

(19)



(11)

EP 1 523 623 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
19.03.2008 Patentblatt 2008/12

(51) Int Cl.:
F04C 14/26^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **03735598.9**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2003/006091

(22) Anmeldetag: **11.06.2003**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2004/015271 (19.02.2004 Gazette 2004/08)

(54) **NICHT PROPORTIONALES STROMREGELVENTIL FÜR EINE FLÜGELZELLENPUMPE**

NON-PROPORTIONAL FLOW CONTROL VALVE FOR A VANE PUMP

SOUPAPE DE REGULATION DE DEBIT NON PROPORTIONNELLE POUR POMPE A CELLULES EN AILETTES

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB

(30) Priorität: **24.07.2002 DE 10233579**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.04.2005 Patentblatt 2005/16

(73) Patentinhaber: **ZF Lenksysteme GmbH**
73527 Schwäbisch Gmünd (DE)

(72) Erfinder:
• **EPPLI, Konrad**
73527 Schwäbisch Gmünd (DE)
• **MAYER, Reiner**
73527 Schwäbisch Gmünd (DE)
• **REICHENMILLER, Michael**
73550 Waldstetten (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 528 254 WO-A-01/59301
DE-A- 19 915 555 DE-A- 19 948 446

EP 1 523 623 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 ein Ventil für eine Pumpe mit einer Feder nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Die DE 199 48 446 A1 beschreibt eine Feder für ein Pumpenventil, insbesondere für ein Saugventil einer Pumpe eines geregelten Bremssystems. Die Feder zur Ansteuerung der Öffnungszeiten des Saugventils einer Kolbenpumpe weist in dem Arbeitsbereich in dem das Ventil öffnet eine kleine Federsteifigkeit auf, während in demjenigen Arbeitsbereich in dem die Feder das Ventil zu schließen beginnt, eine große Federsteifigkeit der Feder ausgenutzt wird. Dadurch ist bewirkt, dass ein schneller Schließvorgang des Ventils erfolgen kann.

[0003] Die DE 19915555 offenbart eine Flügelzellenpumpe mit einer Stromregelventil.

[0004] Es sind Stromregelventile zur Regelung des Fluidflusses von einer Flügelzellenpumpe in Abhängigkeit von der Temperatur und den physikalischen Stoffeigenschaften des Fluids bekannt. Dabei ist in einer Ventilbohrung vorzugsweise in einem Gehäuse einer Flügelzellenpumpe ein Steuerkolben axial verschieblich gelagert. Das Stromregelventil ist in der Art einer Druckwaage gebildet, wobei der Steuerkolben auf einer Seite mit Betriebsdruck der Flügelzellenpumpe und mit an einen Verbraucher, wie etwa an ein Lenkgetriebe abgegebenen Druck beaufschlagt ist. Zu diesem Zweck mündet ein Kanal zur Führung von Fluid, das unter Druck der Flügelzellenpumpe steht in die Ventilbohrung. Das Fluid gelangt über eine Drosselöffnung in einer Ventilschraube innerhalb der Ventilbohrung zu einem Verbraucher. Die Drosselöffnung wird wegababhängig von einem diese durchragenden Fortsatz des Steuerkolbens in ihrem Querschnitt verändert.

[0005] Der Steuerkolben ist auf seiner anderen, dem Fortsatz abgewandt liegenden Seite, mit einer Feder beaufschlagt, deren Federkraft auf einen Führungsdorn des Steuerkolbens wirkt und den Steuerkolben gegen die Drosselöffnung drückt. Die Feder ist in einer Regelkammer, welche von einer Druckausgleichsbohrung mit unter Druck stehendem Fluid beaufschlagt ist, positioniert. Die Feder besitzt eine konstante Federrate, was ein Kompromiß zwischen einer notwendigen Kraft zum Öffnen der Drosselöffnung und einer Federkraft zur Regelung des Drosselquerschnitts bei hohen Volumenströmen des Fluids durch das Stromregelventil bedeutet. Dadurch steht etwa bei einer als Flügelzellenpumpe ausgebildeten Lenkhilfepumpe ein nicht optimaler, in der Regel zu geringer Druck im Druckkanal zwischen druckseitigen Flügelzellenkammern der Lenkhilfepumpe und dem Verbraucher an. Zudem behindern die in engem Abstand zueinander liegenden Federwindungen ein ungehindertes Einstromen von Fluid durch die Druckausgleichsbohrung in die Regelkammer.

[0006] Der Füllungsgrad einer solchen Lenkhilfepumpe ist bei hohen Volumenströmen nicht optimal und der Kennlinienverlauf der Lenkhilfepumpe in diesem Volumenstrom-Drehzahlbereich ist nicht linear. Zudem ist der Leistungsbedarf bei kleineren Volumenströmen erhöht.

[0007] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein als Stromregelventil ausgebildetes Ventil für eine Lenkhilfepumpe zu schaffen, durch das ein gleichförmiger Volumenstrom eines Fluids über einen großen Volumenstrombereich ermöglicht ist.

