

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11)

Veröffentlichungsnummer:

0 169 916
B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift:
01.06.88

(51) Int. Cl.⁴: **F 04 C 15/04**

(21) Anmeldenummer: **84108976.6**

(22) Anmeldetag: **28.07.84**

(54) **Pumpe, insbesondere Lenkhilfpumpe.**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.02.86 Patentblatt 86/6

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

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
01.06.88 Patentblatt 88/22

(72) Erfinder: **Schulz, René, Dr.-Ing., Im Spiess 8, D-6382 Neu Anspach (DE)**
 Erfinder: **Mott, Roland, Dipl.-Ing., An den Pappeln 2a, D-6370 Oberursel 6 (DE)**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

(74) Vertreter: **Blumbach Weser Bergen Kramer Zwirner Hoffmann Patentanwälte, Sonnenbergerstrasse 43, D-6200 Wiesbaden 1 (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
FR - A - 1 129 777
FR - A - 1 536 833
FR - A - 1 573 459
US - A - 2 340 196
US - A - 3 059 832
US - A - 3 356 032
US - A - 3 720 483

EP 0 169 916 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 Pumpe, insbesondere Lenkhilfpumpe, nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Bei einer bekannten Pumpe dieser Art (FR-A-1 536 833) ist das Regelventil als ein Stromregelventil mit kombiniertem, vorgesteuertem Druckbegrenzungsventil ausgebildet und weist einen Schieberkolben auf, dessen vorderes Ende kegelförmig gestaltet ist, um in der Art eines Sitzventils mit einem ringförmigen Ventilsitz zusammenzuarbeiten. Die kegelförmige Ringfläche des Schieberkolbens radial ausserhalb des Ventilsitzes wird von dem vollen Pumpendruck beaufschlagt und entspricht wirkungsflächenmässig der Querschnittsfläche der Steuerkammer, deren Druck dem Druck auf die Kegelfläche entgegenwirkt. Der Steuerraum ist mit dem Druckraum über eine schraubenförmige Nut verbunden, die über den Dichtbund zwischen dem Druckraum und dem Steuerraum verläuft und die mit der Auslassleitung verbunden ist, welche ausserdem über die Messblende oder Messdrossel mit dem Druckraum in Verbindung steht. In dem Steuerraum stellt sich somit der Druck in der Auslassleitung ein. Unter normalen Betriebsbedingungen teilt sich der Pumpenstrom in einem Ringbereich um die kegelförmige Ringfläche des Schieberkolbens auf in einen geregelten Förderstrom, der zum Verbraucher geht, und in einen abgeregelten Förderstrom, der sich am ringförmigen Ventilsitz entspannt und dem Einlasssystem in der Pumpe zugeführt wird. Der über die Messblende fliessende, geregelte Förderstrom gelangt über eine äussere Auslassleitung zu einer Servolenkeinrichtung, die normalerweise den geregelten Förderstrom zum Tank weiterleitet. Bei extremem Lenkeinschlag kann es aber vorkommen, dass der geregelte Förderstrom fast abgesperrt wird, so dass der Druck stark zunimmt und das Druckbegrenzungsventil anspricht. In dieser Betriebsweise wird eine hohe Leistung im Bereich des ringförmigen Ventilsitzes umgesetzt, die auf die Pumpe begrenzt bleibt, so dass sich die Hydraulikflüssigkeit stark erhitzt, was nach einiger Zeit zur Zerstörung der Pumpe führen kann.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Pumpe zu schaffen, die trotz der Abregelung innerhalb des Pumpengehäuses funktionsfähig bleibt.

Dieses Problem wird dadurch gelöst, dass die Laminardrossel zwischen Steuerraum und dem Einlasskanal bzw. einem mit dem Einlasskanal verbundenen Raum angeordnet ist.

Bei einem vorgesteuerten Druckbegrenzungsventil wirkt die Laminardrossel dabei parallel zu dem Vorsteuerventil und senkt den Regeldruck der Pumpe stark ab. Damit wird eine weitere Aufheizung der Pumpe vermieden. Wenn das Lenkungsventil im Falle einer Lenkhilfpumpe wieder öffnet, wird wieder Öl ausgetauscht, die Temperatur in der Pumpe sinkt wieder, die Laminardrossel stellt wieder einen höheren Widerstand dar, und die Pumpe kann wieder den notwendigen Druck aufbauen.

