

19



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets

11

Veröffentlichungsnummer:

**0 074 419
B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

45

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
08.01.86

51

Int. Cl.: **H 01 H 33/34, F 15 B 13/01**

21

Anmeldenummer: **81107195.0**

22

Anmeldetag: **11.09.81**

54

Elektrischer Hochleistungsschalter mit hydraulischer Betätigungsvorrichtung.

43

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
23.03.83 Patentblatt 83/12

73

Patentinhaber: **Heilmeyer & Weinlein Fabrik für
Oel-Hydraulik GmbH & Co. KG, Neumarkter Strasse 26,
D-8000 München 80 (DE)**

45

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
08.01.86 Patentblatt 86/2

72

Erfinder: **Brunner, Rudolf, Wankstrasse 23,
D-8011 Baldham (DE)**
Erfinder: **Zenker, Siegfried, Lindenstrasse 32,
D-8011 Kirchseeon (DE)**

84

Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB IT LI LU NL SE

74

Vertreter: **Patentanwälte Grünecker, Dr. Kinkeldey, Dr.
Stockmair, Dr. Schumann, Jakob, Dr. Bezold, Meister,
Hilgers, Dr. Meyer-Plath, Maximilianstrasse 58,
D-8000 München 22 (DE)**

56

Entgegenhaltungen:
**DE - A - 2 213 244
DE - A - 3 004 599
DE - B - 2 831 808
DE - U - 7 240 231**

EP 0 074 419 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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

Die Erfindung betrifft einen elektrischen Hochleistungsschalter der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 oder des unabhängigen Patentanspruchs 2 angegebenen Art.

An solche Hochleistungsschalter werden beim Öffnen ausserordentliche Anforderungen gestellt. Der Öffnungsvorgang muss in wenigen msek. vollständig abgeschlossen sein, da bei einer langsamen Öffnungsbewegung die anliegende elektrische Leistung zu einem Zerstören des Schalters oder zu einer Explosion führen könnte. Ein weiteres, wichtiges Kriterium bei der Konzeption solcher Schalter und ihrer hydraulischen Betätigungsvorrichtung ist die Forderung, dass der Schalter bei Ausfall der hydraulischen Versorgung oder bei einer neuerlichen Inbetriebnahme der hydraulischen Druckversorgung nach einem Ausfall in der Stellung zu verharren hat, in der er zuvor war.

Bei einem aus der DE-B2-8 31 808 bekannten Hochleistungsschalter sind im Sitzventil an beiden Enden des Ventilkörpers die kolbenartigen Ansätze mit unterschiedlichen Durchmessern und verschiedenen grossen Beaufschlagungsflächen ausgebildet. Die Beaufschlagungsfläche des in die eine Steuerkammer ragenden Ansatzes ist kleiner als die Beaufschlagungsfläche des anderen in die andere Steuerkammer ragenden Ansatzes. Die letztgenannte Steuerkammer ist über ein druckvorgesteuertes Hilfsventil dann mit der Hochdruckquelle in Verbindung, wenn der Ventilkörper in seine zweite Sperrstellung verschoben werden soll. Damit zu einer Bewegung des Ventilkörpers in die erste Sperrstellung der Druck am ersten Ansatz den Gegendruck vom zweiten Ansatz überwinden kann, muss über das Hilfsventil die Steuerkammer mit dem Rücklauf verbunden werden, in die der zweite Ansatz ragt. Für die Bewegung des Ventilkörpers reichen zwar kleine Hydraulikvolumina aus, so dass verhältnismässig kurze Schaltzeiten möglich sind, jedoch ist die hydraulische Steuerung des Sitzventiles baulich ausserordentlich aufwendig, da eine Vielzahl verschiedenartiger Hilfsventile, die in Abhängigkeit von der Bewegung des Differentialkolbenantriebs einerseits bzw. durch Schaltmagneten andererseits angesteuert werden, erforderlich ist. Der komplexe Aufbau der Steuervorrichtung ist nicht nur teuer, sondern birgt auch die Gefahr in sich, dass bereits bei einem geringfügigen Fehler infolge der vielen beweglichen Elemente und Dichtstellen das ordnungsgemässe Öffnen und Schliessen des Schalters in Frage gestellt wird. Der Differentialkolbenantrieb ist infolge seiner Vorsteueraufgabe für das Sitzventil aufwendig aufgebaut. Verzögerungen im Signalübertragungsweg lassen sich insbesondere beim Öffnen des Schalters nicht vermeiden, so dass die tatsächlich realisierbare Öffnungszeit nicht ausreichend kurz ist. Dazu kommt, dass infolge der insgesamt fünf verschiedenen gross dimensionierten Beaufschlagungsflächen des Ventilkörpers dieser

wie auch die Gehäusebohrung des Sitzventiles kompliziert herstellbar sind.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Hochleistungsschalter der eingangs genannten Art zu schaffen, der in seinem konstruktiven Aufbau möglichst einfach ist und der bei Auftreten des entsprechenden Signals praktisch unverzögert geöffnet wird.

Die gestellte Aufgabe wird erfindungsgemäss entweder durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 oder durch die im kennzeichnenden Teil des unabhängigen Patentanspruches 2 angegebenen Merkmale gelöst.

Bei der Lösung gemäss Patentanspruch 1 hat der weitere Dichtungs- und Führungsabschnitt des Ventilkörpers eine Druckausgleichswirkung für den Ventilkörper, so dass dieser in jeder Sperrstellung axial entlastet ist. Die Stellkräfte zum Verschieben des Ventilkörpers zwischen den beiden Sperrstellungen werden ausschliesslich durch die Beaufschlagung der beiden Ansätze erzeugt. Da die eine Steuerkammer in die der Ansatz mit der kleineren Beaufschlagungsfläche ragt, ständig an die Hochdruckquelle angeschlossen ist, braucht nur die andere Steuerkammer durch die Steuerventile überwacht zu werden, wobei allerdings zwei Hilfssteuerventile ausreichen, die dann wechselseitig betätigt werden. Insbesondere beim Öffnen des Schalters entlastet ein Hilfssteuerventil die Steuerkammer schlagartig, so dass der ständig am anderen Ansatz wirkende Druck der Hochdruckquelle den Ventilkörper schlagartig verschiebt, worauf der Differentialkolbenantrieb mit einer schlagartigen Öffnungsbewegung reagiert. Das Sitzventil ist baulich einfach, da es für den Ventilkörper nur eine mit gleichem Durchmesser durchlaufende Gehäusebohrung benötigt. Auch der Ventilkörper lässt sich einfach herstellen und kann im wesentlichen symmetrisch aufgebaut sein.