[0008] Die Aufgabe wird mit einem Ventil mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

[0009] Dadurch dass die Feder, die den Führungsdorn des Steuerkolbens mit einer Druckkraft beaufschlagt, einen Längenbereich mit einer ersten Federkonstanten und einen Längenbereich mit einer zweiten Federkonstanten aufweist, wobei die zweite Federkonstante größer als die erste Federkonstante ist, ist bewirkt, dass eine optimale, auf die Kennlinie der jeweiligen Flügelzellenpumpe angepasste Öffnungskraft für die Drossel des Stromregelventils und eine solche Federkraft insbesondere bei hohen Volumenströmen und Drehzahlen der Flügelzellenpumpe an dem Steuerkolben anliegt, dass ein hoher Fluidruck auf der Druckseite der Flügelzellenpumpe anliegt. Ein hoher Füllungsgrad der Flügelzellenpumpe ist dadurch bewirkt.

[0010] Um ein ungehindertes Einstromen des Fluids aus der Druckausgleichsbohrung in die, die Feder enthaltenden Regelkammer zu ermöglichen ohne dass Windungen der Feder die Druckausgleichsbohrung in erheblichem Maße abschirmen, ist vorgesehen, den zweiten Längenbereich der Feder in radialer Richtung der Druckausgleichsbohrung anzuordnen. Auf diese Weise ist bewirkt, dass ein Federabschnitt der Feder, welcher im Betrieb des Stromregelventils weniger gestaucht wird und daher dessen federnde Windungen nicht auf Block gehen, die Druckausgleichsbohrung abschirmend, an der Druckausgleichsbohrung zu liegen kommt.

[0011] Es kann zweckmäßig sein, den ersten Längenbereich der Feder um den Führungsdorn des Steuerkolbens zu legen. Auf diese Weise wird ein mit einer geringen Führungslänge versehener Steuerkolben, der kippgefährdet in der Ventilbohrung angeordnet ist, durch die eng anliegenden Windungen des weichen Längenbereichs der Feder gut geführt und bei Hubbewegungen zentriert. Ein derartig gelagerter Steuerkolben ist bei geöffnetem Zustand der Drossel durch die Feder selbst zusätzlich stabilisiert.

[0012] Es kann zweckmäßig sein, die Feder mit einem dritten Längenbereich, der eine andere Federkonstante wie der erste und zweite Längenbereich aufweist, zu versehen. Der dritte Längenbereich der Feder kann sich an dem ersten Längenbereich anschließen. Es kann auch zweckmäßig sein, den dritten Längenbereich der Feder mit derselben Federkonstanten, wie diejenige des ersten Längenbereichs zu versehen.

[0013] Auf diese Weise lässt sich die Feder in axialer Richtung mit symmetrisch zu dem zweiten Längenbereich

angeordneten ersten und dritten Längenbereich darstellen, sodaß diese bei der Montage Richtungs-unabhängig eingebaut werden kann.

[0014] In einer besonders bevorzugten Ausführungsform des Ventils weist die Feder acht federnde Windungen auf, wobei der erste Längenbereich 2,6, der zweite Längenbereich 1,8 und der dritte Längenbereich 2,6 federnde Windungen hat. Das Stromregelventil ist dabei so bemessen, dass die Feder in einer Anlageposition des Steuerkolbens an der Drosselöffnung des Stromregelventils etwa 25,5 mm lang ist. In einer Blockposition, in der der Führungsdorn des Steuerkolbens an einer Gehäusewand anliegt, ist dagegen die Federlänge noch etwa 13,5 mm. Die maximale Federkraft beträgt etwa 68 N und die Federkraft bei der "Öffnen-Position" des Steuerkolbens etwa 35 N.

[0015] Die Federkonstante des ersten und / oder dritten Längenbereichs der Feder beträgt bevorzugt etwa 2,0 N/mm und die Federkonstante des zweiten Längenbereichs der Feder beträgt etwa 5,7 N/mm.

[0016] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist nachfolgende anhand der Zeichnung gezeigt. In der Zeichnung zeigt:

Fig. 1 einen Querschnitt durch eine Flügelzellenpumpe mit dem erfindungsgemäßen Stromregelventil,

Fig. 2 einen Querschnitt durch das Stromregelventil in Fig. 1 in geschlossenem Zustand,

Fig. 2 a einen Querschnitt durch das Stromregelventil in Fig. 1 in geöffnetem Zustand,

Fig. 2 b einen Querschnitt durch das Stromregelventil in Fig. 1 in Knicklängen-Position des Steuerkolbens,

Fig. 2 c einen Querschnitt durch das Stromregelventil in Fig. 1 in Blocklängen-Position,

Fig. 3 eine vergrößerte Ansicht einer Feder für das Stromregelventil,

Fig. 4 die Federkraft einer Feder für das Stromregelventil in Fig. 1 aufgetragen über der Federlänge.

[0017] In Fig. 1 ist ein Querschnitt durch eine als doppelhubige Flügelzellenpumpe 11 ausgebildete Pumpe 2 gezeigt. Quer zu einer Wellenachse 22 der Flügelzellenpumpe 11 erstreckt sich über etwa die gesamte Breite eines Gehäuses 23 der Flügelzellenpumpe 11 ein als Stromregelventil 10 ausgebildetes Ventil 1. Das Gehäuse 23 ist zu diesem Zweck mit einer Ventilbohrung 15 versehen, in der ein Steuerkolben 14 mit einem Fortsatz 24 axialverschieblich angeordnet ist. Die Ventilbohrung 15 ist auf einer Seite durch eine Gehäusewand 25 verschlossen und an ihrem gegenüberliegenden Ende mit einer Ventilschraube 26 versehen, an die ein Verbraucher, wie etwa eine Lenkgetriebe anschließbar ist. In die Ventilbohrung 15 mündet in eine Druckkammer 27 zwischen der Ventilschraube 26 und einer Druckwaage - Fläche 28 des Steuerkolbens 14 ein nicht gezeigter Druckkanal, über den das von der Flügelzellenpumpe 11 erzeugte, unter Druck stehende Fluid 29 in die Ventilbohrung 15 einströmt.