Ausführungsbeispiele der Erfindung werden anhand der Zeichnung beschrieben. Dabei zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch eine Flügelzellenpumpe;

Fig. 2 einen Querschnitt entlang der Linie II-II nach Fig. 1;

Fig. 3 und 4 einen Regelkolben mit einer ersten Laminardrossel;

Fig. 5 und 6 einen Regelkolben mit einer zweiten Laminardrossel;

Fig. 7 einen Regelkolben mit einer dritten Laminardrossel;

Fig. 8 einen Regelkolben mit einer vierten Laminardrossel;

Fig. 9 einen Regelkolben mit einer fünften Laminardrossel;

Fig. 10 eine vergrösserte Einzelheit aus Fig. 9.

Die in den Figuren 1 und 2 dargestellte Lenkhilfpumpe ist als Flügelzellenpumpe ausgebildet und weist ein Gehäusehauptteil 1 und einen Gehäusedeckel 2 auf, die einen Innenraum druckmitteldicht einschliessen. Im Innenraum sitzen — gehäusefest angeordnet — eine Druckplatte 4 und ein Nockenring 5, die durch Stifte 6 drehgesichert sind. Innerhalb des Nockenringes 5 und zwischen dem Gehäusedeckel 2 und der Druckplatte 4 ist ein Rotor 7 angeordnet, der eine Reihe von radialen Führungsschlitzen besitzt. Innerhalb dieser Führungsschlitze sind Flügel 8 radial verschieblich gelagert. Der Rotor 7 ist über eine Welle 9 antreibbar, die in einer Lagerbohrung des Gehäusedeckels 2 gelagert ist. Der Rotor 7 ist zylindrisch geformt, während der Nockenring 5 einen angenähert ovalen Innumriss aufweist, dessen kleine Achse etwa dem Durchmesser des Rotors entspricht, während die grosse Achse die Auszugslänge der Flügel 8 bestimmt. Auf diese Weise liegen zwischen dem Nockenring 5 und dem Rotor 7 zwei sichelförmige Arbeitsbereiche, die von den Flügeln 8 in eine Anzahl von Zellenräumen unterteilt werden. Auf der Saugseite des Systems vergrössern sich die Zellenräume und bei der Druckseite verkleinern sie sich.

Von einem Tank 14 führt eine Verteilleitung 16 in zwei Zufuhrkanäle 17, die als senkrechte oder schräge Bohrungen (Fig. 2) ausgebildet sind und jeweils tangential in einen waagerechten, knieförmigen Zufuhrkanalabschnitt 18 einmünden. Die Zufuhrkanalabschnitte 18 weisen jeweils einen radialen Schenkel auf, der in einen Entladekanal 19 einmündet. Die axialen Schenkel der Zufuhrkanalabschnitte 18 stossen jeweils auf Durchgangsöffnungen 20 der Druckplatte 4, von wo aus der jeweilige Hydraulikstrom in den zugeordneten Arbeitsbereich der Pumpe gelangt.

Die Abfuhr der Hydraulikflüssigkeit erfolgt über Kanäle 33 (Fig. 1) durch die Druckplatte 4 hindurch auf deren Rückseite in einen Druckraum 35 und von dort in eine Venturidüse 36. In der Venturidüse 36 teilt sich der Pumpenförderstrom auf in einen geregelten Förderstrom zum äusseren Pumpenauslass 37 und einen abgeregelten Förderstrom durch ein Stromregelventil 40 in die Entladekanäle 19. Der geregelte Förderstrom gelangt durch eine Messblende oder Drossel 38 in einen Abfuhrkanal 39, der über eine Drossel 49 mit dem Steuerraum 47 des Ventils 40 in Verbindung steht. Das Ventil 40 weist einen Schieberkolben 41 auf, der durch die Kraft einer Feder 42 in Richtung auf die Venturidüse 36 gedrängt und

