

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:
13.06.90

⑥① Int. Cl.⁵: **F04B 1/30**

②① Anmeldenummer: **85109781.6**

②② Anmeldetag: **03.08.85**

⑤④ **Leistungsregelung oder Drehmomentbegrenzung.**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
25.02.87 Patentblatt 87/9

⑦③ Patentinhaber: **Vickers Systems GmbH,**
Frölingstrasse 41, D-6380 Bad Homburg(DE)

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.06.90 Patentblatt 90/24

⑦② Erfinder: **Jacobs, David A., Forstring 75,**
D-6070 Langen(DE)
Erfinder: **Warren, Gerald, Rosenweg 15,**
D-6382 Friedrichsdorf(DE)

⑥④ Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

⑦④ Vertreter: **Blumbach Weser Bergen Kramer Zwirner**
Hoffmann Patentanwälte, Sonnenberger Strasse 100,
D-6200 Wiesbaden 1(DE)

⑤⑥ Entgegenhaltungen:
FR-A- 1 553 223
US-A- 2 921 560
US-A- 3 093 081

EP 0 211 096 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 bezieht sich auf eine leistungsge-regelte Hydropumpe mit veränderlichem Verdrängungsvolumen (Stellpumpe).

Leistungsgeregelte Stellpumpen sind bekannt und werden unter anderem dann eingesetzt, wenn der Antriebsmotor (Elektromotor oder Verbrennungsmotor) eine kleinere Leistung aufweisen soll, als es dem sogenannten Leistungseckwert entspricht, der sich aus dem größten Verdrängungsvolumen bei höchstem zulässigem Druck errechnet. Wenn man einen Antriebsmotor mit etwa konstanter Abtriebsdrehzahl voraussetzt, dann weisen leistungsge-regelte Stellpumpen gleichzeitig das Merkmal der Drehmomentbegrenzung auf.

Die Leistung einer Stellpumpe errechnet sich bekanntlich aus dem Pumpenstrom, multipliziert mit dem Arbeitsdruck. Um zu einer Leistungsbegrenzung zu gelangen, müssen der Pumpenstrom und der Arbeitsdruck gemessen oder entsprechende Werte gebildet und verarbeitet werden. Während der Arbeitsdruck unmittelbar an Kolbenflächen einer hydraulischen Steuereinrichtung verwendet werden kann, macht das Messen des Pumpenstroms einen größeren Aufwand erforderlich, der die Kosten der Leistungsregelung im wesentlichen bestimmt.

Für diesen Zweck sind in der Praxis eine mechanische Rückführung der Stellung des Stellkolbens der Hydropumpe auf den Leistungsregler (Volvo in "Ölhydraulik und Pneumatik", 29 (1985), Nr. 1, S. 31 bis 34) oder eine Pilotsteuerung in Abhängigkeit vom Stellkolbenweg (Linde, Schrift H, Nr. 5.0015/2.80e) in Gebrauch. Bekannt (DE-A 3 232 695) ist auch, eine mit dem Stellkolben verbundene Meßfeder zu benutzen, um die Lage des Stellkolbens zu messen und als Kraftsignal dem Steuerventil zuzuführen. Das Steuerventil muß deshalb in den vorerwähnten Fällen in der Nähe des Stellkolbens angeordnet werden, was unerwünscht sein kann und immer noch einen beträchtlichen Aufwand erforderlich macht.

Aus US-A 2 921 560 ist bereits eine Hydropumpe mit veränderlichem Verdrängungsvolumen bekannt, bei der ein Steuerventil mit gegeneinanderwirkenden ersten und zweiten Steuerkolbenflächen versehen ist, wovon die erste, größere Steuerkolbenfläche vom Arbeitsdruck beaufschlagt ist und entgegen der Kraft der Ventildfeder wirkt, während die zweite, kleinere Steuerkolbenfläche vom Steuerdruck beaufschlagt ist. Das Steuerventil ist schaltend ausgebildet und weist eine mittlere geschlossene Stellung auf, in welcher der Steuerkanal weder mit dem Arbeitsdruck noch mit dem Ablauf zum Tank verbunden ist. Das Steuerventil dient zur Regelung des Verdrängungsvolumens, daß dies aber im Hinblick auf eine bestimmte maximale Leistungsbegrenzung erfolgen soll, geht aus der Schrift nicht hervor. Das gleiche Steuerventil kann auch zur Regelung einer Doppelpumpe verwendet werden (US-A 3 093 081), wobei die beiden Pumpen unterschiedlich groß und nacheinander hinsichtlich ihres Verdrängungsvolumens verstellt werden. Daß dies zur Leistungsbegrenzung erfolgen soll, geht aus der Schrift nicht hervor.