Auch die Lösung gemäss Patentanspruch 2 ist baulich sehr einfach, weil die Verschiebewegung des Ventilkörpers wiederum nur durch die Beaufschlagung der beiden Ansätze gesteuert wird, die gleiche Durchmesser aufweisen. Der weitere Führungs- und Dichtabschnitt des Ventilkörpers trennt nicht nur den Arbeitsteil der Gehäusebohrung von der für das Öffnen des Schalters verantwortlichen Steuerkammer, sondern bildet auch die Differenzfläche, die notwendig ist, um den Ventilkörper wieder in die Stellung zurückzuschieben, in der der Hochleistungsschalter geschlossen wird. Der Ventilkörper lässt sich auf einfache Weise vollständig symmetrisch ausbilden und auch die Gehäusebohrung hat eine produktionstechnisch einfache Form.

Herstellungstechnische Vorteile ergeben sich bei einer Ausführungsform gemäss Anspruch 3, da die Ansätze in Form getrennter Hilfskolben vom eigentlichen Ventilkörper getrennt hergestellt und eingesetzt werden können. Dadurch ergibt sich auch eine Vereinfachung der Bauform des Ventilkörpers.

Eine weitere zweckmässige Ausführungsform geht aus Anspruch 4 hervor. Lecköl entweder aus

dem Arbeitsteil der Gehäusebohrung oder aus den Steuerkammern wird sofort nach aussen abgeführt, so dass sich keine gegenseitige Beeinflussung im Arbeitsbereich und im Steuerbereich im Sitzventil ergeben. Durch diese Druckentlastung der Enden des Ventilkörpers wird auch eine lokale Trennung zwischen den Steuerkammern und dem Arbeitsteil der Gehäusebohrung erreicht, so dass fertigungsbedingte Undichtigkeiten zu keinen Störungen führen.

In der Praxis hat es sich gemäss Anspruch 5 und 6 als besonders zweckmässig erwiesen, ein Flächenverhältnis von etwa 2:1 zu wählen, da dann einerseits ein korrektes Bewegen des Ventilkörpers sichergestellt wird, obwohl die zu bewegendenden Hydraulikvolumina klein sind.

Eine weitere, wichtige Ausführungsform geht aus Anspruch 7 hervor. Mit der positiven Überdeckung wird sichergestellt, dass beim Verschieben des Ventilkörpers zwischen seinen beiden Sperrstellungen und insbesondere bei der Bewegung von der ersten Sperrstellung in die zweite Sperrstellung aus dem Arbeitsteil der Gehäusebohrung nur eine vertretbar geringe Hydraulikmenge als Verlust in den Rücklauf abströmt.

In der Praxis hat sich weiterhin eine Ausführung bewährt, wie sie aus Anspruch 8 hervorgeht. Die zapfenartigen Fortsätze tauchen in die Ventilsitze ein und verhindern einen übergrossen Verlust hydraulischen Druckmittels, da sie das Druckmittel erst dann ungehindert durch den Ventilsitz lassen, wenn der andere Ventilsitz bereits durch den anderen Fortsatz weitgehend verschlossen ist. Die zapfenartigen Fortsätze definieren genau bemessene Spalte, die den Druckmittelstrom jeweils in der zuvor erwähnten Weise drosseln.

Eine weitere zweckmässige Ausführungsform gibt schliesslich Anspruch 9 an. Die mechanische Rastvorrichtung hat die Aufgabe bei einem Druckausfall eine selbsttätige Bewegung des Ventilkörpers unter dem Einfluss von Schlägen gegen das Ventilgehäuse oder Vibrationen zu vermeiden. Die Rastvorrichtung ist aber nur so stark ausgelegt, dass ihre Kraft bei auch nur schwacher hydraulischer Beaufschlagung des Ventilkörpers oder der Ansätze sofort überwunden wird.

Ausführungsformen der Erfindung werden nachstehend anhand der Zeichnungen erläutert. Es zeigt

Fig. 1 einen elektrischen Hochleistungsschalter mit seiner hydraulischen Betätigungsvorrichtung, und zwar mit einer ersten Ausführungsform eines $2/3$ -Wege-Sitzventils, und

Fig. 2 eine hydraulische Betätigungsvorrichtung für den elektrischen Hochleistungsschalter mit einer zweiten Ausführungsform eines $2/3$ -Wege-Sitzventils.

Aus Fig. 1 ist eine hydraulische Betätigungsvorrichtung für einen elektrischen Hochleistungsschalter 2 erkennbar (strichliniert angedeutet). Der Hochleistungsschalter 2 wird durch einen hydraulischen Differentialkolbenantrieb 3 betätigt, der einen Zylinderraum 4 mit grossem Beaufschlagungsquerschnitt sowie einen Zylinderraum

5 mit kleinerem Beaufschlagungsquerschnitt besitzt. Aus dem Zylinderraum 5 führt eine Kolbenstange 6 zum Hochleistungsschalter 2.

Der Zylinderraum 5 steht über eine Leitung 7a mit einer hydraulischen Hauptdruck-Versorgungsleitung 7 in Verbindung, die aus einer Hochdruckpumpe 38 gespeist wird. An die Hochdruck-Versorgungsleitung 7 ist ferner ein Druckspeicher 39 angeschlossen. Von der Hochdruck-Versorgungsleitung 7 zweigt eine Leitung 7b zu einem $2/3$ -Wege-Sitzventil 1a ab, dessen Gehäuse mit 40 bezeichnet ist und drei Anschlüsse P, A, R aufweist. Die Leitung 7b führt zum Anschluss P (Druckanschluss). Von der Leitung 7 zweigt eine weitere Leitung 7c ab, in der ein erstes Hilfssteuerventil 8 und ein zweites Hilfssteuerventil 9 angeordnet sind. Die Leitung 7c führt hinter den Hilfssteuerventilen 8, 9 zum Anschluss R (Rücklauf). Die Hilfssteuerventile 8 und 9 sind bei diesem Ausführungsbeispiel magnetisch betätigte Zweistellungs-Ventile, die bei nicht erregten Magneten in ihrer Sperrstellung stehen.