gegebenenfalls dort zur Anlage gebracht wird. Der Schieberkolben 41 weist zwei bundförmige Abdichtbereiche 43 und 44 auf, zwischen denen sich eine Ringnut 45 erstreckt, die mit den Entladekanälen 19 in Verbindung steht. Von der Ringnut 45 führt ein teilweise radial und teilweise axial sich erstreckender Kanal 46 durch den Schieberkolben 41 in den Steuer-
raum 47, und der Kanal 46 wird von einem federbe-
lasteten Kegelventil 48 beherrscht, welches beim
Überschreiten eines Grenzdruckes im Steuer-
raum 47 abhebt, so dass sich der Hochdruck über den Kan-
al 46, den Ringraum 45 in den Entladekanal 19 ent-
spannen kann. Das Kegelventil 48 stellt somit ein
Druckbegrenzungsventil dar, welches im übrigen
auch die Lage des Schieberkolbens 41 steuert, da
wegen der Drossel 49 der Druck im Steuer-
raum 47 abfällt und der Hochdruck in der Venturidüse 36 ge-
genüber der Federkraft 42 überwiegt, wie in Fig. 2
dargestellt. Die unter Druck stehende Hydraulikflüs-
sigkeit spritzt dabei strahlförmig in die Kanäle 19, 18,
wie durch Pfeile dargestellt, und erzeugt einen Unter-
druck in den Zufuhrkanälen 17, die mit dem Tank 14
in Verbindung stehen. Die Zufuhrkanäle 17 können
deshalb als Injektor bezeichnet werden. Es wird aber
nur dann Hydraulikflüssigkeit nachgesaugt, wenn
Hydraulikflüssigkeit am äusseren Pumpenauslass 37
über eine Auslassleitung 50, eine Servolenkeinrich-
tung 51 und eine Tankleitung 51 Hydraulikflüssigkeit
abströmt. Wenn die Servolenkeinrichtung 51 völlig
oder nahezu zugesperrt ist, wird die Hydraulikflüs-
sigkeit im wesentlichen im Inneren der Pumpe umge-
wälzt und erreicht erhebliche Temperaturgrade, die
sogar zur Zerstörung der Pumpe führen können.

Es ist eine Laminardrossel 60 vorgesehen, die pa-
rallel zum Kegelventil 48 liegt und den Steuer-
raum 47 mit dem Ringraum 45 und damit mit dem Pumpe-
neinlasssystem 19, 18, 20 verbindet. Die Laminar-
drossel 60 stellt einen variablen Widerstand für einen
Leckölstrom dar, und zwar ist der Widerstandswert
im Normalbetrieb hoch, wenn die Hydraulikflüssig-
keit einen mässig hohen Temperaturwert aufweist,
während bei Überhitzungsgefahr die Viskosität des
Öls exponentiell abfällt und damit der Leckstrom zu-
nimmt, d.h. der Widerstandswert der Laminardros-
sel 60 stark abnimmt.

Wenn die Servolenkeinrichtung 51 absperrt und
das Kegelventil 48 wegen Überschreitung des Grenz-
wertes anspricht, bildet sich ein Entladestromweg 39,
37, 49, 47, 48, 46, 45, 19, was zur Druckabsenkung
im Steuer-
raum 47 auf den Nennwert oder Grenz-
wert führt. Am Schieberkolben 41 entspannt sich
nahezu die gesamte Hydraulikflüssigkeit vom Nenn-
wert auf etwa den atmosphärischen Druck, und we-
gen des erheblichen Energieumsatzes nimmt die
Temperatur der Hydraulikflüssigkeit stark zu. Die La-
minardrossel 60 nimmt infolgedessen ihren niedri-
gen Widerstandswert an, so dass mehr Hydraulik-
flüssigkeit aus dem Steuer-
raum 47 entweichen kann
und über den Entladekanal 19 zur Saugseite der Pum-
pe gelangt. Als Folge davon wird der Druck im Steu-
erraum 47 vermindert, und der Schieberkolben 41
bewegt sich weiter in öffnender Richtung. Damit
wird der Auslassdruck der Pumpe stark abgesenkt.
Dadurch wird der Energieumsatz verringert und die
weitere Aufheizung der Pumpe verhindert.

