0016] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 10 werden Druckschwingungen in der Steuerdruckleitung für die gegen Druckschwingungen empfindliche Druckwaage oder den Zulaufregler gedämpft. Die Druckabsenkungsfunktion ist unbeeinflusst von der Dämpfungsfunktion. Es ergibt sich ein sauberes Regelverhalten der Druckwaage oder des Zulaufreglers.

[0017] Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 11 werden Druckschwingungen in der Steuerdruckleitung des Lasthalteventils wirksam abgedämpft. Bei einer gewollten Druckabsenkung nehmen jedoch die Komponenten der Dämpfungsvorrichtung keinen unerwünschten Einfluß, weil die Dämpfungsfunktion vollständig abgeschaltet ist. Dies ist besonders zweckmäßig bei einem lastdruckausgeglichene Lasthalteventil, wenn die Last ganz langsam angehalten wird.

[0018] Anhand der Zeichnung werden Ausführungsformen des Erfindungsgegenstandes erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 ein Blockschaltbild einer ersten Ausführungsform einer Dämpfungsvorrichtung,

Fig. 2 + 3 Längsschnitte alternativer Ausführungs-

formen zweiter Umgehungsventile, wie sie in den Fig. 1 und 4 bis 6 schematisch gezeigt sind,

5 Fig. 4 eine Blockschaltbild einer weiteren Ausführungsform einer Dämpfungsvorrichtung,

Fig. 5 ein Blockschaltbild einer hydraulischen Steuerung mit integrierter Dämpfungsvorrichtung der ersten Ausführungsform gemäß Fig. 1, und

10 Fig. 6 ein Blockschaltbild einer hydraulischen Steuerung mit einer Dämpfungsvorrichtung gemäß der zweiten Ausführungsform von Fig. 4.

[0019] In Fig. 1 ist an einen Steueranschluß 3 einer Ventileinrichtung 4 eine Steuerdruckleitung 1 angeschlossen, die Teil eines Steuerkreises S der Ventileinrichtung V ist. Die Ventileinrichtung V steuert oder regelt den Druck, die Menge oder eine Strömungsbewegung in einer Hauptleitung 4. Wie in den linksseitigen P/t-Diagrammen angedeutet ist, wird die Steuerdruckleitung 1 mit einem Steuerdruck p_l beaufschlagt, der nach einer bestimmten Charakteristik gesteuert wird. Der Verlauf des Steuerdrucks p_l soll am Steueranschluß 3 der Ventileinrichtung V im wesentlichen ungedämpft wirksam werden, um die Steuer- oder Regelfunktion der Ventileinrichtung V zu beeinflussen.

[0020] In hydraulischen Systemen von Mobilkränen, Hebevorrichtungen oder ähnlichen Einrichtungen treten häufig Druckschwingungen im System auf, die gemäß dem unteren linksseitigen Diagramm zwischen oberen und unteren Grenzen a und b mit mehreren Amplituden ablaufen, deren Ausmaß bekannt ist. Diese Druckschwingungen sollen zumindest weitgehend vom Steueranschluß 3 der Ventileinrichtung V ferngehalten werden und werden deshalb mittels einer Dämpfungsvorrichtung D in der Steuerdruckleitung 1 abgedämpft.

[0021] In der Steuerdruckleitung 1 ist eine, vorzugsweise einstellbare, Dämpfdrossel 2 enthalten, die in Druckübertragungsrichtung zum Steueranschluß 3 durch ein erstes Umgehungsventil 6, 7 in einer Leitungsschleife 5 der Steuerdruckleitung 1 umgehbar ist. Das erste Umgehungsventil 6, 7 ist ein zweckmäßigerweise vorgespanntes Rückschlagventil.

[0022] Zwischen einer von der Steuerdruckleitung 1 zwischen der Dämpfdrossel 2 und dem Steueranschluß 3 abzweigenden Leitung 9 und einer zu einem Tank T führenden Abaßleitung 9' ist ein zweites Umgehungsventil Z angeordnet, das in der gezeigten Durchgangsstellung die Dämpfdrossel 2 umgeht und Druckmittel vom Steueranschluß 3 direkt in den Tank T abströmen läßt. Eine Zweigleitung 8 der Steuerdruckleitung 1 ist an einen Steuerdruckleitungsanschluß des Umgehungsventils Z angeschlossen. Von der Leitung 9 zweigt eine

Vorsteuerleitung 10 zu einem dem Steuerdruckleitungsanschluß gegenüberliegenden Steueranschluß des Umgehungsventils Z ab.