Mit der Erfindung ist eine Leistungsregelung, insbesondere für einen Überlastschutz des Antriebsmotors, mit wesentlich verringertem technischem Aufwand erzielbar. Von besonderem Vorteil ist, daß das Steuerventil nicht an der Stellpumpe selbst angebracht sein muß.

Bei der erfindungsgemäßen Leistungsregelung wird vorausgesetzt, daß die Kolbenrückholeinrichtung so ausgebildet ist, daß jeder Stellung des Stellkolbens eine bestimmte Höhe des Steuerdrucks entspricht. Diese Voraussetzung ist bei einer Feder oder einem Federpaket als Kolbenrückstelleinrichtung gegeben, und zwar unabhängig davon, ob eine unmittelbare Einwirkung auf den Stellkolben stattfindet oder über ein Zwischenglied, beispielsweise die Schrägscheibe einer Axialkolbenpumpe. Die Kolbenverstelleinrichtung sollte eine nichtlineare Kennlinie aufweisen, und zwar mit abnehmendem Pumpenstrom z.B. sich erhöhende Federsteifigkeit. Der Steuerdruck sollte also stärker zunehmen, als es der Abnahme des Pumpenstroms entspricht.

Wenn die besprochenen Verhältnisse gegeben sind, genügt zur Durchführung der Erfindung ein einfaches Steuerventil mit zwei Kolbenflächen, wobei die eine, kleinere, Kolbenfläche mit dem Arbeitsdruck und die andere, größere, Kolbenfläche mit dem Steuerdruck beaufschlagt werden. Das Steuerventil bildet gewissermaßen ein Produkt aus Arbeitsdruck und Pumpenstrom, wobei die Größe des Pumpenstroms als Drucksignal in Form des Steuerdrucks in die Leistungsregelung eingegeben wird.

Das Steuerventil kann als federbelasteter Schieberkolben mit zwei Steuerkanten ausgebildet sein. Dies stellt nicht nur eine außerordentlich ökonomische Lösung des Leistungsproblems dar, es ist auch die erforderliche Baugröße außerordentlich klein (kaum größer als ein konventioneller Kompensator mit zwei Schieberkolben) und kann im Ventilgehäuse von anderen Ventilen mit untergebracht werden.

Die Erfindung wird anhand der Zeichnung beschrieben. Dabei zeigt:

Fig. 1 eine Axialkolbenpumpe mit Leistungsregelung im Querschnitt,

Fig. 2 eine vergrößerte Einzelheit aus Fig. 1,

Fig. 3 ein Pumpenstrom-Arbeitsdruck-Diagramm,

Fig. 4 ein weiteres Pumpenstrom-Arbeitsdruck-Diagramm und

Fig. 5 eine abgeänderte Axialkolbenpumpe.

Die Axialkolbenpumpe 1 weist ein Pumpengehäuse 2 mit einem Gehäusedeckel 3 auf, der als Steuerplatte ausgebildet ist, ferner sind eine Schrägscheibe 4, eine Zylindertrommel 5 mit darin angebrachtem Pumpenkolben 6 und ein Stellkolben 7 vorgesehen. Die Zylindertrommel 5 weist eine Keilverzahnung zum Antrieb durch eine Antriebswelle 8 auf, die in Lagern des Gehäuses 2 bzw. des Gehäusedeckels 3 gelagert ist. Die Kolben 6 stützen sich über Gleitschuhe 9 an der Schrägscheibe 4 ab. Die Schrägscheibe 4 ist schwenkbar gelagert und wird über eine Rückholeinrichtung 10 in Richtung maximaler Schrägstellung entgegen der Einwirkungsmöglichkeit des Stellkolbens 7 gedrängt. In dem Gehäuse-

deckel 3 sind Einlaß- und Auslaßkanäle 11, 12 vorgesehen, die jeweils in nierenförmigen Schlitzten an der Innenseite des Deckels 3 enden. Über den Einlaßkanal 11 wird Hydraulikflüssigkeit von einem Tank 13 angesaugt, durch Drehung der Zylindertrommel 5 auf die Druckseite geschafft und in den Auslaßkanal 12 hineinverdrängt. Je nach dem Schluckvermögen eines angeschlossenen hydraulischen Verbrauchers baut sich im Auslaßkanal ein entsprechender Arbeitsdruck oder Systemdruck auf.