[0018] Das Gehäuse 23 weist einen Drosselkanal 30 auf, der die Druckkammer 27 fluidisch mit einer Regelkammer 17 auf der Rückseite 32 des Steuerkolbens 14 über eine Druckausgleichsbohrung 16 (Drosselbohrung) von der Druckkammer 27 und einer Druckausgleichsbohrung 16' der Regelkammer 17 verbindet. Der Steuerkolben 14 wird von einer als Druck-Schraubenfeder 33 ausgebildeten Feder 3 an einem als Führungsdorn 12 ausgebildeten axialen Abschnitt 13 beaufschlagt. Die Feder 3 stützt sich an der Gehäusewand 25 und an dem Führungsdorn 12 des Steuerkolbens 14 ab, wobei die Federkraft 5 bewirkt, dass die Druckwaage-Fläche 28 des Steuerkolbens 14 im Ruhezustand des Stromregelventils 10 die Drosselöffnung 21 in der Ventilschraube 26 verschließt. Der in der Regelkammer 17 zwischen dem Steuerkolben 14 und der Gehäusewand 25 anliegende Druck bewirkt eine zu der Federkraft 5 gleichgerichtete Kraft, die dem in der Druckkammer 27 herrschenden Druck entgegenwirkt, wobei aufgrund der geometrischen Verhältnisse in dem Stromregelventil sich die Drosselöffnung 21 ab einem bestimmten Druck des in die Ventilbohrung einströmenden Fluids 29 öffnet. Der Steuerkolben bildet somit eine Druckwaage.

[0019] Um in gewünschter Weise die Drosselöffnung 21, welche von dem Fortsatz 24 mit spezifischer Querschnitts-abfolge durchragt wird, zu öffnen, aber bei hohen Volumenströmen durch die Drosselöffnung mit einem progressiven Federkraftverlauf und damit nicht linear ansteigendem Gegendruck auf die Druckwaage - Fläche 28 und den Fortsatz 24 begrenzt offen zu halten, wird eine in bekannter Weise mit zumindest zwei Längenbereichen 6, 8 mit verschiedenen Federkonstanten 7,9 ausgestattete Feder angewandt. Der zweite Längenbereich 8 der Feder 3, welcher in dem in den Figuren 1 bis 3 gezeigten Ausführungsbeispiel denselben Außendurchmesser wie der erste Längenbereich hat, kommt in radialer Richtung benachbart zu der Druckausgleichsbohrung 16' der Regelkammer 17 zu liegen.

[0020] Aufgrund seiner geringen Anzahl an federnden Windungen 20 - diese beträgt im Ausführungsbeispiel 1,8 im Gegensatz zu 2,6 bei dem ersten Längenbereich 6 - ist der Abstand der Windungen in dem zweiten Längenbereich 8 groß, wodurch die Druckausgleichsbohrung 16' nicht von der Feder 3 abgeschirmt wird. Fluid kann annähernd ungehindert aus der Regelkammer 17 aus- und einströmen, sodaß dadurch keine stochastischen Bewegungen des Steuerkolbens verursacht sind.

[0021] In dem gezeigten Ausführungsbeispiel schließt sich dem zweiten Längenbereich 8 ein dritter Längenbereich 18 der Feder 3 mit derselben Federkonstante 7 wie der erste Längenbereich 6 an. Die Anzahl der federnden Windungen 20 des dritten Längenbereichs 18 beträgt 2,6. Der Abstand der Windungen ist derselbe wie beim ersten Längenbereich (vgl. Fig. 3). Bei einem Hub des Steuerkolbens 14 werden zunächst die Windungen des ersten und dritten Längenbereichs gestaucht, wobei die Windungen des ersten Längenbereichs der Feder dadurch den kippgefährdeten Steuerkolben 14 an seinem Führungsdorn 12 eng anliegend stabilisieren.

[0022] Der zweite Längenbereich der Feder 3 ändert seine axiale Position zu der Druckausgleichsbohrung 16' wenig. Bei einem weiteren Hub des Steuerkolbens 14 über eine Knicklängen-Position hinaus (vgl. Fig. 2 b und Fig. 4) wird der zweite Längenbereich 8 der Feder 3 gestaucht. Es ergibt sich dadurch ein überproportionaler Anstieg der Federkraft 5 auf den Steuerkolben, wodurch der Druck in der Druckkammer 27 und damit auch der Druck in der Flügelzellenpumpe auf hohem Niveau gehalten wird. Der Füllungsgrad der Flügelzellenpumpe wird demnach bei hohen Volumenströmen verbessert und die Kennlinie der Flügelzellenpumpe durch die erfindungsgemäße Verwendung der Feder 3 linear gehalten.