Vom Zylinderraum 4 führt eine Leitung 10 zum Anschluss A, während der Anschluss R über eine Leitung 11 an den Rücklauf (Anschluss R) angeschlossen ist.

Im Gehäuse 40 des Sitzventils ist eine längsdurchgehende Gehäusebohrung 41 mit gleichbleibendem Durchmesser D vorgesehen, in der ein Ventilkörper 46 zwischen zwei Sperrstellungen I und II hin- und herbewegbar ist.

In der Gehäusebohrung 41 sind zwei gleichgrosse Ventilsitze 42 und 43 ausgebildet, denen Dichtflächen 44 und 45 am Ventilkörper 46 gegenüberstehen. Die Dichtflächen 44 und 45 sind an Führungs- und Dichtabschnitten 47, 48 angeordnet, die den gleichen Durchmesser D besitzen, wie die Ventilsitze 42 und 43.

Die Gehäusebohrung 41 ist an beiden Enden mit verlängernden Sackbohrungen 41a und 41b versehen, von denen die Sackbohrung 41a einen Durchmesser d2 und die Sackbohrung 41b einen Durchmesser d1 aufweist. Die Querschnittsflächen der Ventilsitze 42 und 43 stehen zu den Querschnittsflächen der Sackbohrungen 41a und 41b in etwa in einem Verhältnis von 1:4:10. Die hinter den beiden Führungs- und Dichtabschnitten 47 und 48 verbleibenden Teile der Gehäusebohrung 41 sind durch Entlastungsleitungen 49 druckentlastet.

In die Sackbohrung 41a taucht verschieblich ein Hilfskolben 50 ein, während in die Sackbohrung 41b ein Hilfskolben 51 eintaucht, so dass Steuerkammern 52, 53 gebildet werden. Die Steuerkammer 53 ist ständig an die Leitung 7 angeschlossen. Die Steuerkammer 52 steht über eine Leitung 55 mit dem Leitungsabschnitt zwischen den Hilfssteuerventilen 8 und 9 in Verbindung und wird gleichzeitig über die Leitung 29 und die Drossel 30 mit dem Druck beaufschlagt, der in der Gehäusebohrung 41 jeweils herrscht.

In der dargestellten Lage ist der Hochleistungsschalter 2 geschlossen. Beide Zylinderräume 4, 5 stehen unter dem von der Hochdruckquelle 38, 39 bereitgestellten Druck. Der Zylinderraum 5

wird unmittelbar aus der Leitung 7 beaufschlagt, während der Zylinderraum 4 über die Leitung 7b, den Anschluss P (Druckanschluss), den freien Durchgang durch den Ventilsitz 43, den Anschluss A und die Leitung 10 mit dem gleichen Druck versorgt wird.

Dieser Druck herrscht auch in den Steuerkammern 52, 53. Der Hilfskolben 50 hält den Ventilkörper 46 in dieser Stellung. Da der Ventilsitz 42 gleich gross ist wie der Führungs- und Dichtabschnitt 48 ist der Ventilkörper 46 an sich axial druckausgeglichen. Die Dichtfläche 41 liegt am Ventilsitz 42 an und trennt die Anschlüsse A, P vom Rücklaufanschluss (Anschluss R). Der Druck wird gehalten. Der Ventilkörper 46 steht in der Sperrstellung I.

Wenn der Hochleistungsschalter 2 geöffnet werden soll, wird das Hilfssteuerventil 9 betätigt, so dass die Steuerkammer 52 schlagartig über die Leitung 55 in den Rücklauf R' entlastet wird. Das dabei zu verdrängende Hydraulikvolumen ist verhältnismässig klein. Darauf folgend überwiegt die Kraft des Hilfskolbens 51 und schiebt den Ventilkörper 46 nach links in seine zweite Sperrstellung II. Die Dichtfläche 45 kommt zur Anlage am Ventilsitz 43 und trennt den Anschluss A vom Anschluss P ab. Gleichzeitig wird die Dichtfläche 44 vom Ventilsitz 42 abgehoben und der Anschluss A mit dem Anschluss R verbunden. Die Zylinderkammer 4 wird über die Leitung 10 schlagartig entlastet, so dass der Druck in der Zylinderkammer 5 den Kolben 3 nach links verschiebt und den Hochleistungsschalter 2 öffnet.

Zum Zurückbewegen des Ventilkörpers 46 in die erste Sperrstellung I (Schliessen des Hochleistungsschalters 2) wird die Steuerkammer 52 über die Leitung 55 mit dem Druck aus der Druckquelle 38, 39 beaufschlagt, so dass der im Querschnitt grössere Hilfskolben 50 die ständig am kleineren Hilfskolben 51 wirkende Kraft überwindet und den Ventilkörper 46 in die in Fig. 1 gezeigte Stellung bringt. Nach einem Druckabfall und erneutem Aufbau des hydraulischen Druckes bleibt der Ventilkörper 46 in der Stellung, in der er zuvor gewesen ist. In der Sperrstellung I wird er durch die grössere Kraft des Hilfskolbens 50 gehalten, während er in der Sperrstellung II allein durch die Kraft des kleineren Hilfskolbens 51 gehalten wird.