Fig. 2 zeigt die Rückholeinrichtung 10 und den Stellkolben 7 in vergrößerter Darstellung. Die Rückholeinrichtung enthält ein Federpaket mit zwei Druckfedern 15 und 16, die ineinander gefügt sind und deren Federweg unterschiedlich groß ist. Die Feder 16 stellt eine Zusatzfeder dar, die erst nach einer gewissen Schwenkung der Schrägscheibe 4 zur Wirkung kommt und dann eine Kraft zusätzlich zur Feder 15 ausübt. Es wird so eine geknickte Federcharakteristik der Gesamtanordnung erzielt. Erstrebenswert ist eine Federcharakteristik, die in einem Kraft-Weg-Diagramm progressiv steiler wird.

Der Stellkolben 7 ist in einem Zylinder 17 geführt, der über eine Steuerleitung 18 mit einem Steuerventil 20 verbunden ist. Dieses steht über eine Druckleitung 19 mit dem Pumpenauslaßkanal 12 in Verbindung. Eine Abflußleitung 14 stellt eine Verbindung zum Tank 13 her.

Das Steuerventil 20 ist in einem Gehäuse 21 untergebracht, welches noch weitere Ventile aufnehmen kann, beispielsweise ein Druckbegrenzungsventil 40. Das Steuerventil 20 besitzt einen Schieberkolben 22, der in einer Bohrung 23 mit der Querschnittsfläche A1 geführt ist und einen Steuerkolbenbund 24 mit zwei Steuerkanten aufweist, die mit entsprechenden Kanten zwischen der Ventilbohrung 23 und einer Steuerbohrung 25 zusammenarbeiten. In der Zeichnung links vom Steuerkolbenbund 24 steht die Ventilbohrung 23 über die Druckleitung 19 mit dem Arbeitsdruck in Verbindung, während rechts von dem Steuerkolbenbund 24 eine Verbindung zur Abflußleitung 14 gegeben ist. Diese Verbindung läuft im vorliegenden Fall über einen Steuerkanal 35 und eine Ventilbohrung 33 des Druckbegrenzungsventils 40, welches einen Schieberkolben 32 und einen Steuerkolbenbund 44 besitzt, der normalerweise den über 19 zugeführten Systemdruck vom Steuerkanal 35 absperrt. Wenn der Steuerbund 24 seine Mittelstellung zur Steuerbohrung 25 einnimmt, fließt ein gedrosselter Leckstrom von der Druckleitung 19 zur Abflußleitung 14, so daß sich in der Steuerbohrung 25 ein mittlerer Druck einstellt, der als Steuerdruck über die Steuerdruckleitung 18 dem Stellkolben 7 zugeführt wird.

Fluchtend zur Ventilbohrung 23 ist eine Steuerkammerbohrung 26 vorgesehen, die zur Aufnahme eines Steuerkolbens 27 und einer Ventildfeder 28 dient. Der Steuerraum 26 ist über einen Verbindungskanal 29 mit der Steuerleitung 18 verbunden, so daß die eine Seite des Steuerkolbens 27 unter Steuerdruck steht. Die andere Seite des Kolbens 27 ist mit der Abflußleitung 14 verbunden. Der Steuerkolben 27 wird demnach entsprechend seiner Querschnittsfläche A2 und dem Steuerdruck P_c so-

wie durch die Kraft F1 der Ventildfeder 28 gegen den Schieberkolben 22 gedrängt, der seinerseits auf der Fläche A1 unter dem Arbeits- oder Systemdruck P_s steht. In der Gleichgewichtsstellung gilt somit:

$$P_s \cdot A_1 = P_c \cdot A_2 + F_1 .$$

Die Betriebsweise der Regeleinrichtung ist wie folgt: Beim Anlauf befindet sich die Schrägscheibe 4 in ihrer maximalen Schwenkstellung, d.h. die Axialkolbenpumpe ist auf maximales Verdrängungsvolumen eingestellt. Es sei angenommen, daß der nicht gezeichnete, an der Welle 8 angreifende Antriebsmotor auf Solldrehzahl gebracht wird. Es wird dann der maximale Pumpenstrom Q1 (Fig. 3 und 4) an einen nicht gezeigten hydraulischen Verbraucher geliefert, dessen Eigenschaften die Höhe des sich einstellenden Arbeitsdruckes in der Auslaßleitung 12 bestimmt. Es sei angenommen, daß sich ein höherer Druck als P1 (Fig. 3 und 4) einstellt. Dabei wird ein Ungleichgewicht am Schieberkolben 22 erreicht, d.h. der Schieberkolben wandert in der Zeichnung nach rechts und gibt einen größeren Drosselquerschnitt zwischen seiner Druckzuführseite und der Steuerbohrung 25 frei, so daß der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 18 ansteigt und der Stellkolben 7 verschoben wird. Dadurch wird die Schrägscheibe 4 in eine Stellung für herabgesetzten Pumpenstrom verschwenkt, was durch die fallende Kennlinie im QP-Diagramm der Fig. 3 und 4 dargestellt ist. Der erhöhte Steuerdruck ist andererseits auf den Kolben 27 rückgeführt, so daß sich das Ventil 20 in seine Gleichgewichtslage rückbewegt, wobei im wesentlichen die Füllung des Zylinders 17 sich nicht weiter verändert. Die Pumpe liefert dann einen bestimmten Pumpenstrom bei dem angeforderten Arbeitsdruck. Wenn ein nochmals erhöhter Arbeitsdruck von dem Verbraucher angefordert wird, dann führt dies zum erneuten Ansprechen des Steuerventils 20 und einer weiteren Erhöhung des Steuerdrucks mit der Folge der Verstellung der Schrägscheibe 4 auf einen nochmals verringerten Pumpenförderstrom.

Unter der Voraussetzung einer linearen Federkennlinie der Rückholeinrichtung 10 wird die Neigung der QP-Kennlinie in Fig. 3 oder 4 durch das Verhältnis der Querschnittsflächen des Steuerbundes 24 zum Steuerkolben 27, d.h. entsprechend dem Wert A_1/A_2 bestimmt. Je größer die Fläche A2 ist, umso flacher wird die QP-Kennlinie. Durch entsprechende Wahl des Verhältnisses $A_1:A_2$ kann man demnach das Verhalten der Regeleinrichtung bestimmen.

Ein weiteres Mittel der Beeinflussung der Regelcharakteristik besteht darin, die Kennlinie der Rückholeinrichtung 10 zu beeinflussen. Im dargestellten Ausführungsbeispiel geschieht dies durch die Feder 16, der eine Federkennlinie K2 zukommen mag. Es sei angenommen, daß die Feder 16 im Betriebspunkt Q2 P2 (Fig. 4) zur Wirkung kommt, d.h. infolge der zurückweichenden Schrägscheibe 4 beaufschlagt wird. Der weiteren Schwenkung der Schrägscheibe 4 auf verringertem Pumpenstrom stehen somit die beiden Federn 15 und 16 mit den Kennlinien K1 und K2 entgegen. Es wird deshalb eine relativ

65

größere Stellkolbenkraft benötigt, die nur durch einen relativ höheren Steuerdruck P_c erzeugt werden kann. Gemäß der angeführten Gleichung führt dies zu einem höheren Arbeits- oder Systemdruck P_s , verglichen mit dem Fall ohne die Feder 16. Es wird deshalb die "gebrochene" Charakteristik nach Fig. 4 erreicht.

Bei unzulässig hohen Drücken spricht das Druckbegrenzungsventil 40 an und erhöht den Steuerdruck P_c so weit, daß die Pumpe in ihre Nullhubstellung schwenkt. Dies ist bei P3 in Fig. 4 dargestellt.

Die Neigung der Kennlinie zwischen P1 und P2 in Fig. 3 stellt eine rohe Annäherung an eine Hyperbel dar. Die Annäherung an eine Hyperbel ist in der Kennlinie der Fig. besser. Durch entsprechende Gestaltung der Rückholeinrichtung 10 kann die Annäherung an eine Hyperbel noch weiter getrieben werden. Im allgemeinen ist es aber ausreichend, die Annäherung gemäß Fig. 3 oder 4 an die ideale Hyperbel zu erzielen, wenn es darum geht, nur einen Überlastschutz für den Antriebsmotor zu schaffen.

Das Überlastschutz-Steuerventil 20 kann mit weiteren Ventilen gekoppelt sein, um zu einer Regelung des Stellmotors zu gelangen, denn es spricht nur im Grenzfall zu Überlastschutzzwecken an.