Fig. 3 zeigt einen Schieberkolben 41 von der Seite
gesehen und Fig. 4 einen Schnitt entlang der Linie IV-
IV in Fig. 3. Der Schieberkolben 41 weist zwei durch
die Nut 45 getrennte Kolbenbunde 43 und 44 auf. Im
Kolbenbund 44 liegt eine feine Bohrung 61 von etwa
0,1 mm Durchmesser und 10 mm Länge. Durch diese
feine Bohrung 61 wird die erste Ausführungsform
der Laminardrossel 60 gebildet.

Fig. 5 zeigt eine Seitenansicht des Schieberkol-
bens 41 und Fig. 6 einen Schnitt entlang der Linie VI-
VI in Fig. 5. Am Kolbenbund 44 ist eine Abflachung
62 von etwa 0,04 mm Tiefe geschaffen, und diese
Abflachung 62 bildet eine zweite Ausführungsform
der Laminardrossel 60.

Fig. 7 zeigt einen Schieberkolben 41, dessen Kol-
benbund 44 mit einem aussen liegenden Kanal 63 in
Schraubengewindeform versehen ist. Bei einem Kan-
alquerschnitt von 0,6 mm² kann eine Kanallänge
von 160 mm auf dem Kolbenbund 44 untergebracht
werden. Diese dritte Ausführungsform der Laminar-
drossel ist wegen der relativ grossen Querschnitts-
fläche weniger verstopfungsanfällig gegenüber Ver-
schmutzungen und ist deshalb besonders vorteil-
haft.

Fig. 8 zeigt ein Labyrinthnetz 64 auf der Aussen-
seite des Kolbenbundes 44. Der Kanalquerschnitt
sowie Kanallänge weisen ähnliche Werte auf wie in
der Ausführungsform nach Fig. 7.

Fig. 9 und 10 zeigen eine verdeckte Ausführungs-
form eines schraubenförmigen Kanals 65, der inner-
halb des Kolbenbundes 44 untergebracht ist. Zu die-
sem Zweck weist der Kolbenbund 44 eine Schraub-
hülse 66 auf, die auf ein Trapezgewinde des Schie-
berkolbens 41 aufgeschraubt ist. Kanalquerschnitt
und Kanallänge entsprechen etwa der Ausführungs-
form nach Fig. 7.

Ausser den dargestellten Formen von Laminar-
drosseln kann jeder hydraulische Widerstand ver-
wendet werden, bei dem eine turbulente Strömung
vermieden wird, d.h. die Strömung durch den hy-
draulischen Widerstand immer laminar bleibt und der
Gleichung:

$$Q_{\text{lam}} = \frac{\pi J g r^4}{8\nu}$$

folgt mit

$$J = \text{Gefälle (insbesondere } \frac{\Delta p}{\gamma l} \text{)}$$

$g = \gamma/p = \text{Erdbeschleunigung}$

$r = \text{Drosselradius}$

$\nu = \text{kinematische Zähigkeit.}$

Die Viskosität des Öls sinkt exponentiell mit der Er-
höhung der Temperatur des Öls, wodurch der Lecköl-
strom durch die Laminardrossel 60 in der Grössen-
ordnung von 0,2 l/min bei normalem Betrieb (80°C
Öltemperatur, 80 bar) auf Werte von 1,4 l/min bei et-
wa 150°C und dem Grenzdruck von etwa 130 bar
zunimmt. Der Leckölstrom entspricht dann grössen-
ordnungsmässig dem Zuflussstrom über die Zulei-
tungs-drossel 49, welche vorzugsweise als einge-
setzte Lochblende von 1,2 mm Durchmesser von ei-
ner solchen Bauart ist, dass die turbulente Strö-
mungsform der Hydraulikflüssigkeit vorherrscht.

Dabei gilt:

$$Q_{\text{turb}} = a \cdot \zeta \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

mit a = Querschnitt der Drossel

ζ = Widerstandsbeiwert

ρ = Dichte

Δp = Druckdifferenz an der Drossel 49.

Die Strömung durch die Zuleitungsdrossel 49 ist somit kaum viskositätsabhängig und damit praktisch temperaturunabhängig.