Fig. 2 zeigt eine weitere Ausführungsform einer hydraulischen Betätigungsvorrichtung für einen nicht dargestellten Schalter, bei dem das 2/3-Wege-Sitzventil 1b mit seinem Gehäuse 60 besonders einfach hergestellt und montiert werden kann. Im Gehäuse 60 ist eine Gehäusebohrung 61 vorgesehen, die sich aus einem mittleren Abschnitt 61b mit dem Durchmesser D1 und zwei Endabschnitten 61a mit dem jeweiligen Durchmesser D2 zusammensetzt. Der Durchmesser des linken Endabschnittes 61a ist ohne Einfluss auf die Funktion des Ventils und könnte auch anders gewählt werden. Ein Ventilkörper 62 besitzt zwei in einem axialen Abstand voneinander liegende Führungs- und Dichtabschnitte 63 und 64, die Dichtflächen 67 und 68 tragen, die mit Ventilsit-

zen 66 und 65 zusammenarbeiten. An jeder Dichtfläche 67 und 68 ist ein zapfenartiger Fortsatz 69 angeordnet, dessen Aussendurchmesser in etwa dem Durchmesser D1 der Ventilsitze 65, 66 entspricht und dessen axiale Länge annähernd der Hälfte des möglichen Arbeitshubes des Ventilkörpers entspricht.

Die Gehäusebohrung 61 verlängernde Sackbohrungen 61c mit jeweils dem gleichen Durchmesser d erstrecken sich im Gehäuse 60 und bilden dort Steuerkammern 71 und 72, in welchen Hilfskolben 70 mit gleichen Durchmessern d abgedichtet verschieblich geführt sind. Die Steuerkammer 72 ist über die Leitung 54 wiederum unmittelbar mit der Druckquelle verbunden, so dass sie ständig unter Druck steht.

An einem der Führungs- und Dichtabschnitte 63 oder 64 greift in Rastvertiefungen 74 ein Rastglied 73 an, das unter der Kraft einer Feder 75 steht. Das Rastglied verriegelt den Ventilkörper 62 in seinen beiden Sperrstellungen I und II, sofern keine hydraulische Druckbeaufschlagung erfolgt. Diese Rastvorrichtung soll vor allem mechanisch auf das 2/3-Wege-Sitzventil 1b einwirkende Kräfte daran hindern, den Ventilkörper 62 ungewollt zu verschieben.

Der Ventilkörper 62 arbeitet hier mit den Ventilsitzen 65, 66 mit einer positiven Überdeckung zusammen, d.h. die Fortsätze 69 tragen jeweils dafür Sorge, dass der Anschluss P mit dem Anschluss A erst verbunden wird, wenn der Anschluss R mit dem Anschluss A durch das Eintauchen des Fortsatzes 69 weitgehend getrennt wird. Diese Massnahme verhindert, dass beim Umschalten eine zu grosse Hydraulikmenge in den Rücklauf gelangen kann.

Wenn in der in Fig. 2 dargestellten Lage das Hilfssteuerventil 9 in seine Durchgangsstellung geschaltet wird, wird die Steuerkammer 71 entlastet, so dass die Haltekraft des Hilfskolbens 70 wegfällt und der zweite Hilfskolben 70 in der Druckkammer 72 mit seiner Kraft den Ventilkörper 62 nach links verschiebt, bis die Dichtfläche 68 am Ventilsitz 65 anliegt. Dazu ist es allerdings erforderlich, dass der Querschnitt des Hilfskolbens 70 grösser ist, als die Differenzfläche zwischen den Durchmessern D1 und D2, auf der der Druck im Anschluss P lastet. Damit der Ventilkörper dann wieder in seine Sperrstellung I zurückgeschoben werden kann, muss die Steuerkammer 71 wieder mit Druck beaufschlagt werden, so dass sich die Kräfte der beiden Hilfskolben 70 aufheben. Dann wirkt der Druck im Anschluss P auf die Differenzfläche zwischen dem Ventilsitz 65 und dem Führungs- und Dichtabschnitt 64 (D2-D1) und drückt den Ventilkörper 62 wieder nach rechts bis in die in Fig. 2 gezeigte Stellung. Der sich allmählich öffnende Spalt zwischen der Dichtfläche und dem Ventilsitz 65, unterstützt durch die Wirkung des Fortsatzes 69, führt zu einem Drosseleffekt, durch welchen zwischen dem Anschluss P und dem Anschluss A stets ein Druckgefälle vorliegt, welches dafür sorgt, dass der Ventilkörper 62 soweit nach rechts geschoben wird, bis seine Dichtfläche 67 am Ventilsitz

66 anliegt. Dann herrschen wieder eindeutige Kraftverhältnisse, da der volle Druck auf der Differenzfläche D2-D1 lastet.

Bei beiden Ausführungsformen könnten an die eine Steuerkammer mehrere Hilfssteuerventile parallel angeschlossen werden, damit der Hochleistungsschalter bei Ausfall eines Hilfssteuerventiles mit einem anderen geöffnet werden kann.

Patentansprüche

1. Hochleistungsschalter (2) mit einem hydraulischen Differentialkolbenantrieb (3), der in Öffnungsrichtung des Schalters aus einer Hochdruckquelle (38, 39) ständig und in Schliessrichtung über ein $2/3$ -Wege-Sitzventil (1a) wahlweise beaufschlagbar ist, mit einem in einer Gehäusebohrung des Sitzventils zwischen einer ersten Sperrstellung (I), in der der Differentialkolbenantrieb (3) in Schliessrichtung beaufschlagt wird, und einer zweiten Sperrstellung (II), in der der Differentialkolbenantrieb (3) in Öffnungsrichtung beaufschlagt wird, hin- und herbewegbaren Ventilkörper (46), der mit zwei beabstandeten Dichtflächen (44, 45) wechselseitig an einen von zwei Ventilsitzen (42, 43) mit gleichem Durchmesser anlegbar ist, die zwischen einem Anschluss (A) zum Differentialkolbenantrieb (3), einem Rücklaufanschluss (R) und einem Druckanschluss (P) angeordnet sind, mit an beiden Enden des Ventilkörpers (46) angeordneten ersten und zweiten kolbenartigen Ansätzen (50, 51), die in jeweils eine Steuerkammer (52, 53) ragen, mit zwei wechselseitig betätigbaren Hilfssteuerventilen (8, 9) zum Verschieben des Ventilkörpers (46) zwischen den beiden Sperrstellungen (I, II), und mit wenigstens einem Führungs- und Dichtabschnitt (47) am Ventilkörper (46), der sich zwischen der mit dem zwischen dem Rücklaufanschluss (R) und dem Anschluss (A) liegenden Ventilsitz (42) zusammenarbeitenden Dichtfläche (44) und dem ersten Ansatz (50) erstreckt und in der Gehäusebohrung abgedichtet geführt wird, dadurch gekennzeichnet, dass die den zweiten Ansatz (51) aufnehmende Steuerkammer (53) ständig und direkt mit der Hochdruckquelle (38, 39) verbunden ist, dass beide Hilfssteuerventile (8, 9) der anderen Steuerkammer (52) zugeordnet sind, dass der Ventilkörper (46) an seinem dem Druckanschluss (P) zugeordneten Ende einen weiteren Führungs- und Dichtabschnitt (48) besitzt, dessen Durchmesser (D) dem Durchmesser (D) der Ventilsitze (42, 43) gleich ist, dass die Beaufschlagungsfläche des zweiten Ansatzes (51) kleiner als die Beaufschlagungsfläche des ersten Ansatzes (50) ist.