[0023] Die Dämpfungsvorrichtung D gemäß Fig. 4 entspricht weitgehend der Dämpfungsvorrichtung von Fig. 1. Zusätzlich ist jedoch eine von der Steuerdruckleitung 1 an einer Abzweigung 12 abzweigende Beipaßleitung 11 zum Tank T vorgesehen, in der ein Stördrosseldurchgang 14 enthalten ist. An der der Dämpfdrossel 2 abgewandten Seite der Abzweigung 12 ist in der Steuerdruckleitung 1 ein Drosseldurchgang 13 vorgesehen. Der Drosselquerschnitt des Stördrosseldurchgangs 14 ist größer als der Drosselquerschnitt des Drosseldurchgangs 13. Aus der Steuerdruckleitung 1 kann über die Beipaßleitung 11 ständig Druckmittel zum Tank abströmen, um die Dämpfungswirkung der Dämpfungsvorrichtung D gegenüber der der Fig. 1 zu verbessern. Weiterhin ist im Unterschied zur Ausführungsform gemäß Fig. 1 in der Leitung 9 stromauf des zweiten Umgehungsventils Z und parallel zur Dämpfdrossel 2 eine Hilfsdämpfdrossel H vorgesehen, die einen Druckabbau bei schlagartigem Aufsteuern des zweiten Umgehungsventils Z dämpft bzw. verzögert. Die Hilfsdämpfdrossel H kann in den Fig. 1 und 4 wahlweise vorgesehen oder weggelassen werden.

[0024] In beiden Dämpfungsvorrichtungen gemäß den Fig. 1 und 4 kann das zweite Umgehungsventil Z entweder gemäß Fig. 2 oder gemäß Fig. 3 ausgebildet sein.

[0025] Bei dem zweiten Umgehungsventil Z gemäß Fig. 2 ist in einem Gehäuse 15 eine Innenbohrung 16 vorgesehen, in der eine Führungsbuchse 17 mit einem Stopfen 19 festgelegt ist, die eine innere Kammer 18 definiert. In der Kammer 18 ist ein Übersetzungskolben K abgedichtet verschieblich geführt. Der mittlere Bereich der Kammer 18 ist über einen Ventilsitz 20 mit der Leitung 9 verbunden. Die linke Kammerseite ist mit dem Steuerdruckleitungsanschluß 8 verbunden. In der Mitte der Kammer 18 ist seitlich die Abblaßleitung 9' angeschlossen. Dem Ventilsitz 20 ist ein als Kugel ausgebildetes Schließglied 21 zugeordnet, das der Übersetzungskolben 21 direkt beaufschlagt. Der Übersetzungskolben K hat eine gegenüber der Beaufschlagungsfläche d im Ventilsitz 20 größere Beaufschlagungsfläche c und trennt den Steuerdruckleitungsanschluß 8 von der Abblaßleitung 9'. Das Flächenverhältnis d:c kann zum Beispiel bei 1:3 liegen.

[0026] Das zweite Umgehungsventil Z gemäß Fig. 3 entspricht weitgehend der Ausführungsform der Fig. 2. Zusätzlich ist in der Hülse 17 eine Vorspannfeder 22 für das Schließglied 21 vorgesehen, deren Vorspannung durch den Übersetzungskolben K zwischen einem Minimalwert und einem Maximalwert, vorzugsweise einer totalen Blockierung, des Schließglieds 21, veränderbar ist.

Funktion in Fig. 1:

[0027] In Fig. 1 ist die Steuerdruckleitung 1 drucklos. Das zweite Umgehungsventil Z steht in der Durchgangsstellung. Der Steueranschluß 3 ist über die Leitung 9 und die Abblaßleitung 9' zum Tank druckentlastet. Wird gemäß dem linksseitigen oberen Diagramm ein Steuerdruck pl eingesteuert, so geht das zweite Umgehungsventil Z durch den Übersetzungskolben K in die Schließstellung. Das erste Umgehungsventil 6, 7 öffnet ab Erreichen seiner Vorspannung. Die Druckanhebung wird am Steueranschluß 3 wirksam. Bis zum Ansprechen der Vorspannfeder des ersten Umgehungsventils 6, 7 passiert das Druckmittel die Dämpfdrossel 2.

[0028] Wird eine Druckabsenkung in der Steuerdruckleitung 1 eingesteuert, dann sperrt das erste Umgehungsventil 6, 7. Das zweite Umgehungsventil Z geht in die dargestellte Durchgangsstellung, sobald der Druck in der Steuerdruckleitung 1 so weit gefallen ist, daß der Druck am Steueranschluß 3 über die Beaufschlagungsfläche d das Schließglied 21 vom Sitz 20 abzuheben vermag. Der Steueranschluß 3 wird über die Leitung 9 und die Abblaßleitung 9' direkt zum Tank entlastet. Verbleibt in der Steuerdruckleitung ein Restdruck bzw. baut sich der Steuerdruck pl nur langsam ab, so hat dies auf die Druckentlastung des Steueranschlusses keinen Einfluß.

[0029] Treten im Steuerdruck p1 Druckschwingungen gemäß dem linksseitigen unteren Diagramm auf, dann werden diese bei in der Schließstellung bleibendem zweiten Umgehungsventil Z über die Dämpfdrossel 2 und das erste Umgehungsventil 6, 7 abgedämpft.

[0030] Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 4 strömt bei Druckbeaufschlagung der Steuerdruckleitung 1 über die Beipaßleitung 11 Druckmittel ab, was sich als hydraulische Untersetzung am Steueranschluß 3 bemerkbar macht. Die Dämpfdrossel 2 und das erste Umgehungsventil 6, 7, arbeiten beim Dämpfen in der vorerwähnten Weise. Das zweite Umgehungsventil Z bleibt bei Druckschwingungen in der Schließstellung. Wird hingegen eine Druckabsenkung eingesteuert, dann öffnet in der vorerwähnten Weise das zweite Umgehungsventil Z zum Tank. Der Druck am Steueranschluß 3 wird zügig abgesenkt, wobei die gegebenenfalls vorgesehene Hilfsdämpfdrossel H beim schlagartigen Umsteuern des zweiten Umgehungsventils Z dämpfend wirkt. Sollte sich der Restdruck in der Steuerdruckleitung 1 nur langsam absenken oder ein Staudruck entstehen, so hat dies keinen Einfluß auf die Druckabsenkung am Steueranschluß 3. Ein Restdruck wird über die Beipaßleitung 11 verzögert abgebaut, so daß schließlich die Steuerdruckleitung 1 ebenfalls drucklos wird.