Fig. 5 zeigt eine Axialkolbenpumpe 1a, bei der zwei Stellkolben 7a, 7b vorgesehen sind. Während der - größere - Stellkolben 7a über die Steuerleitung 18 mit dem Überlastschutz-Steuerventil 20 verbunden ist, ist der - kleinere - Stellkolben 7b mit einer Abzwegleitung 12b der Auslaßleitung 12 verbunden und empfängt den Systemdruck. Der kleinere Stellkolben 7b bildet, zusammen mit einer nicht dargestellten Rückholfeder, die Rückholeinrichtung 10 der Schrägscheibe 4. Auch hierbei läßt sich ein steigender Steuerdruck im Zylinder 17 in Abhängigkeit von der Schwenkstellung der Schrägscheibe 4 erzielen.

Patentansprüche

1. Leistungsgeregelte Hydropumpe mit veränderlichem Verdrängungsvolumen mit folgenden Merkmalen:

zur Verstellung des Verdrängungsvolumens (Q) ist ein Verstellorgan (4, 7, 10) mit Stellkolben (7) vorgesehen;

der Stellkolben (7) ist von Steuerdruck (P_c) entgegen der Wirkung einer Rückholeinrichtung (10) verschiebbar;

die Rückholeinrichtung (10) ist so ausgebildet, daß jeder Stellung des Stellkolbens (7) eine bestimmte Höhe des Steuerdrucks (P_c) entspricht;

ein Steuerventil (20) regelt die Höhe des Steuerdrucks (P_c) und weist hierzu ein Steuerglied (22) mit einer ersten Steuerkolbenfläche (A1), die - entgegen der Kraft (F1) einer Ventillfeder (28) - vom Arbeitsdruck (P_s) beaufschlagt ist; und

- entgegen der Wirkung der ersten Steuerkolbenfläche (A1) - eine zweite Steuerkolbenfläche (A2) auf, die vom Steuerdruck (P_c) beaufschlagt ist, dadurch gekennzeichnet,

daß die Rückstelleinrichtung (10) eine oder mehrere Federn (15, 16) enthält, um bei Verstellung zu kleineren Verdrängungsvolumina (Q) eine progressiv zunehmende Gesamtrückstellkraft zu erzeugen, und daß die zweite Steuerkolbenfläche (A2) größer als die erste Steuerkolbenfläche (A1) ist.

2. Leistungsgeregelte Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Federn (15, 16) in ihrem Federweg nacheinander zur Wirkung gelangen.

3. Leistungsgeregelte Pumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis der Größen der ersten und zweiten Steuerkolbenfläche (A1 : A2) zueinander sowie die Federkennlinien (K1, K2) und die Federwege der Federn (15, 16) der Rückstelleinrichtung (10) so gewählt sind, daß eine Annäherung an eine konstante Leistungsbegrenzung entsprechend einer Hyperbel in einem QP-Diagramm erzielt wird.

4. Leistungsgeregelte Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerglied (22) des Steuerventils (20) zwei Steuerkanten an einem Kolbenbund (24) aufweist, die mit einer Steuerbohrung (25) zusammenarbeiten und in der Mittenstellung des Kolbenbundes (24) einen gedrosselten Leckstrom von einer Druckleitung (19) zu einer Abflußleitung (14) fließen lassen.

Claims

1. Power-controlled hydraulic pump having variable displacement volume and the following features:

an adjusting member (4, 7, 10) having a servo piston (7) is provided for adjusting the displacement volume (Q);

the servo piston (7) is displaceable by control pressure (P_c) against the effect of a return means (10);

the return means (10) is designed in such a way that a certain level of the control pressure (P_c) corresponds to each position of the servo piston (7);

a control valve (20) controls the level of the control pressure (P_c) and to this end has a control member (22) having a first control piston area (A1) which is acted upon by the working pressure (P_s) against the force (F1) of a valve spring (28), and a second control piston area (A2) which is acted upon by the control pressure (P_c) against the effect of the first control piston area (A2), characterized in that the return means (10) contains one or more springs (15, 16) in order to produce a progressively increasing total return force during adjustment for smaller displacement volumes (Q), and in that the second control piston area (A2) is larger than the first control piston area (A1).

2. Power-controlled pump according to Claim 1, characterized in that the springs (15, 16), in their spring travel, come into effect one after the other.

3. Power-controlled pump according to Claim 2, characterized in that the ratio of the sizes of the first and second control piston area (A1 : A2) to one another as well as the spring characteristics (K1, K2) and the spring travel of the springs (15, 16) of

4

the return means (10) are selected in such a way that an approximation to a constant power limitation in accordance with a hyperbola in a QP-diagram is obtained.