2. Hochleistungsschalter (2) mit einem hydraulischen Differentialkolbenantrieb (3), der in Öffnungsrichtung des Schalters aus einer Hochdruckquelle (38, 39) ständig und in Schliessrichtung über ein $2/3$ -Wege-Sitzventil (1b) wahlweise beaufschlagbar ist, mit einem in einer Gehäusebohrung des Sitzventils zwischen einer ersten Sperrstellung (I), in der der Differentialkolbenantrieb (3) in Schliessrichtung beaufschlagt wird, und einer zweiten Sperrstellung (II), in der

der Differentialkolbenantrieb (3) in Öffnungsrichtung beaufschlagt wird, hin- und herbewegbaren Ventilkörper (62), der mit zwei beabstandeten Dichtflächen (67, 68) wechselseitig an einen von zwei Ventilsitzen (66, 65) mit gleichem Durchmesser anlegbar ist, die zwischen einem Anschluss (A) zum Differentialkolbenantrieb (3), einem Rücklaufanschluss (R) und einem Druckanschluss (P) angeordnet sind, mit an beiden Enden des Ventilkörpers (62) angeordneten ersten und zweiten kolbenartigen Ansätzen (70), die in jeweils eine Steuerkammer (71, 72) ragen, mit zwei wechselseitig betätigbaren Hilfssteuerventilen (8, 9) zum Verschieben des Ventilkörpers (62) zwischen den beiden Sperrstellungen (I, II), und mit wenigstens einem Führungs- und Dichtabschnitt (63) am Ventilkörper (62), der sich zwischen der mit dem zwischen dem Rücklaufanschluss (R) und dem Anschluss (A) liegenden Ventilsitz (66) zusammenarbeitenden Dichtfläche (67) und dem ersten Ansatz (70) erstreckt und in der Gehäusebohrung abgedichtet geführt wird, dadurch gekennzeichnet, dass die den zweiten Ansatz (70) aufnehmende Steuerkammer (72) ständig und direkt mit der Hochdruckquelle (38, 39) verbunden ist, dass beide Hilfssteuerventile (8, 9) der anderen Steuerkammer (71) zugeordnet sind, dass der Ventilkörper (62) an seinem dem Druckanschluss (P) zugeordneten Ende einen weiteren Führungs- und Dichtabschnitt (64) aufweist, dessen Durchmesser (D2) grösser als der Durchmesser (D1) der Ventilsitze (65, 66) ist, und dass die Beaufschlagungsflächen der beiden Ansätze (70) gleich gross, jedoch für sich allein jeweils grösser als die Differenz der durch die Durchmesser (D1, D2) der Ventilsitze (66, 65) und des weiteren Führungs- und Dichtabschnittes (64) bestimmten Beaufschlagungsfläche sind.

3. Hochleistungsschalter nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Ansätze 50, 51; 70 als vom Ventilkörper (46; 62) getrennte Hilfskolben ausgebildet sind, die an die Enden des Ventilkörpers (46; 62) anlegbar sind.

4. Hochleistungsschalter nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die den Dichtflächen (67, 68; 44, 45) abgewandten Enden der Führungs- und Dichtabschnitte (63, 64; 47, 48) hydraulisch druckentlastet sind.

5. Hochleistungsschalter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis zwischen den Beaufschlagungsflächen der Ansätze (50, 51) in etwa 2:1 ist.

6. Hochleistungsschalter nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis zwischen den jeweiligen Beaufschlagungsflächen jedes Ansatzes (70) und der Differenzfläche zwischen den Führungs- und Dichtabschnitten (63, 64) und den Ventilsitzen (64, 66) etwa 2:1 beträgt.

7. Hochleistungsschalter nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Ventilkörper (62) mit den Ventilsitzen (65, 66) bei seiner Hubbewegung zwischen den beiden Sperrstellungen (I, II) mit einer positiven Überdeckung zusammenarbeitet.

8. Hochleistungsschalter nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass vor die Dichtflächen (67, 68) des Ventilkörpers (62) zapfenartige Fortsätze (69) vortreten, deren Querschnitt höchstens dem Querschnitt der Ventilsitze (66, 65) entspricht.

9. Hochleistungsschalter nach Anspruch 2, gekennzeichnet durch eine mechanische Rastvorrichtung (73, 74, 75) für den Ventilkörper (62), mit der dieser in beiden Sperrstellungen (I, II) festlegbar ist.