Die Laminardrossel 60 ist so bemessen, dass die Druckdifferenz an ihr bei normaler Betriebstemperatur ungefähr 50 mal so hoch ist wie die Druckdifferenz an der Zuleitungsdrossel 49. Bei gefährlich hoher Temperatur senkt sich der hydraulische Widerstand der Laminardrossel 60 auf etwa 1/5 und damit genügend weit ab, um — zusammen mit dem Ventil 48 — den Steuerraum 47 auf einen Druckwert zu bringen, der weit unterhalb des eingestellten Grenzdrucks für das Druckbegrenzungsventil 48 liegt.

Patentansprüche

1. Pumpe, insbesondere Lenkhilfpumpe, mit einem Gehäuse (1), welches über Leitungen oder Kanäle (16, 17) mit einem Tank (14) verbunden ist, mit einer Auslassleitung (50), die mit einem Verbraucher, insbesondere einer Servolenkeinrichtung (51), in Verbindung steht, der wiederum mit dem Tank (14) verbunden ist, mit einem Regelventil (40, 41, 47, 48) mit Druckbegrenzungsverhalten, welches ein Verschlusselement (41) und einen Steuerraum (47) aufweist und den erzeugten Pumpenstrom innerhalb des Pumpengehäuses (1) in einen geregelten Förderstrom zur Auslassleitung (50) und einen abgeregelten Förderstrom in einen Entlade- oder Bypasskanal (19) aufteilt, der einem internen Einlasskanalsystem (18, 19) der Pumpe angehört, wobei der Steuerraum (47) mit dem Druck des geregelten Förderstroms beaufschlagt ist und bei Überschreiten eines Grenzdrucks das Verschlusselement (41) zur Freigabe eines Entladestromweges in den Entlade- oder Bypasskanal (19) gesteuert wird und mit einer mit dem Steuerraum verbundenen Laminardrossel, dadurch gekennzeichnet, dass die Laminardrossel (60) zwischen Steuerraum (47) und dem internen Einlasskanalsystem (18, 19) bzw. einem mit diesem verbundenen, druckniedrigen Raum (45) angeordnet ist.

2. Pumpe nach Anspruch 1 mit einem Schieberkolben (41) als Verschlusselement des Regelventils, dadurch gekennzeichnet, dass die Laminardrossel (60) aus einem am Schieberkolben (41) angebrachten, engen und langen Kanal (61, 62, 63, 64, 65) besteht.

3. Pumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (61, 62, 63, 64) an einem Kolbenbund (44) des Schieberkolbens (41) angebracht ist.

4. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (63) Schraubgewindeform aufweist.

5. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (62) als Abflachung des Kolbenbundes (44) ausgebildet ist.

6. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (61) als feine Bohrung durch den Kolbenbund (44) ausgebildet ist.

7. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (64) als Labyrinthnetz auf der Aussenseite des Kolbenbundes (44) ausgebildet ist.

8. Pumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (65) mittels einer Hülse (66) gebildet wird, die auf dem Schieberkolben (41) aufgeschraubt ist.

9. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Regelventil (40, 41, 47, 48) als ein Stromregelventil (40) mit kombiniertem, vorgesteuertem Druckbegrenzungsventil (41, 47, 48) ausgebildet ist.

Claims

1. Pump, in particular a power steering pump, comprising a housing (1) connected to a tank (14) via lines or ducts (16, 17), comprising an outlet line (50) which communicates with a power-consuming device that is connected back to the tank (14) and is, in particular, a power steering servo unit (51), and further comprising a regulating valve (40, 41, 47, 48) which exhibits pressure-limiting behaviour, which possesses a closure element (41) and a control chamber (47), and which, within the pump housing (1), divides the pump-generated flow into a regulated delivery flow to the outlet line (50) and an unregulated delivery flow to a discharge or bypass duct (19) associated with an internal inlet duct system (18, 19) that leads to the pump, the pressure of the regulated delivery flow being admitted to the control chamber (47) and, in the event of a limiting pressure being exceeded, the closure element (41) being controlled so as to open a discharge flow path into the discharge or bypass duct (19), and the said pump further comprising a laminar-type flow restrictor (60) which is connected to the control chamber, characterized in that the laminar-type flow restrictor (60) is located between the control chamber (47) and the internal inlet duct system (18, 19), or between the said chamber and a space (45) which is connected to this inlet duct system, and in which low pressure prevails.