[0031] Bei Auftreten von Druckschwingungen kooperieren die Dämpfdrossel 2, das erste Umgehungsventil 6, 7 und die Beipaßleitung 11 mit der Drosselkombination 13, 14, so daß die Druckschwingungen am Steueranschluß 3 kaum oder überhaupt nicht wirksam werden.

[0032] Der auf die Amplituden abgestimmte Übersetzungskolben K hält das zweite Umgehungsventil Z gesperrt.

[0033] In Fig. 5 ist die Dämpfungsvorrichtung D von Fig. 1 in den Steuerkreis S einer Druckwaage bzw. eines Zulaufreglers V eines Wegesteuerventils W eingesetzt, und zwar in die Steuerdruckleitung 1, die mit einem vom Lastdruck in einem Hydroverbraucher 27 abgeleiteten Steuerdruck beaufschlagt wird. Der Zulaufregler oder die Druckwaage V ist in der Hauptleitung 4 angeordnet, die von einer Pumpenleitung 23 abzweigt und zum Wegesteuerventil W führt. Vom Wegesteuerventil W führen Arbeitsleitungen 25, 26 zum Hydroverbraucher 27. Von den Arbeitsleitungen 25 und/oder 26 bzw. im Wegesteuerventil W wird der Steuerdruck bei 28 abgegriffen, der ggfs. wie der Lastdruck schwingen kann, und dazu dient, über den Zulaufregler V aus der Pumpenleitung 23 die Menge abzunehmen, die das Wegesteuerventil W zum lastdruckunabhängigen Bewegen des Hydroverbrauchers benötigt. Der Zulaufregler bzw. die Druckwaage V könnte auch zwischen der Druckquelle und der Pumpenleitung 23 angeordnet sein. Der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung ließe sich auch zur Regelung einer Regelpumpe benutzen, wobei die Dämpfungsvorrichtung D (gemäß Fig. 1 oder 4) in der jeweiligen Steuerdruckleitung vorgesehen wird.

[0034] Die Druckwaage oder der Zulaufregler V regelt die dem Wegesteuerventil W zugeführte Druckmittelmengemenge in Abhängigkeit von der Relation zwischen dem in einer Vorsteuerleitung 29 ein Regelglied 30 beaufschlagenden Steuerdruck und dem im Steueranschluß 3 eingesteuerten Steuerdruck, wobei dem Steueranschluß 3 zusätzlich eine Regelfeder 31 zugeordnet sein kann. Der Zulaufregler oder die Druckwaage V hält dank der gegeneinander wirkenden Drücke bei 3 und 29 die über den Wegesteuerschieber je nach dessen Auslenkung eingesteuerte Druckdifferenz konstant, so daß sich die Geschwindigkeit des Hydroverbrauchers 27 unabhängig von der Last steuern läßt.

[0035] In Fig. 6 ist die Dämpfungsvorrichtung D gemäß Fig. 4 in den Steuerkreis S einer Steuervorrichtung eingesetzt, die zum Steuern des Hydromotors 27 über die beiden Arbeitsleitungen 25, 26 mittels eines Wegesteuerventils W dient. In der Arbeitsleitung 25 ist ein hydraulisch gegen Federkraft (Feder (34) auf steuerbares Lasthalteventil 32 angeordnet, das in der durch einen Pfeil angedeuteten Strömungsrichtung durch die Feder 34 zugesteuert und durch den in der Steuerdruckleitung 1 aus der anderen Arbeitsleitung 26 abgegriffenen Steuerdruck aufgesteuert wird. In Strömungsrichtung zum Hydroverbraucher 27 wird das Lasthalteventil 32 mit einem Rückschlagventil 33 umgangen. In der dargestellten Mittelstellung des Wegesteuerventils W hält das Lasthalteventil 32 die Last des Hydroverbrauchers 27. Zum Bewegen des Hydroverbrauchers 27 unter der Last wird die Arbeitsleitung 26 druckbeaufschlagt, um das Lasthalteventil 32 so weit aufzusteuern, wie es der Auslenkstellung des Wegesteuerventils entspricht.

Druckschwingungen, die aus Lastbewegungen oder aus einer raschen Aufsteuerung des Lasthalteventils 32 resultieren können, werden von der Dämpfungsvorrichtung vom Steueranschluß 3 ferngehalten. Um die Last punktgenau anhalten zu können, wird die Dämpfungsfunktion bei einer gewollten Druckabsenkung in der Steuerdruckleitung 1 ausgeschaltet und wird Druckanschluß 3 über das Umgehungsventil Z und die Abbläuleitung 9' direkt zum Tank druckentlastet. Die Dämpfungsvorrichtung D enthält das erste Umgehungsventil 6, um die Aufsteuerbewegung des Lasthalteventils 32 nicht unzulässig durch die Dämpfdrossel 2 zu dämpfen. Die Hilfsdämpfdrossel H ist ggfs. vorgesehen, um beim schlagartigen Umschalten des Umgehungsventils Z in die Durchgangsstellung ein schlagartiges Anhalten der Last zu verhindern. Die Hilfsdämpfdrossel H könnte gegebenenfalls weggelassen werden.