Revendications

1. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure (2), doté d'un entraînement hydraulique par piston différentiel (3) sollicité en permanence, dans le sens d'ouverture du disjoncteur, par une source haute pression (38, 39), et alternativement dans le sens de fermeture par une soupape à siège $2/3$ voies (1a), d'un corps de soupape (46) animé d'un mouvement de va-et-vient dans un alésage de la cage de soupape, entre une première position d'arrêt (I), pour laquelle l'entraînement par piston différentiel (3) est sollicité dans le sens de fermeture, et une seconde position d'arrêt (II), pour laquelle l'entraînement précité (3) est sollicité dans le sens d'ouverture, le corps (46) présentant deux faces de joint (44, 45) distantes l'une de l'autre et s'appliquant alternativement sur l'un des deux sièges de soupape (42, 43) de même diamètre, prévus entre un raccordement (A) relié à l'entraînement par piston différentiel (3), un retour (R) et un raccordement de pression (P), d'un premier et d'un second prolongements en forme de piston (50, 51), disposés aux deux extrémités du corps de soupape (46) et pénétrant respectivement dans deux compartiments pilotes (52, 53), de deux vannes-pilotes auxiliaires (8, 9), actionnées alternativement et assurant le déplacement du corps de soupape (46) entre ses deux positions d'arrêt (I, II), ainsi que d'une section de guidage et d'étanchéité au moins (47) prévue sur le corps de soupape (46), la section précitée s'étendant entre la face de joint (44) d'une part, combinée au siège de soupape (42) compris entre le retour (R) et le raccordement (A), et le premier prolongement (50) d'autre part, la section (47) présentant par ailleurs un guidage étanche dans l'alésage de la cage, caractérisé en ce que le compartiment pilote (53), qui reçoit le second prolongement (51), est raccordé directement et en permanence à la source haute pression (38, 39), en ce que les deux vannes-pilotes auxiliaires (8, 9) sont affectées à l'autre compartiment (52), en ce que le corps de soupape (46) présente, sur son extrémité correspondant au raccordement de pression (P), une autre section de guidage et d'étanchéité (48), dont le diamètre (D) est égal à celui des sièges de soupape (42, 43), et en ce que la surface de sollicitation du deuxième prolongement (51) est inférieure à celle du premier (50).

2. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure (2), doté d'un entraînement hydraulique par piston différentiel (3) sollicité en permanence, dans le

sens d'ouverture du disjoncteur, par une source haute pression (38, 39), et alternativement dans le sens de fermeture par une soupape à siège $2/3$ voies (1b), d'un corps de soupape (62) animé d'un mouvement de va-et-vient dans un alésage de la cage de soupape, entre une première position d'arrêt (I), pour laquelle l'entraînement par piston différentiel (3) est sollicité dans le sens de fermeture, et une seconde position d'arrêt (II), pour laquelle l'entraînement précité (3) est sollicité dans le sens d'ouverture, le corps (62) présentant deux faces de joint (67, 68) distantes l'une de l'autre et s'appliquant alternativement sur l'un des deux sièges de soupape (66, 65) de même diamètre, prévus entre un raccordement (A) relié à l'entraînement par piston différentiel (3), un retour (R) et un raccordement de pression (P), d'un premier et d'un second prolongements en forme de piston (70), disposés aux deux extrémités du corps de soupape (62) et pénétrant respectivement dans deux compartiments pilotes (71, 72), de deux vannes-pilotes auxiliaires (8, 9), actionnées alternativement et assurant le déplacement du corps de soupape (62) entre ses deux positions d'arrêt (I, II), ainsi que d'une section de guidage et d'étanchéité au moins (63) prévue sur le corps de soupape (62), la section précitée s'étendant entre la face de joint (67) d'une part, combinée au siège de soupape (66) compris entre le retour (R) et le raccordement (A), et le premier prolongement (70) d'autre part, la section (63) présentant par ailleurs un guidage étanche dans l'alésage de la cage, caractérisé en ce que le compartiment pilote (72), qui reçoit le second prolongement (70), est raccordé directement et en permanence à la source haute pression (38, 39), en ce que les deux vannes-pilotes auxiliaires (8, 9) sont affectées à l'autre compartiment (71), en ce que le corps de soupape (62) présente, sur son extrémité correspondant au raccordement de pression (P), une autre section de guidage et d'étanchéité (64), dont le diamètre (D2) est supérieur au diamètre (D1) des sièges de soupape (65, 66), et en ce que les surfaces de sollicitation des deux prolongements (70) sont de dimension égale, mais sont respectivement supérieures à la différence de surface définie par les diamètres (D1, D2) des sièges de soupape (66, 65) et de l'autre section de guidage et d'étanchéité (64).

3. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure selon une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que les prolongements (50, 51; 70) sont constitués par des pistons auxiliaires séparés du corps de soupape (46; 62), aux extrémités duquel ils peuvent être appliqués.

4. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure selon une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que les extrémités des sections de guidage et d'étanchéité (63, 64; 47, 48), opposées aux faces de joint (67, 68; 44, 45), sont soumises à une décharge de pression hydraulique.

5. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure selon la revendication 1, caractérisé en ce que le rapport

entre les surfaces de sollicitation des prolongements (50, 51) est de 2:1 environ.

6. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure selon la revendication 2, caractérisé en ce que le rapport des surfaces de sollicitation respectives des prolongements (70) sur la surface différentielle, comprise entre les sections de guidage et d'étanchéité (63, 64) et les sièges de soupape (64, 66), est de 2:1 environ.

7. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure selon la revendication 2, caractérisé en ce que le corps de soupape (62) fonctionne par chevauchement positif avec ses sièges (65, 66) lors de sa course entre les deux positions d'arrêt (I, II).

8. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure selon la revendication 2, caractérisé en ce que la partie antérieure des faces de joints (67, 68) du corps de soupape (62) est munie de prolongements en forme de tampon (69), dont la section est au maximum égale à celle des sièges (66, 65).

9. Disjoncteur à haut pouvoir de coupure selon la revendication 2, caractérisé par un dispositif d'encliquetage mécanique (73, 74, 75), prévu pour le maintien du corps de soupape (62) dans ses deux positions d'arrêt (I, II).