[0023] Wie Fig. 2 zeigt, beträgt die Länge 4 der Feder 3 in einer Position des Steuerkolbens 14 in dem dessen Druckwaage - Fläche 28 an der Drosselöffnung 21 der Ventilschraube 26 anliegt - einer Anlage Position - etwa 25,5 mm. Die Federkraft 5 beträgt in dieser Position etwa 29 N (vgl. Fig. 4).

[0024] In einer in Fig. 2 a gezeigten "Öffnen - Position" des Steuerkolbens 14 ist die Länge 4 der Feder 3 etwa 22,5 mm und die Federkraft 5 beträgt etwa 35 N.

[0025] In der in Fig. 2 b gezeigten "Knicklängen-Position" des Steuerkolbens ist die Länge 4 der Feder 3 etwa 17,5 mm und die Federkraft 5 beträgt etwa 45 N.

[0026] In der in Fig. 2 c gezeigten "Blocklängen-Position" in dem der Führungsdorn 12 des Steuerkolbens 14 an der Gehäusewand 25 anliegt, ist die Länge 4 der Feder 3 13,5 mm und die Federkraft 5 beträgt etwa 68 N.

[0027] Wie in Fig. 3 dargestellt ist, hat die Feder einen Drahtdurchmesser von 1,5 mm und einen Windungsdurchmesser von etwa 15 mm. Der größte Dorndurchmesser D_d beträgt 13 mm und der kleinste Hülsendurchmesser D_h etwa 17 mm.

BEZUGSZEICHENLISTE

[0028]

1	Ventil	26	Ventilschraube
2	Pumpe	27	Druckkammer
3	Feder	28	Druckwaage-Fläche
4	Länge	29	Fluid
5	Kraft	30	Drosselkanal
6	Längenbereich, erster	31	
7	Federkonstante, erste	32	Rückseite v. 14
8	Längenbereich, zweiter	33	Druck-Schraubenfeder
9	Federkonstante, zweite	34	
10	Stromregelventil	35	
11	Flügelzellenpumpe	36	
12	Führungsdorn	37	
13	Abschnitt, axial v. 14	38	
14	Steuerkolben	39	
15	Ventilbohrung	40	
16,16'	Druckausgleichsbohrung	41	
17	Regelkammer	42	
18	Längenbereich, dritter	43	
19		44	
20	Windung, federnd	45	

(fortgesetzt)

5

10

15

21	Drosselöffnung	46	
22	Wellenachse	47	
23	Gehäuse	48	
24	Fortsatz	49	
25	Gehäusewand	50	
D	Drahtdurchmesser		
D _d	Dorndurchmesser, größter		
D _h	Hülsendurchmesser, kleinster		

Patentansprüche

20

25

30

35

40

45

50

55

1. Ventil für eine Pumpe (2), mit einer Feder (3) deren Länge (4) in Abhängigkeit von der auf die Feder (3) wirkenden Kraft (5) sich nicht proportional ändert, wobei die Feder (3) zumindest einen ersten Längenbereich (6) mit einer ersten Federkonstanten (7) und einen zweiten Längenbereich (8) mit einer zweiten Federkonstanten (9) aufweist, wobei die erste Federkonstante (7) kleiner als die zweite Federkonstante (9) ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Ventil (1) ein Stromregelventil (10) einer Flügelzellenpumpe (11) ist und die Feder (3) mit ihrem ersten Längenbereich (6) an einem als Führungsdorn (12) ausgebildeten axialen Abschnitt (13) eines Steuerkolbens (14) in einer Ventilbohrung (15) des Stromregelventils (10) anliegt und der zweite Längenbereich (8) der Feder (3) in radialer Richtung einer Druckausgleichsbohrung (16') einer Regelkammer (17) in der Ventilbohrung (15), die Druckausgleichsbohrung abschirmend, angeordnet wird.
2. Ventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Längenbereich (6) der Feder (3) um den Führungsdorn (12) gelegt ist.
3. Ventil nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Feder (3) einen dritten Längenbereich (18) mit einer anderen Federkonstanten wie derjenigen des zweiten Längenbereichs (8) aufweist.
4. Ventil nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der dritte Längenbereich (18) der Feder (3) dieselbe Federkonstante (7) wie der erste Längenbereich (6) der Feder (3) aufweist.
5. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Feder (3) sieben federnde Windungen (20) aufweist.
6. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Anzahl der federnden Windungen (20) des ersten Längenbereichs (6) 2,6, die Anzahl der federnden Windungen (20) des zweiten Längenbereichs (8) 1,8 und die Anzahl der federnden Windungen (20) des dritten Längenbereichs (18) 2,6 beträgt.
7. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Länge (4) der Feder (3) in Anlageposition des Steuerkolbens (14) an einer Drosselöffnung (21) des Stromregelventils (10) etwa 25,5 mm beträgt.
8. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Länge (4) der Feder (3) in der Blockposition des Steuerkolbens (14) etwa 13,5 mm beträgt.
9. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die maximale Federkraft der Feder (3) etwa 68 N beträgt.
10. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Federkraft der Feder (3) in der Öffnen-Position des Stromregelventils (10) etwa 35 N beträgt.

11. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Federkonstante (7) etwa 2,0 N/mm beträgt.
12. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zweite Federkonstante (9) etwa 5,7 N/mm beträgt.
13. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Anzahl der federnden Windungen (20) des ersten Längenbereichs (6) der Feder (3) 5,2 und die Anzahl der federnden Windungen (20) des zweiten Längenbereichs (8) der Feder (3) 1,8 beträgt und der erste Längenbereich (6) den Führungsdorn (12) umschließt.

Claims

1. Valve for a pump (2), having a spring (3), the length of which changes non-proportionally as a function of the force (5) which acts on the spring (3), the spring (3) having at least one first longitudinal region (6) with a first spring constant (7) and a second longitudinal region (8) with a second spring constant (9), the first spring constant (7) being smaller than the second spring constant (9), **characterized in that** the valve (1) is a flow control valve (10) of a vane cell pump (11) and the spring (3) bears with its first longitudinal region (6) against an axial section (13) of a control piston (14) in a valve bore (15) of the flow control valve (10), which axial section (13) is configured as a pressure equalization bore (16') of a control chamber (17) in the valve bore (15), so as to shield the pressure equalization bore.
2. Valve according to Claim 1, **characterized in that** the first longitudinal region (6) of the spring (3) is laid around the guide mandrel (12).
3. Valve according to either of Claims 1 and 2, **characterized in that** the spring (3) has a third longitudinal region (18) with a different spring constant to that of the second longitudinal region (8).
4. Valve according to Claim 3, **characterized in that** the third longitudinal region (18) of the spring (3) has the same spring constant (7) as the first longitudinal region (6) of the spring (3).
5. Valve according to one of Claims 1 to 4, **characterized in that** the spring (3) has seven resilient turns (20).
6. Valve according to one of Claims 1 to 5, **characterized in that** the number of resilient turns (20) of the first longitudinal region (6) is 2.6, the number of resilient turns (20) of the second longitudinal region (8) is 1.8 and the number of resilient turns (20) of the third longitudinal region (18) is 2.6.
7. Valve according to one of Claims 1 to 6, **characterized in that** the length (4) of the spring (3) is approximately 25.5 mm in the contact position of the control piston (14) on a throttling opening (21) of the flow control valve (10).
8. Valve according to one of Claims 1 to 7, **characterized in that** the length (4) of the spring (3) is approximately 13.5 mm in the blocking position of the control piston (14).
9. Valve according to one of Claims 1 to 8, **characterized in that** the maximum spring force of the spring (3) is approximately 68 N.
10. Valve according to one of Claims 1 to 9, **characterized in that** the spring force of the spring (3) is approximately 35 N in the open position of the flow control valve (10).
11. Valve according to one of Claims 1 to 10, **characterized in that** the first spring constant (7) is approximately 2.0 N/mm.
12. Valve according to one of Claims 1 to 11, **characterized in that** the second spring constant (9) is approximately 5.7 N/mm.
13. Valve according to one of Claims 1 to 12, **characterized in that** the number of resilient turns (20) of the first longitudinal region (6) of the spring (3) is 5.2 and the number of resilient turns (20) of the second longitudinal region (8) of the spring (3) is 1.8, and the first longitudinal region (6) encloses the guide mandrel (12).

Revendications

1. Soupape pour une pompe (2), avec un ressort (3) dont la longueur (4) varie de manière non proportionnelle en fonction de la force (5) agissant sur le ressort (3), le ressort (3) présentant au moins une première région longitudinale (6) avec une première constante de ressort (7) et une deuxième région longitudinale (8) avec une deuxième constante de ressort (9), la première constante de ressort (7) étant inférieure à la deuxième constante de ressort (9), **caractérisée en ce que** la soupape (1) est une soupape de régulation de débit (10) d'une pompe à cellules à ailettes (11) et le ressort (3) s'applique avec sa première région longitudinale (6) contre une portion axiale (13) d'un piston de commande (14), réalisée sous forme de mandrin de guidage (12), dans un alésage de soupape (15) de la soupape de régulation de débit (10), et la deuxième région longitudinale (8) du ressort (3) est disposée, dans la direction radiale d'un alésage d'équilibrage de la pression (16') d'une chambre de régulation (17), dans l'alésage de soupape (15), en protégeant l'alésage d'équilibrage de pression.
2. Soupape selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la première région longitudinale (6) du ressort (3) est placée autour du mandrin de guidage (12).
3. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 ou 2, **caractérisée en ce que** le ressort (3) présente une troisième région longitudinale (18) avec une autre constante de ressort que celle de la deuxième région longitudinale (8).
4. Soupape selon la revendication 3, **caractérisée en ce que** la troisième région longitudinale (18) du ressort (3) présente la même constante de ressort (7) que la première région longitudinale (6) du ressort (3).
5. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, **caractérisée en ce que** le ressort (3) présente sept enroulements élastiques (20).
6. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce que** le nombre des enroulements élastiques (20) de la première région longitudinale (6) est de 2,6, le nombre des enroulements élastiques (20) de la deuxième région longitudinale (8) est de 1,8, et le nombre des enroulements élastiques (20) de la troisième région longitudinale (18) est de 2,6.
7. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, **caractérisée en ce que** la longueur (4) du ressort (3) dans la position d'appui du piston de commande (14) au niveau d'une ouverture d'étranglement (21) de la soupape de régulation de débit (10) est d'environ 25,5 mm.
8. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, **caractérisée en ce que** la longueur (4) du ressort (3) dans la position de blocage du piston de commande (14) est d'environ 13,5 mm.
9. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, **caractérisée en ce que** la force maximale de ressort du ressort (3) est d'environ 68 N.
10. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, **caractérisée en ce que** la force de ressort du ressort (3) dans la position d'ouverture de la soupape de régulation de débit (10) est d'environ 35 N.
11. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce que** la première constante de ressort (7) vaut environ 2,0 N/mm.
12. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 11, **caractérisée en ce que** la deuxième constante de ressort (9) vaut environ 5,7 N/mm.
13. Soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 12, **caractérisée en ce que** le nombre des enroulements élastiques (20) de la première région longitudinale (6) du ressort (3) est de 5,2, et le nombre des enroulements élastiques (20) de la deuxième région longitudinale (8) du ressort (3) est de 1,8, et la première région longitudinale (6) entoure le mandrin de guidage (12).