20 Patentansprüche

1. Hydraulische Dämpfungsvorrichtung (D) für Druckschwingungen in einer Steuerdruckleitung (1) einer druckabhängig gesteuerten Ventileinrichtung (V), die gegen den Druck in der Steuerdruckleitung stell- oder regelkraftbetätigt ist, mit wenigstens einer Dämpfdrossel (2) in der Steuerdruckleitung, mit einem in Druckübertragungsrichtung zur Ventileinrichtung öffnenden ersten Umgehungsventil (6), und mit einem in der Gegenrichtung öffnenden zweiten Umgehungsventil (Z), jeweils zum Umgehen der Dämpfdrossel (2), **dadurch gekennzeichnet**, daß das zweite Umgehungsventil (Z) zwischen einem Steueranschluß (3) der Ventileinrichtung (V) und einer Abbläuleitung (9') angeordnet ist und in Druckübertragungsrichtung zur Abbläuleitung (9') in eine Durchgangsstellung schaltbar ist, und daß im zweiten Umgehungsventil (Z) ein aus der Steuerdruckleitung (1) beaufschlagbarer Übersetzungskolben (K) vorgesehen ist, der das zweite Umgehungsventil (Z) mit der Druckdifferenz zwischen der Steuerdruckleitung (1) und der Abbläuleitung (9) in Schließrichtung beaufschlagt.
2. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß das zweite Umgehungsventil (Z) ein in Öffnungsrichtung zur Abbläuleitung (9') mit Druck am Steueranschluß (3) auf einer ersten Beaufschlagungsfläche (d) belastbares Schließglied (21) und den am Schließglied (21) in Schließrichtung angreifenden Übersetzungskolben (K) aufweist, der auf einer zweiten Beaufschlagungsfläche (c) mit dem Druck in der Steuerdruckleitung (1) beaufschlagbar ist, und daß die zweite Beaufschlagungsfläche (c) größer ist als die erste Beaufschlagungsfläche (d).
3. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 2, **dadurch**

gekennzeichnet, daß der Übersetzungskolben (K) direkt am Schließglied (21) angreift.

4. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Übersetzungskolben (K) an einer Vorspannfeder (22) des Schließgliedes (21) angreift, und daß die in Schließrichtung das Schließglied (21) belastende Vorspannung der Vorspannfeder (22) mit dem Übersetzungskolben (K) zwischen vorbestimmten Minimal- und Maximalwerten variierbar ist.
5. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwischen dem zweiten Umgehungsventil (Z) und dem Steueranschluß (3) eine zur Dämpfdrossel (2) parallele Hilfsdämpfdrossel (H) vorgesehen ist.
6. Dämpfungsvorrichtung nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß an der dem Steueranschluß (3) abgewandten Seite der Dämpfdrossel (2) eine einen Stördrosseldurchgang (14) enthaltende Beipaßleitung (11) von der Steuerdurchgangsleitung abzweigt, und daß an der der Dämpfdrossel (2) abgewandten Seite der Abzweigung (12) der Beipaßleitung (11) in der Steuerdruckleitung (1) ein Drosseldurchgang (13) vorgesehen ist, dessen Drosselquerschnitt kleiner als der Drosselquerschnitt des Stördrosseldurchgangs (14) ist.
7. Dämpfungsvorrichtung nach den Ansprüchen 2 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß das zweite Umgehungsventil (Z) eine Steuerkammer (18) für den Übersetzungskolben (K) aufweist, die axial über einen Ventilsitz (20) mit dem Steueranschluß (3) der Ventileinrichtung (V), an ihrer dem Ventilsitz (20) abgewandten Kammerseite mit der Steuerdruckleitung (1), und zwischen dem Ventilsitz (20) und der dem Ventilsitz (20) abgewandten Kammerseite mit der Ablaßleitung (9') verbunden ist, daß die Kammer (18) einen der zweiten Beaufschlagungsfläche (d) entsprechenden, gegenüber dem Ventilsitz (20) größeren Querschnitt aufweist, daß der Übersetzungskolben (K) in der Kammer (18) abgedichtet verschieblich geführt ist und die Ablaßleitung (9') und den Ventilsitz (20) von einem Steuerdruckleitungsanschluß (8) trennt, und daß das Schließglied (21) eine Kugel ist, die an der dem Übersetzungskolben (K) zugewandten Seite des Ventilsitzes (20) in der Kammer (18) angeordnet ist.
8. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Vorspannfeder (22) des Schließgliedes (21) zwischen dem Übersetzungskolben (K) und dem Schließglied (21) in der Kammer (18) angeordnet ist.