2. Pump according to Claim 1, comprising a valve spool (41) which serves as the closure element of the regulating valve, characterized in that the laminar-type flow restrictor (60) consists of a passage (61, 62, 63, 64, 65) which is provided on the valve spool (41), and which is narrow and long.

3. Pump according to Claim 2, characterized in that the passage (61, 62, 63, 64) is provided on a piston-like shoulder (44) of the valve spool (41).

4. Pump according to Claim 3, characterized in that the passage (63) has the shape of a screw thread.

5. Pump according to Claim 3, characterized in that the passage (62) is configured as a flat area on the piston-like shoulder (44).

6. Pump according to Claim 3, characterized in that the passage (61) is configured as a fine bore, extending through the piston-like shoulder (44).

7. Pump according to Claim 3, characterized in that the passage (64) is configured as a labyrinth network on the outside of the piston-like shoulder (44).

8. Pump according to Claim 4, characterized in that the passage (65) is formed by means of a sleeve (66) which is screwed onto the valve spool (41).

9. Pump according to any one of Claims 1 to 8, characterized in that the regulating valve (40, 41, 47, 48) is configured as a flow-regulating valve (40) with a combined, pilot-operated pressure-limiting valve (41, 47, 48).

Revendications

1. Pompe, notamment pompe de direction assistée, comprenant un corps (1) qui est en communication avec un réservoir (14) par des conduites ou conduits (16, 17), une conduite de sortie (50) qui est en communication avec un appareil consommateur, notamment, avec un dispositif de servodirection (51), appareil qui est à son tour en communication avec le réservoir (14), un régulateur (40, 41, 47, 48) possédant un comportement de limiteur de pression, qui présente un élément obturateur (41) et une chambre de commande (47), et qui divise le courant produit par la pompe, à l'intérieur du corps (1) de la pompe, en un courant de refoulement réglé envoyé à la conduite de sortie (50) et un courant de refoulement non réglé qui est envoyé à un conduit de décharge ou de dérivation (19) qui appartient à un réseau intérieur de canaux d'entrée (18, 19) de la pompe, la chambre de commande (47) étant chargée par la pression du courant de refoulement réglé et l'élément obturateur (41) étant commandé, lorsque la pression excède une pression limite, pour dégager

un passage de courant de décharge aboutissant dans le conduit de décharge ou de dérivation (19), et un étranglement laminaire qui est en communication avec la chambre de commande, caractérisée en ce que l'étranglement laminaire (60) est intercalé entre la chambre de commande (47) et le réseau intérieur de conduits d'entrée (18, 19) ou entre cette chambre de commande et une chambre à basse pression (45) reliée à ce réseau.

2. Pompe selon la revendication 1, comprenant un piston tiroir (41) servant d'élément obturateur du régulateur, caractérisée en ce que l'étranglement laminaire (60) est constitué par un conduit étroit et long (61, 62, 63, 64, 65) prévu sur le piston tiroir (51).

3. Pompe selon la revendication 2, caractérisée en ce que le conduit (61, 62, 63, 64) est prévu sur une couronne (44) du piston tiroir (41).

4. Pompe selon la revendication 3, caractérisée en ce que le conduit (63) présente la forme d'un filetage.

5. Pompe selon la revendication 3, caractérisée en ce que le conduit (62) est constitué par un méplat de la couronne (44) du piston.

6. Pompe selon la revendication 3, caractérisée en ce que le conduit (61) est constitué par un perçage fin ménagé à travers la couronne (44) du piston.

7. Pompe selon la revendication 3, caractérisée en ce que le conduit (64) est constitué par un réseau labyrinthique prévu sur la surface externe de la couronne (44) du piston.

8. Pompe selon la revendication 4, caractérisée en ce que le conduit (65) est formé au moyen d'un manchon (66) qui est vissé sur le piston tiroir (41).