Claims

1. A high power switch (2) including a hydraulic differential piston actuator (3) adapted to be continually biased in the opening direction of the switch by a high pressure source (38, 39) and to be selectively biased in the closing direction through a $2/3$ way poppet valve (1a) comprising a valve body (46) disposed in a housing bore of said poppet valve for reciprocating movement between a first closure position (I) in which said differential piston actuator (3) is biased in the closing direction, and a second closure position (II) in which said differential piston actuator (3) is biased in the opening direction, and having two spaced sealing surfaces (44, 45) alternately engageable with one of two valve seats (42, 43) of equal diameter disposed between a passage (A) connected to the differential piston actuator (3), a return passage (R), and a pressure inlet (P), the two ends of said valve body (46) being provided with first and second piston-shaped extensions (50, 51) projecting into respective control chambers (52, 53), further including two alternately operable auxiliary control valves (8, 9) for displacing said valve body (46) between the two closure positions (I + II), and at least one guiding and sealing section (47) formed on said valve body (46) and extending between said first extension (50) and the sealing surface (44) cooperating with said valve seat (42) located between said return passage (R) and said passage (A) whilst being sealingly guided in said housing bore, characterized in that the control chamber (53) receiving said second extension (51) is in continual and direct communication with said high pressure source (38, 39), in that both auxiliary control valves (8, 9) are associated with the other control chamber (52), in that said valve body (46) has a further guiding and sealing sec-

tion (48) adjacent its end associates with said pressure inlet (P), the diameter (D) of said section being equal to the diameter (D) of said valve seats (42, 43), and in that the pressure-receiving surface area of said second extension (51) is smaller than the pressure-receiving surface area of said first extension (50).

2. A high power switch (2) including a hydraulic differential piston actuator (3) adapted to be continually biased in the opening direction of the switch from a high pressure source (38, 39), and to be selectively biased in the closing direction through a $2/3$ way poppet valve (1b) comprising a valve body (62) disposed in a housing bore of said poppet valve for reciprocating movement between a first closure position (I) in which said differential piston actuator (3) is biased in the closing direction, and a second closure position (II) in which said differential piston actuator (3) is biased in the opening direction, and having two spaced sealing surfaces (67, 68) alternately engageable with one of two valve seats (66, 65) having equal diameter and disposed between a passage (A) connected to the differential piston actuator (3), a return passage (R), and a pressure inlet (P), the two ends of said valve body (62) being provided with first and second piston-type extensions (70) projecting into respective control chambers (71, 72), further including two alternately operable auxiliary control valves (8, 9) for displacing said valve body (62) between the two closure positions (I, II) and at least one guiding and sealing section (63) formed on said valve body (62) extending between said first extension (70) and the sealing surface (67) cooperating with the valve seat (66) located between said return passage (R) and said passage (A), and sealingly guided in said housing bore, characterized in that the control chamber (72) receiving said second extension (70) is in continual and direct communication with said high pressure source, in that both said auxiliary control valves (8, 9) are associated with the other control chamber (71), in that said valve body (62) has a further guiding and sealing section (64) adjacent its end associated with said pressure inlet (P), the diameter (D2) of said section being greater than the diameter (D1) of said valve seats (65, 66), and in that the pressure-receiving surface areas of the two extensions (70) are of equal size, the pressure-receiving surface area of each extension (70) by itself being greater than the difference of the pressure-receiving surface area determined by the diameters (D1, D2) of the valve seats (66, 65) and of said further guiding and sealing section (64).

3. A high power switch according to claims 1 or 2, characterized in that said extensions (50, 51; 70) are formed separate from said valve body (46, 62) as auxiliary pistons adapted to be abuttingly engaged with the ends of said valve body (46; 62).

4. A high power switch according to claims 1 or 2, characterized in that the ends of said guiding and sealing sections (63, 64; 47, 48) facing away

from said sealing surfaces (67, 68; 44, 45) are hydraulically pressure-relieved.

5. A high power switch according to claim 1, characterized in that the ratio between the pressure-receiving surface areas of said extensions (50, 51) is about 2:1.

6. A high power switch according to claim 2, characterized in that the ratio between the respective pressure-receiving surface areas of each extension (70) and the differential surface area between the guiding and sealing sections (63, 64) and the valve seats (64, 66) is about 2:1.

7. A high power switch according to claim 2, characterized in that said valve body (62) cooperates with said valve seats (65, 66) in a posi-

tive covering relationship on being displaced between its two closure positions (I, II).

8. A high power switch according to claim 2, characterized in that said valve body (62) is formed with pinion-shaped projections (69) extending forwards of the sealing surfaces (67, 68), the cross-sectional area of said projections being not greater than the cross-sectional area of said valve seats (66, 65).

9. A high power switch according to claim 2, characterized by mechanical snap engagement means (73, 74, 75) for said valve body (62) by means of which it is selectively retained in its two closure positions (I, II).