9. Dämpfungsvorrichtung nach den Ansprüchen 7 und 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Übersetzungskolben (K) in einer die Kammer (18) begrenzenden Führungsbuchse (17) angeordnet ist.
10. Dämpfungsvorrichtung nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Dämpfungsvorrichtung (D) in der Steuerdruckleitung (1) einer gegen den Druck in der Steuerdruckleitung (1) hydraulisch und/oder durch eine Feder stellkraft-betätigten Druckwaage oder eines Zulaufreglers (V) eines Wegesteuerventils (W) für wenigstens einen Hydroverbraucher (27) angeordnet ist, und daß die Steuerdruckleitung (1) mit einem variablen Steuerdruck (P1) beaufschlagbar ist der vom Wegesteuerventil (W) im im Hydroverbraucher (27) eingesteuerten Lastdruck abgegriffen wird.
11. Dämpfungsvorrichtung nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Dämpfungsvorrichtung (D) in der Steuerdruckleitung (1) eines hydraulisch zumindest gegen Federdruck aufsteuerbaren Lasthalteventils (V) angeordnet ist, das in einer über ein Wegesteuerventil (W) einen Hydroverbraucher (27) versorgenden Arbeitsleitung (25) vorgesehen und über die Steuerdruckleitung (1) aus einer anderen Arbeitsleitung (26) des Hydroverbrauchers (27) aufsteuerbar ist.

Claims

1. Hydraulic damping device (D) for damping pressure oscillations in a control pressure line (1) of a valve device (V) which is controlled in a pressure-dependent manner and is actuated by actuating or regulating force against the pressure in the control pressure line, having at least one damping restrictor (2) in the control pressure line, having a first bypass valve (6), which opens towards the valve device in the pressure transfer direction, and having a second bypass valve (Z), which opens in the opposite direction, in each case for bypassing the damping restrictor (2), characterized in that the second bypass valve (Z) is arranged between a control port (3) of the valve device (V) and an outlet line (9') and can be switched into an open position towards the outlet line (9') in the pressure transfer direction, and in that in the second bypass valve (Z) there is a transmission piston (K) which can be acted on from the control pressure line (1) and acts on the second bypass valve (Z) in the closure direction using the pressure difference between the control pressure line (1) and the outlet line (9).
2. Damping device according to Claim 1, characterized in that the second bypass valve (Z) has a clo-

sure member (21), to a first application surface (d) of which pressure in the opening direction towards the outlet line (9') can be applied at the control port (3), and the transmission piston (K), which acts on the closure member (21) in the closure direction and to a second application surface (c) of which the pressure in the control pressure line (1) can be applied, and in that the second application surface (c) is larger than the first application surface (d).

3. Damping device according to Claim 2, characterized in that the transmission piston (K) acts directly on the closure member (21).

4. Damping device according to Claim 2, characterized in that the transmission piston (K) acts on a prestressing spring (22) of the closure member (21), and in that the prestressing load which the prestressing spring (22) applies to the closure member (21) in the closure direction can be varied, by means of the transmission piston (K), between predetermined minimum and maximum values.

5. Damping device according to Claim 1, characterized in that an auxiliary damping restrictor (H), which is connected in parallel with the damping restrictor (2), is provided between the second bypass valve (Z) and the control port (3).

6. Damping device according to at least one of Claims 1 to 5, characterized in that a bypass line (11), which contains an interfering restrictor opening (14), branches off from the control passage line on that side of the damping restrictor (2) which is remote from the control port (3), and in that a restrictor opening (13), the restrictor cross section of which is smaller than the restrictor cross section of the interfering restrictor opening (14), is provided in the control pressure line (1) on that side of the point (12) where the bypass line (11) branches off which is remote from the damping restrictor (2).

7. Damping device according to Claims 2 to 4, characterized in that the second bypass valve (7) has a control chamber (18) for the transmission piston (K), which chamber is connected to the control port (3) of the valve device (V) axially via a valve seat (20), to the control pressure line (1) on that side of the chamber which is remote from the valve seat (20), and to the outlet line (9') between the valve seat (20) and that side of the chamber which is remote from the valve seat (20), in that the chamber (18) has a larger cross section, corresponding to the second application surface (d), than the valve seat (20), in that the transmission piston (K) is displaceably guided, in a sealed manner, inside the chamber (18) and separates the outlet line (9') and the valve seat (20) from a control pressure line port (8), and

in that the closure member (21) is a ball which is arranged in the chamber (18) on that side of the valve seat (20) which faces towards the transmission piston (K).

8. Damping device according to Claim 7, characterized in that the prestressing spring (22) of the closure member (21) is arranged in the chamber (18) between the transmission piston (K) and the closure member (21).

9. Damping device according to Claims 7 and 8, characterized in that the transmission piston (K) is arranged in a guide bush (17) which delimits the chamber (18).

10. Damping device according to at least one of Claims 1 to 9, characterized in that the damping device (D) is arranged in the control pressure line (1) of a pressure balance which is actuated by hydraulic and/or spring-produced actuating force against the pressure in the control pressure line (1) or of an admission regulator (V) of a directional control valve (W) for at least one hydraulic consumer (27), and in that a variable control pressure (P1) which can be taken from the directional control valve (W) in the load pressure set in the hydraulic consumer (27) can be applied to the control pressure line (1).