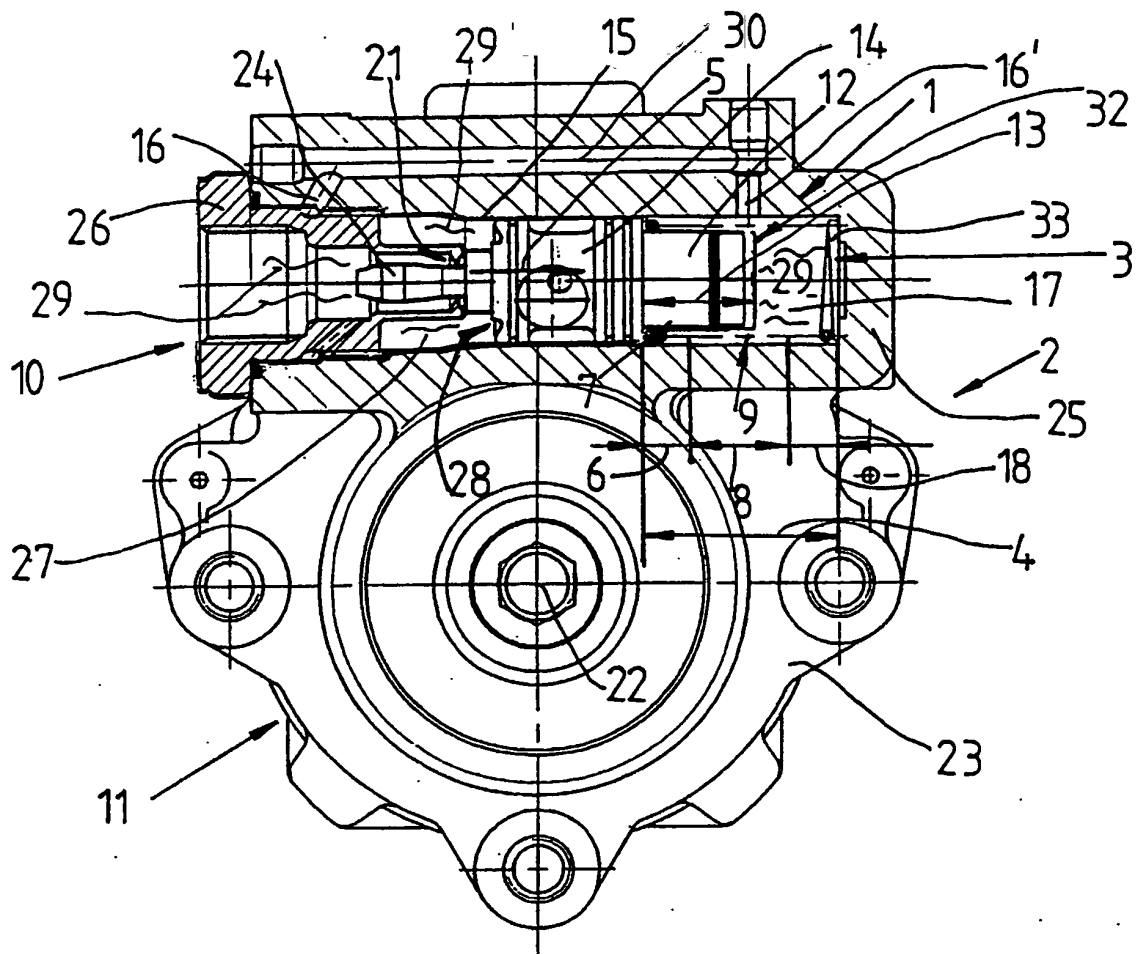


Fig.1

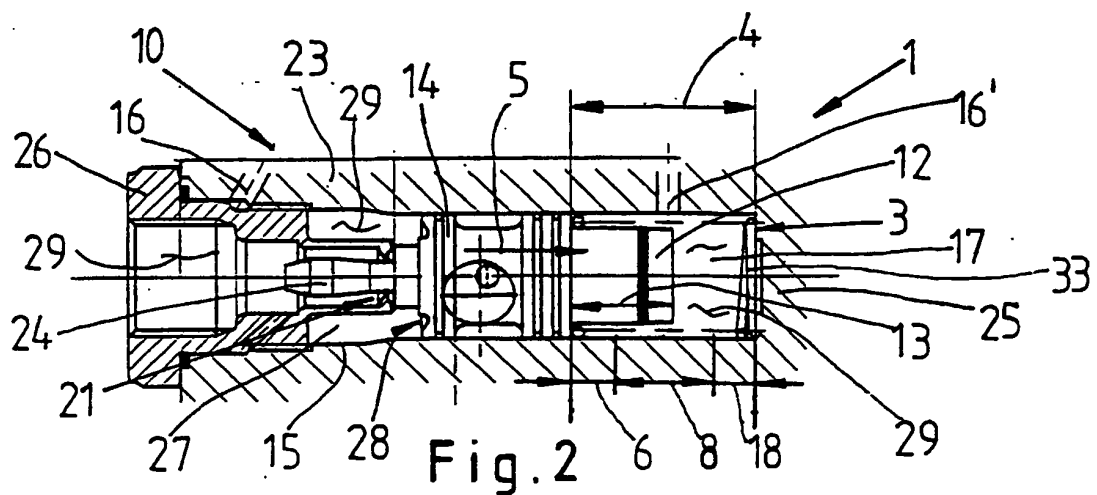