4. Power-controlled pump according to one of Claims 1 to 3, characterized in that the control member (22) of the control valve (20) has two control edges on a spool collar (24) which interact with a control bore (25) and, in the centre position of the spool collar (24), allow a restricted leakage flow to pass from a pressure line (19) to a discharge line (14).

Revendications

1. Pompe hydraulique à régulation de puissance et à volume de refoulement variable, possédant les caractéristiques suivantes :

pour la variation du volume de refoulement (Q), il est prévu un organe de réglage (4, 7, 10) comportant un piston de commande (7) ;

le piston de commande (7) peut être déplacé par une pression de commande (P_c) à l'encontre de l'action d'un dispositif de rappel (10) ;

le dispositif de rappel (10) est constitué de manière qu'à chaque position du piston de commande (7), corresponde une valeur déterminée de la pression de commande (P_c) ;

un distributeur (20) règle la valeur de la pression de commande (P_c) et comprend à cet effet un organe de commande (22) qui présente une première surface de piston de commande (A1) qui est chargée par la pression de travail (P_s) - à l'encontre de la force (F1) d'un ressort de distributeur (28) - ; et

- à l'encontre de l'action de la première surface de piston de commande (A1) - une deuxième surface de piston de commande (A2), qui est chargée par la pression de commande (P_c), caractérisée

en ce que le dispositif de rappel (10) comprend un ou plusieurs ressorts (15, 16) pour produire une force de rappel totale progressivement croissante, en présence d'une variation dirigée vers de plus petits volumes de refoulement (Q), et en

ce que la deuxième surface du piston de commande (A2) est plus grande que la première surface du piston de commande (A1).

2. Pompe à régulation de puissance selon la revendication 1, caractérisée en ce que les ressorts (15, 16) entrent en action l'un après l'autre au cours de leur débattement élastique.

3. Pompe à régulation de puissance selon la revendication 2, caractérisée en ce que le rapport des grandeurs de la première et de la deuxième surface du piston de commande (A1 : A2) ainsi que les caractéristiques élastiques (K1, K2) et que les courses de débattement des ressorts (15, 16) du dispositif de rappel (10) sont choisis de manière à obtenir une courbe de limitation de puissance constante qui se rapproche d'une hyperbole dans le diagramme QP.

4. Pompe à régulation de puissance selon une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que l'organe de commande (22) du distributeur (20) pré-

sente deux arêtes de commande sur une portée de piston (24), qui coopèrent avec un perçage de commande (25) et qui, dans la position moyenne de la portée de piston (24), laissent un débit de fuite étranglé s'écouler d'une conduite de pression (19) vers une conduite d'écoulement (14).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