11. Damping device according to at least one of Claims 1 to 8, characterized in that the damping device (D) is arranged in the control pressure line (1) of a load-holding valve (V) which can be opened hydraulically at least against spring pressure, is provided in a working line (25) which supplies a hydraulic consumer (27) via a directional control valve (W) and can be opened, via the control pressure line (1), from another working line (26) of the hydraulic consumer (27).

Revendications

1. Dispositif d'amortissement hydraulique (D) pour des oscillations de pression dans une conduite de pression de commande (1) d'un dispositif à soupape (V) commandé en fonction de la pression, qui est actionné par une force de réglage ou de commande contre la pression dans la conduite de pression de commande, avec au moins une soupape d'étranglement d'amortissement (2) dans la conduite de pression de commande, avec une première soupape de contournement (6) s'ouvrant dans le sens de transfert de pression vers le dispositif à soupape, et avec une seconde soupape de contournement (Z) s'ouvrant dans le sens opposé, respectivement pour contourner la soupape d'étranglement d'amortissement (2), **caractérisé en ce que**

la seconde soupape de contournement (Z) est disposée entre un branchement de commande (3) du dispositif à soupape (V) et une conduite de décharge (9') et peut être commutée dans une position de passage dans le sens de transfert de pression vers la conduite de décharge (9'), et en ce que, dans la seconde soupape de contournement (Z), il est prévu un piston de démultiplication (K) pouvant être alimenté à partir de la conduite de pression de commande (1), lequel piston de démultiplication alimente la seconde soupape de contournement (Z) avec la pression différentielle entre la conduite de pression de commande (1) et la conduite de décharge (9) dans le sens de fermeture.

2. Dispositif d'amortissement selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la seconde soupape de contournement (Z) présente un élément de fermeture (21) pouvant recevoir dans le sens d'ouverture vers la conduite de décharge (9') sur une première surface d'alimentation (d) la pression régnant au branchement de commande (3) et le piston de démultiplication (K) agissant sur l'élément de fermeture (21) dans le sens de fermeture, lequel piston de démultiplication peut recevoir sur une seconde surface d'alimentation (c) la pression régnant dans la conduite de pression de commande (1), et en ce que la seconde surface d'alimentation (c) est plus grande que la première surface d'alimentation (d).
3. Dispositif d'amortissement selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** le piston de démultiplication (K) agit directement sur l'élément de fermeture (21).
4. Dispositif d'amortissement selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** le piston de démultiplication (K) agit sur un ressort de précontrainte (22) de l'élément de fermeture (21), et en ce que la précontrainte du ressort de précontrainte (22) s'appliquant à l'élément de fermeture (21) dans le sens de fermeture peut être modulée par le piston de démultiplication (K) entre une valeur minimale et une valeur maximale prédéterminées.
5. Dispositif d'amortissement selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'il** est prévu entre la seconde soupape de contournement (Z) et le branchement de commande (3) une soupape d'étranglement d'amortissement auxiliaire (H) parallèle à la soupape d'étranglement d'amortissement (2).
6. Dispositif d'amortissement selon au moins l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** sur le côté de la soupape d'étranglement d'amortissement (2) détourné du branchement de commande (3) une conduite de dérivation (11) comportant un passage d'étranglement d'anomalie (14) bifurque de la conduite de passage de commande, et en ce

qu'il est prévu un passage d'étranglement (13) dans la conduite de pression de commande (1) du côté de l'embranchement (12) de la conduite de dérivation (11) détourné de la soupape d'étranglement d'amortissement (2), passage d'étranglement dont la section d'étranglement est plus petite que la section d'étranglement du passage d'étranglement d'anomalie (14).

7. Dispositif d'amortissement selon les revendications 2 à 4, **caractérisé en ce que** la seconde soupape de contournement (Z) présente une chambre de commande (18) pour le piston de démultiplication (K), qui est reliée axialement par l'intermédiaire d'un siège de soupape (20) au branchement de commande (3) du dispositif à soupape (V), sur son côté de chambre détourné du siège de soupape (20) à la conduite de pression de commande (1), et entre le siège de soupape (20) et le côté de chambre détourné du siège de soupape (20) à la conduite de décharge (9'), en ce que la chambre (18) présente une section, correspondant à la seconde surface d'alimentation (d), supérieure au siège de soupape (20), en ce que le piston de démultiplication (K) est guidé en translation de manière étanche dans la chambre (18) et sépare la conduite de décharge (9') et le siège de soupape (20) d'un branchement de conduite de pression de commande (8), et en ce que l'élément de fermeture (21) est une sphère, qui est disposée dans la chambre (18) sur le côté du siège de soupape (20) tourné vers le piston de démultiplication (K).
8. Dispositif d'amortissement selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** le ressort de précontrainte (22) de l'élément de fermeture (21) est disposé entre le piston de démultiplication (K) et l'élément de fermeture (21) dans la chambre (18).
9. Dispositif d'amortissement selon les revendications 7 et 8, **caractérisé en ce que** le piston de démultiplication (K) est disposé dans une douille de guidage (17) délimitant la chambre (18).
10. Dispositif d'amortissement selon au moins l'une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** le dispositif d'amortissement (D) est disposé dans la conduite de pression de commande (1) d'une balance de pression ou d'un régulateur d'arrivée (V) d'une soupape de distribution (W) pour au moins un consommateur hydraulique (27), balance de pression ou régulateur d'arrivée actionné(e) par une force de commande hydrauliquement et/ou par un ressort contre la pression régnant dans la conduite de pression de commande (1), et en ce que la conduite de pression de commande (1) peut être alimentée avec une pression de commande (P1) variable, qui est prélevée par la soupape de distribution (W)

dans la pression de charge introduite dans le consommateur hydraulique (27).