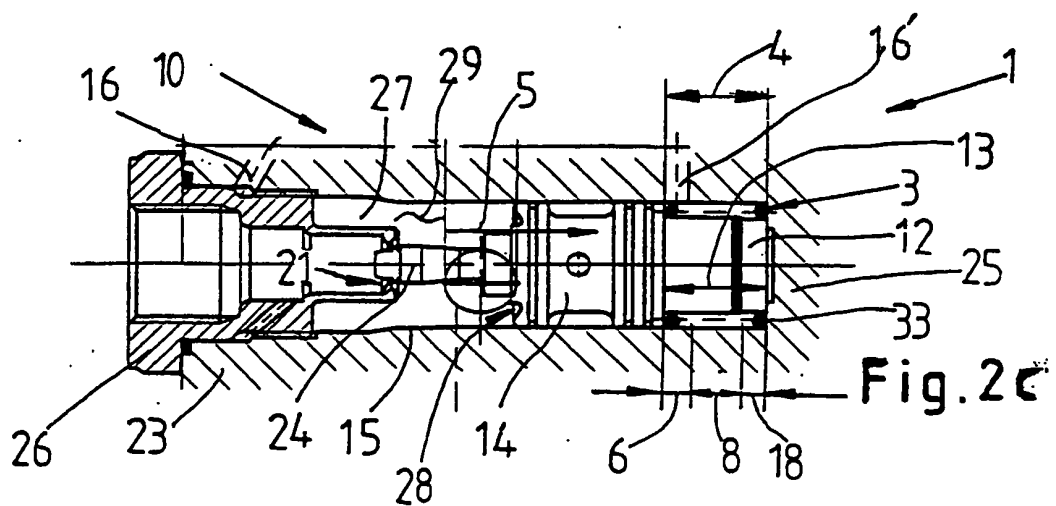
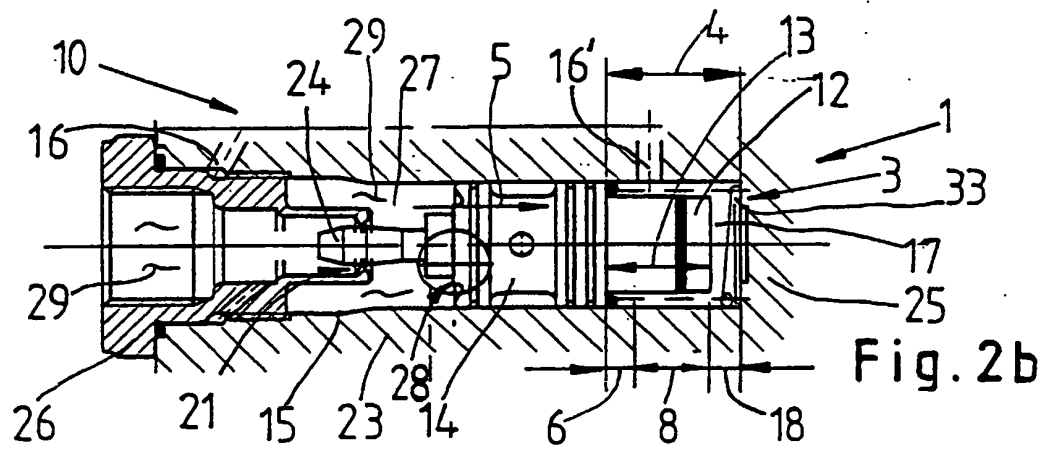
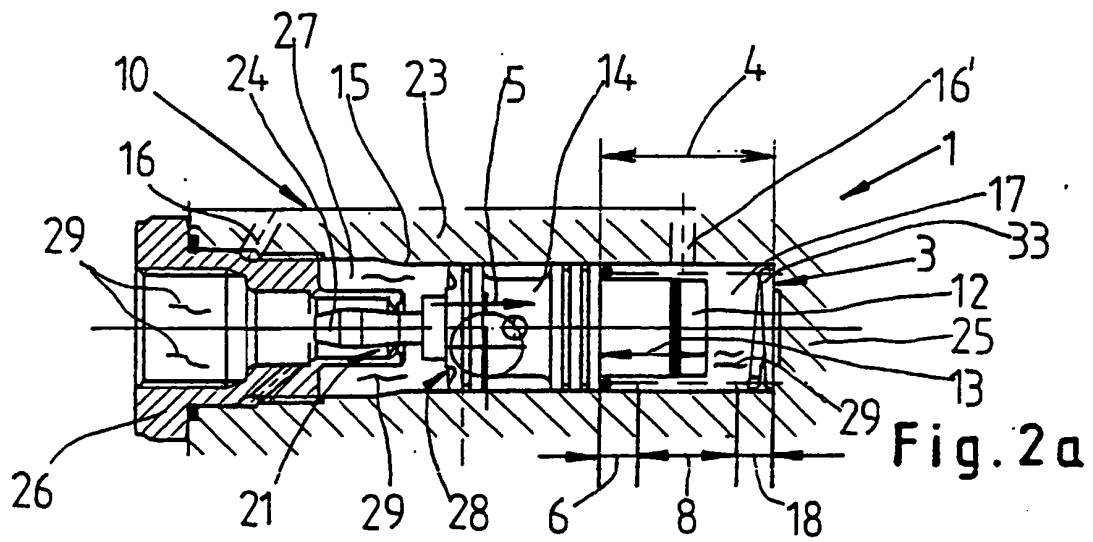