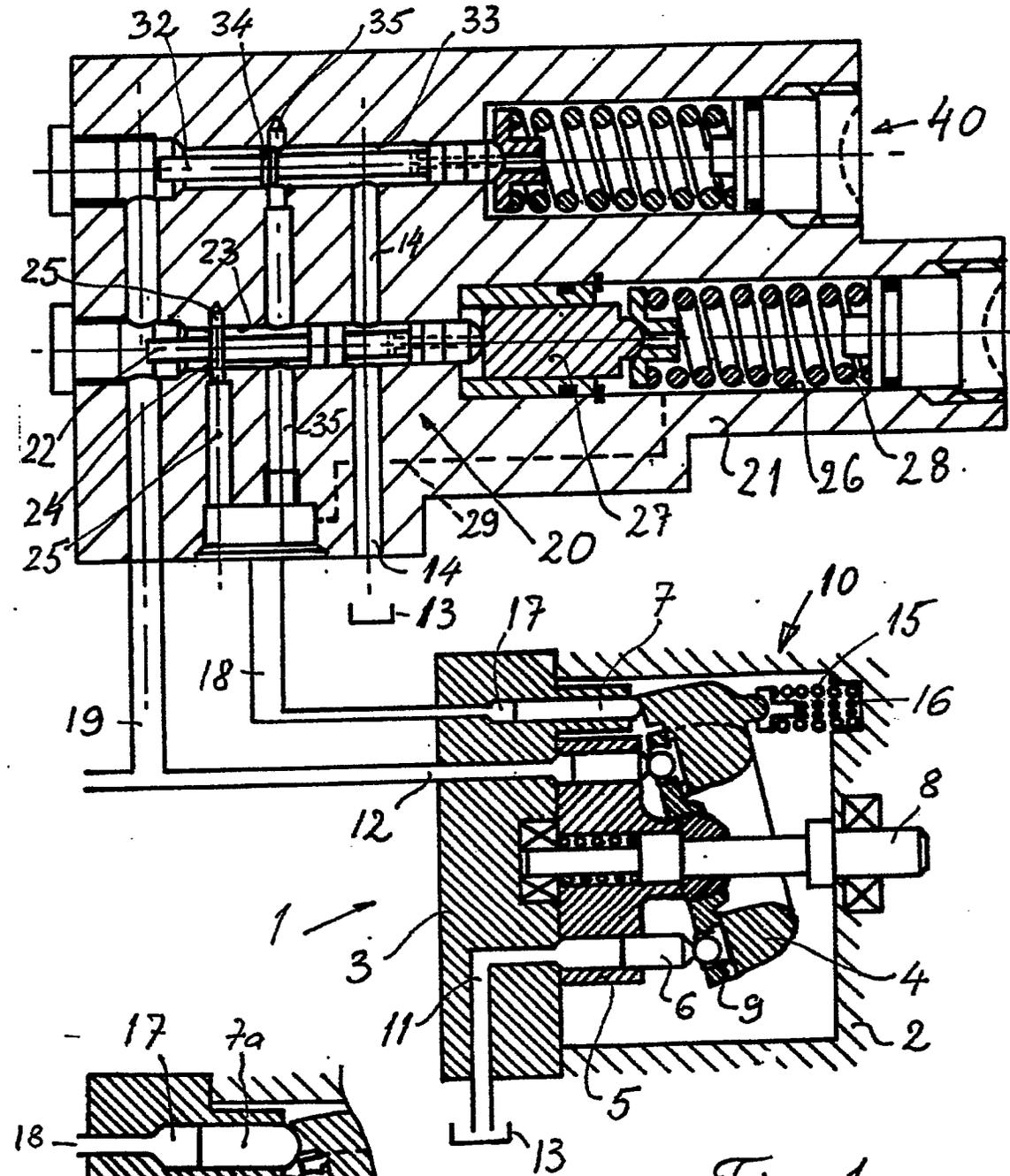


Fig. 1

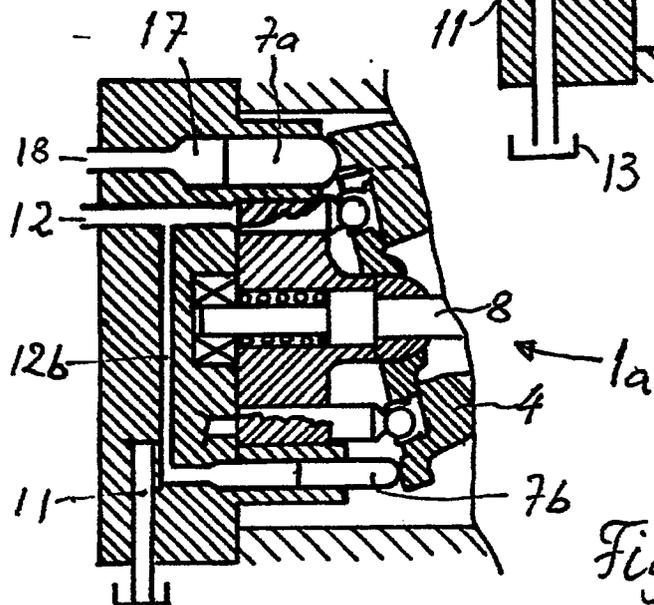


Fig. 5

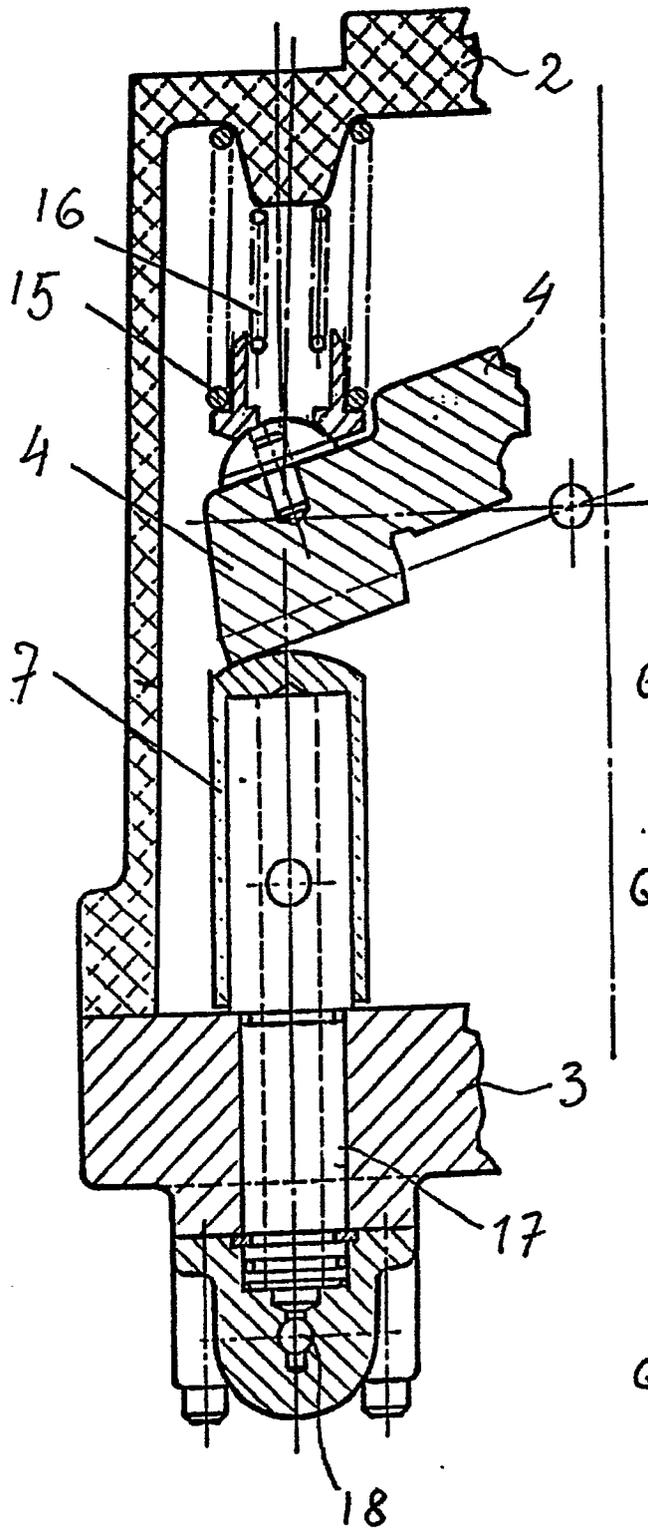