11. Dispositif d'amortissement selon au moins l'une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** le dispositif d'amortissement (D) est disposé dans la conduite de pression de commande (1) d'une soupape de retenue de charge (V) pouvant être ouverte hydrauliquement au moins contre la pression de res-
sort, qui est prévue dans une conduite de travail
(25) alimentant par l'intermédiaire d'une soupape
de distribution (W) un consommateur hydraulique
(27) et qui peut être ouverte par l'intermédiaire de
la conduite de pression de commande (1) à partir
d'une autre commande de travail (26) du consom-
mateur hydraulique (27).

20

25

30

35

40

45

50

55

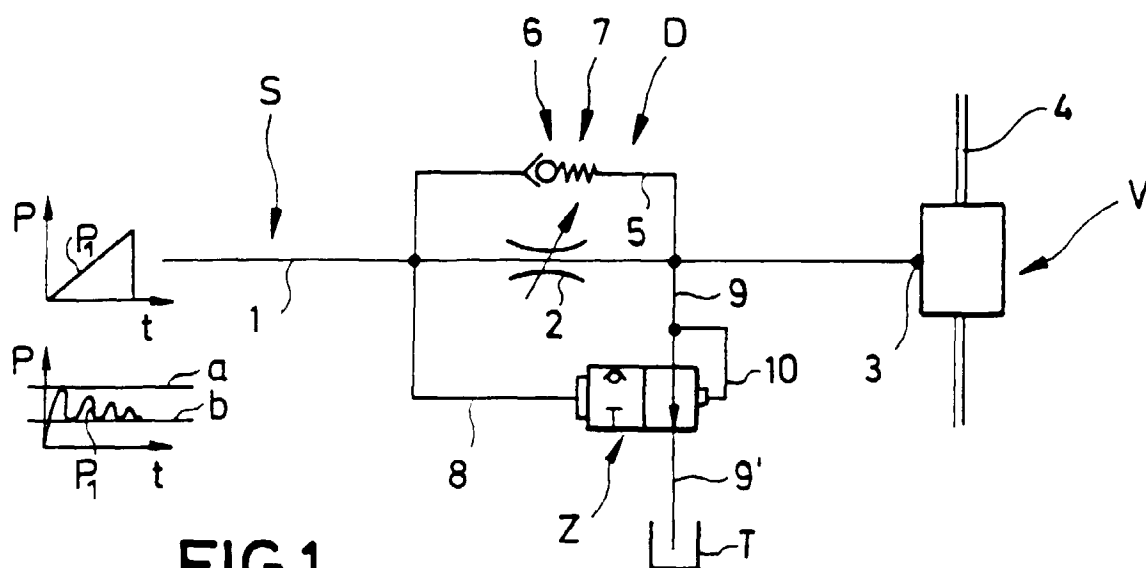


FIG.1

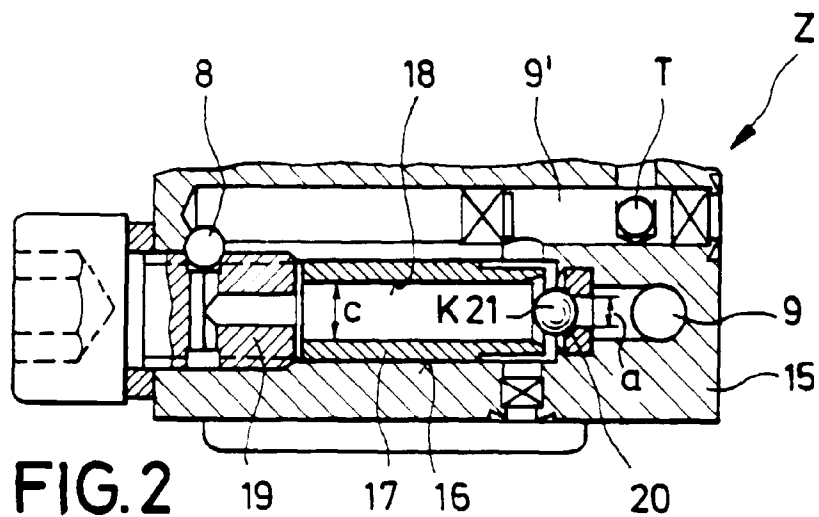


FIG. 2

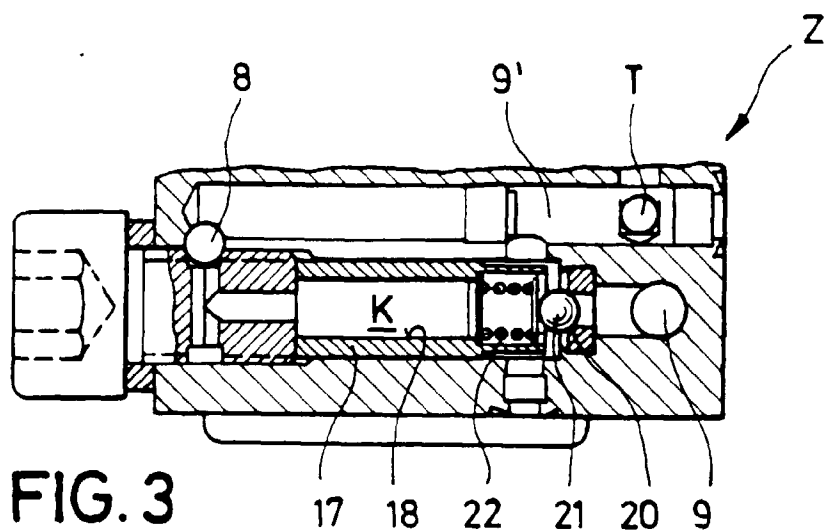


FIG. 3

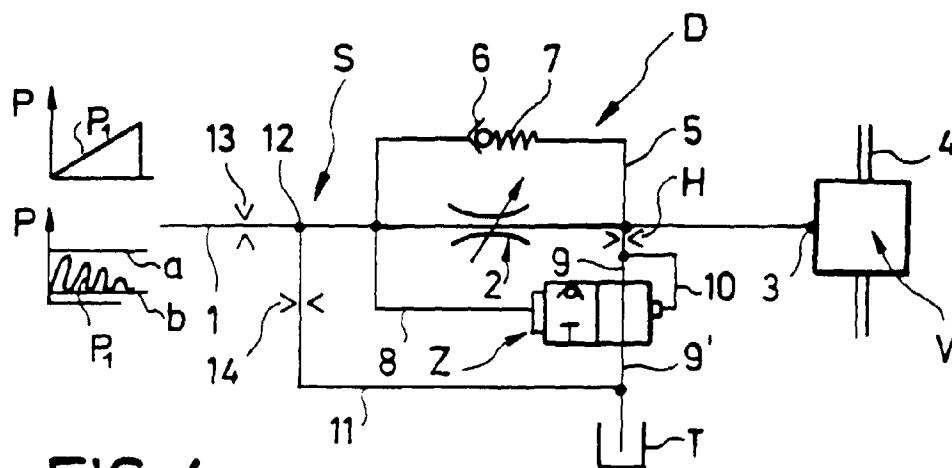


FIG. 4

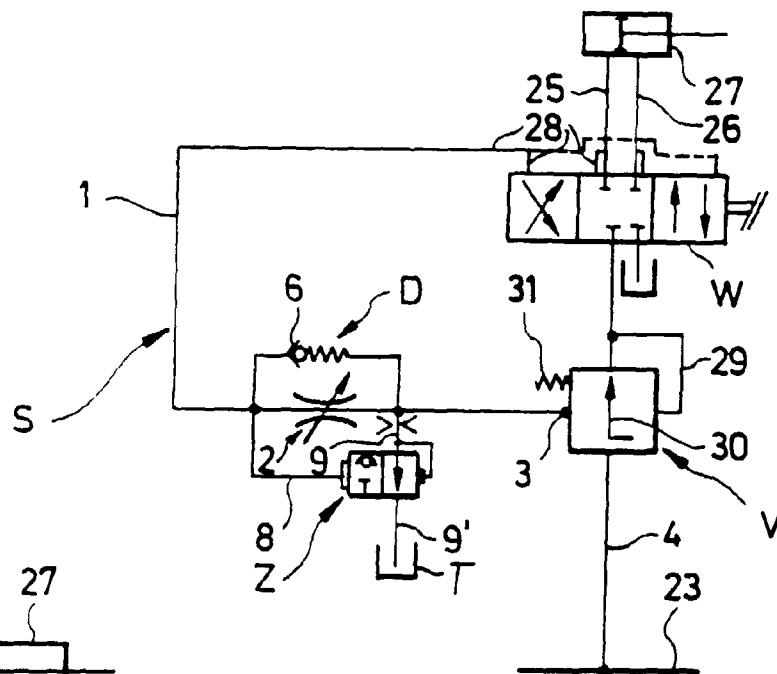


FIG. 5

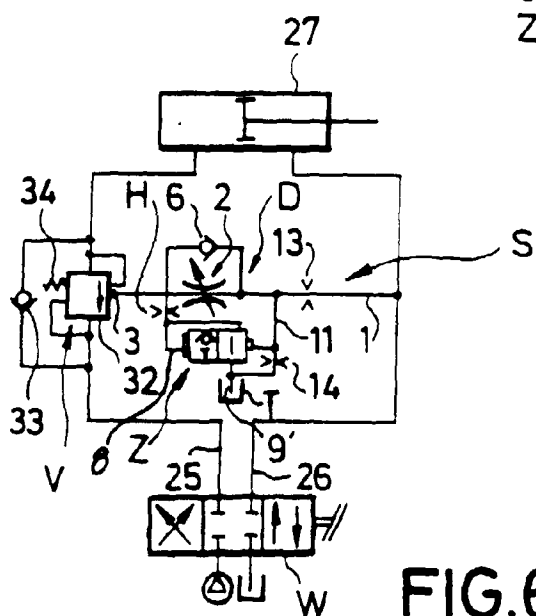


FIG. 6