Fig.2



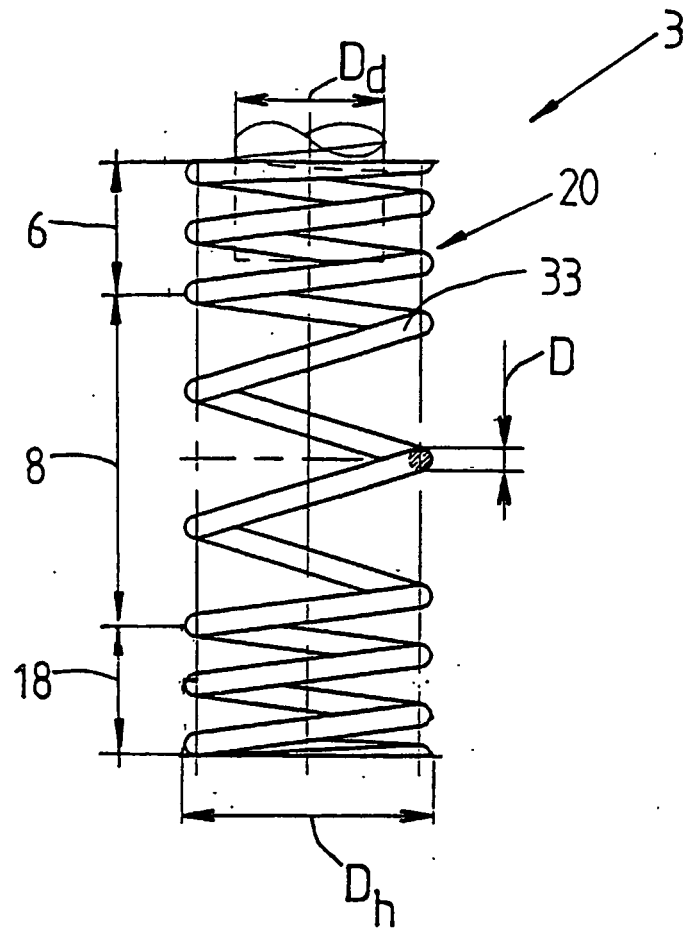


Fig.3

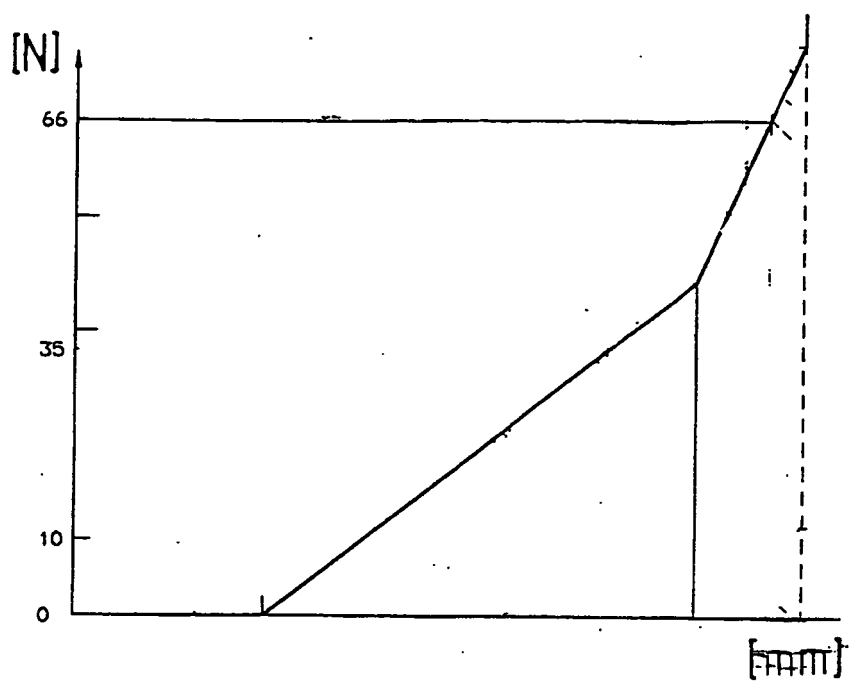


Fig.4

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 19948446 A1 [0002]
- DE 19915555 [0003]