Fig. 2

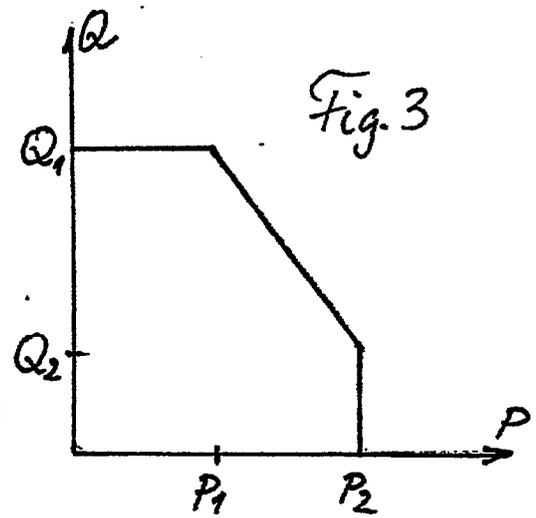


Fig. 3

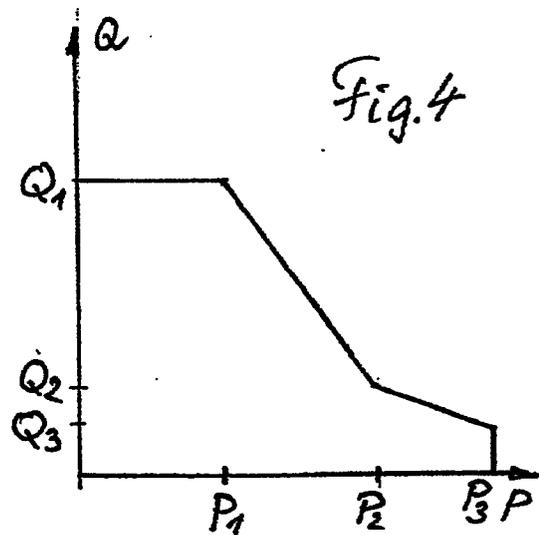


Fig. 4