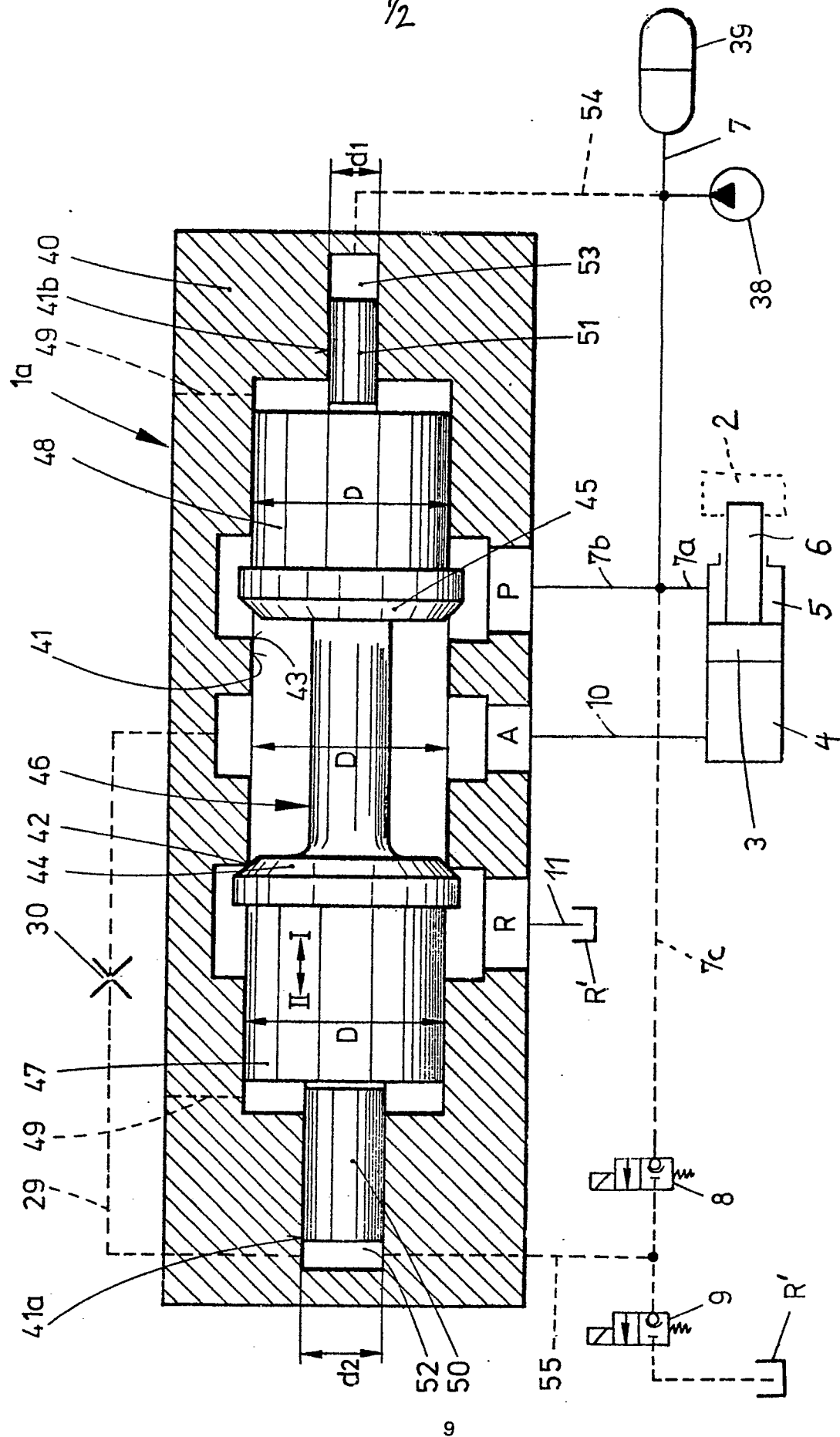


Fig. 1

2/2

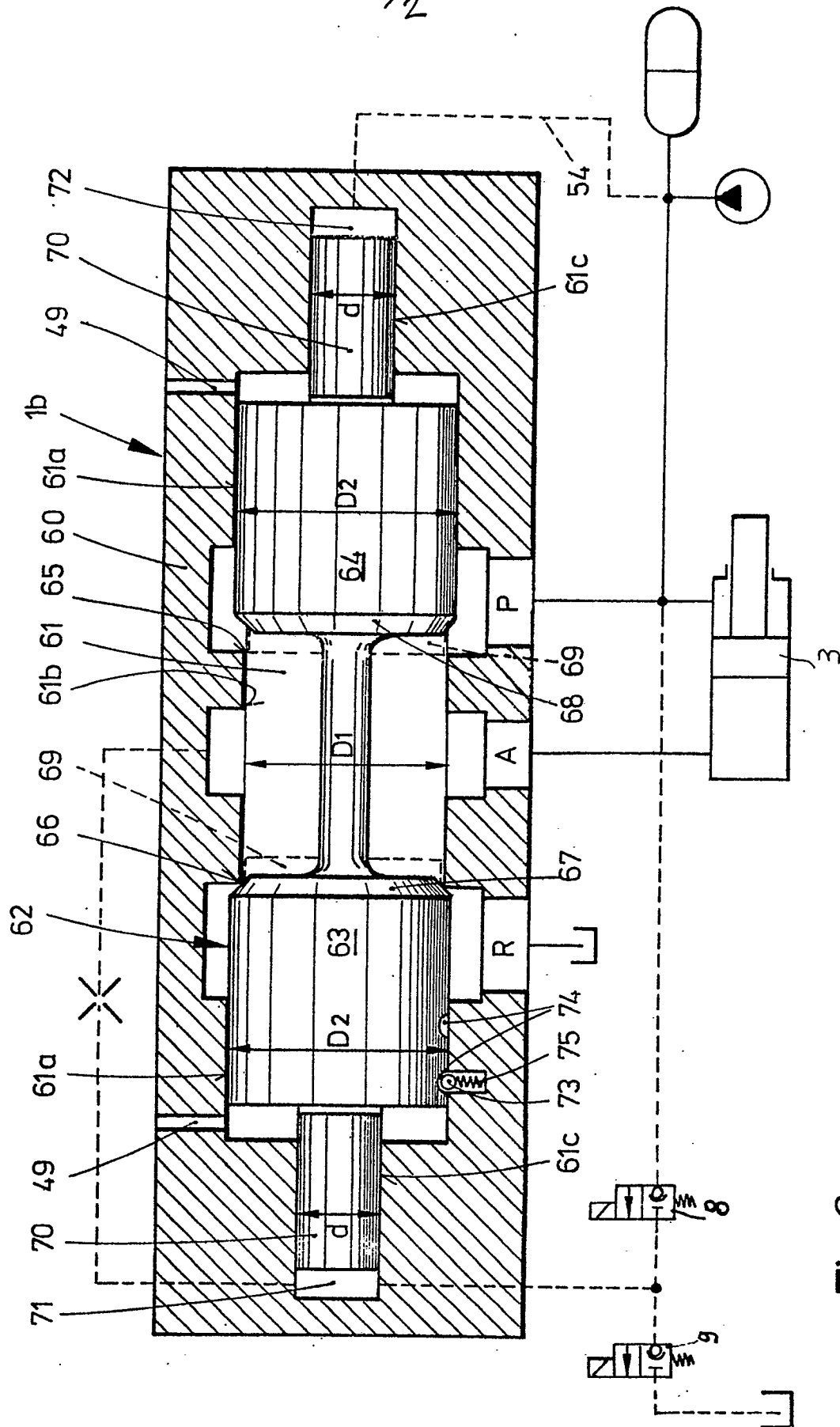


Fig. 2