9. Pompe selon une des revendications 1 à 8, caractérisée en ce que le régulateur (40, 41, 47, 48) est constitué par un régulateur de débit (40) équipé d'un limiteur de pression piloté (41, 47, 48) qui lui est combiné.

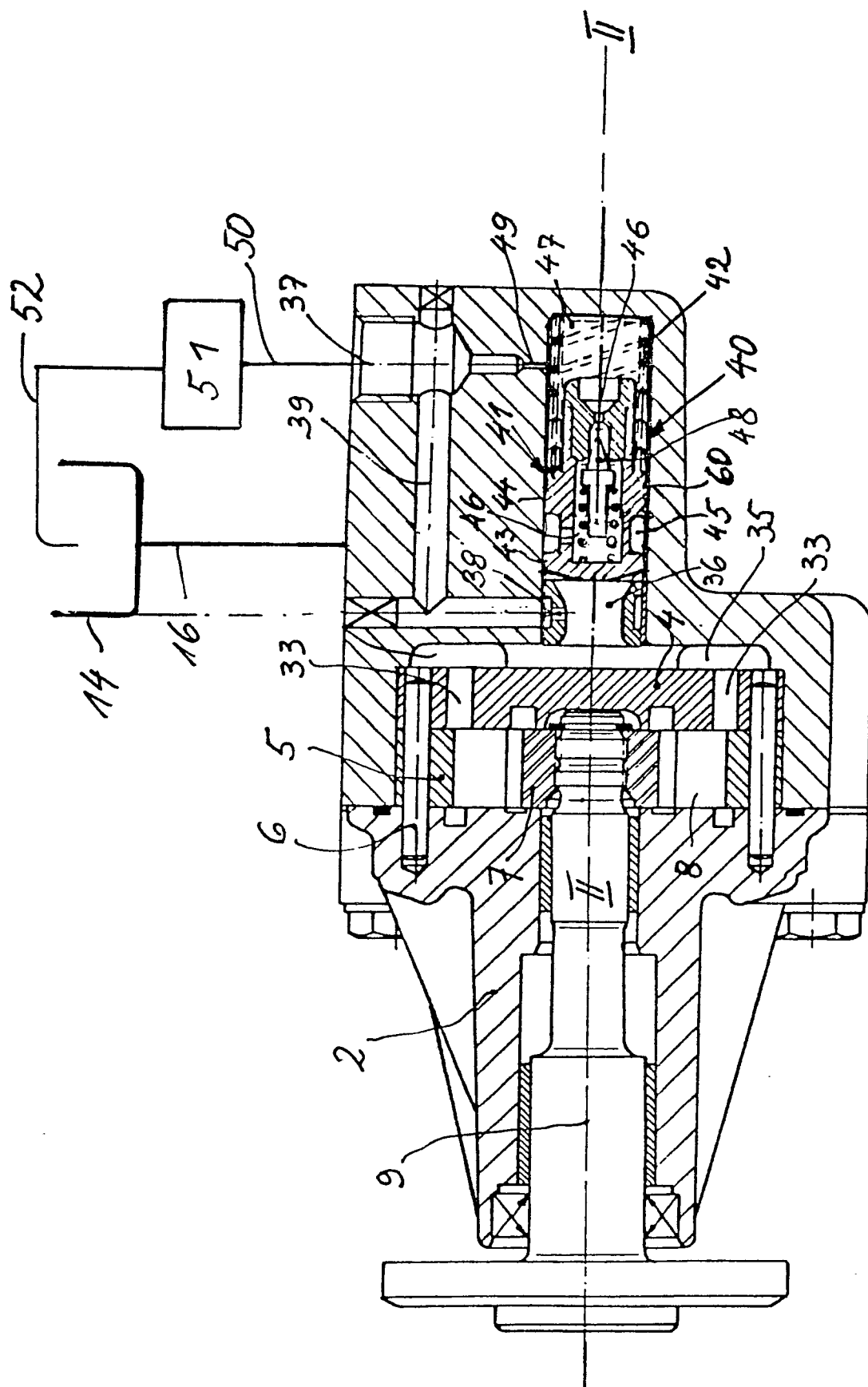


Fig 1

