

(19)



(11)

EP 1 130 262 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
19.12.2007 Patentblatt 2007/51

(51) Int Cl.:
F04C 15/00 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **01102128.4**

(22) Anmeldetag: **01.02.2001**

(54) **Zahnradpumpe mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit**

Gear pump with flow capacity changing sliding unit

Pompe à engrenages avec dispositif glissant pour changer le débit

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

(30) Priorität: **06.09.2000 DE 10043842**
02.03.2000 DE 10010039

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.09.2001 Patentblatt 2001/36

(73) Patentinhaber: **Volkswagen Aktiengesellschaft**
38436 Wolfsburg (DE)

(72) Erfinder: **Voigt, Dieter, Dipl.-Ing.**
38110 Braunschweig (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 347 015 DE-A- 3 528 651
FR-A- 1 395 842 GB-A- 930 913

EP 1 130 262 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Zahnradpumpe mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit, die zwischen einer ersten Druckkammer und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit wirkende Druckfeder aufweisenden Druckkammer verschiebbar angeordnet ist, gemäß Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Aus der DE 33 47 015 A1 ist eine Druckregelvorrichtung für eine Hydraulikpumpe, insbesondere eine Flügelzellenpumpe bekannt, welche auf der einen Seite eine erste Stellkolben-Zylinder-Einheit und auf der anderen Seite eine zweite Regelkolben-Zylinder-Einheit aufweist. Deren Druckräume sind über Druckleitungen mit einer Verbraucherdruckleitung der Pumpe verbunden. In einer Druckleitung zum zweiten Regelkolben ist eine Blende ausgebildet. Ferner ist ein Druckbegrenzungsventil vorgesehen, welches mit einem drucklosen Behälter verbunden ist. Zur Regelung der Pumpe wird das Druckbegrenzungsventil entsprechend einer vorgegebenen, fallenden Kennlinie von einem druckabhängigen Sensor gesteuert.

[0003] Des Weiteren sind Zahnradpumpen mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit bekannt (DE 35 28 651 A1). Derartige Zahnradpumpen kommen beispielsweise als für eine Motorschmierung von Kraftfahrzeugen erforderliche Ölpumpen zum Einsatz. Dabei ist es anzustreben, den Energieverbrauch (Kraftstoffverbrauch) derartiger Zahnradpumpen (Ölpumpen) zum Betreiben derselben möglichst zu reduzieren. Deshalb kommen insbesondere für Kraftfahrzeuge fördermengeregelte Zahnradpumpen zum Einsatz, die möglichst die Bedarfsölmenge eines Verbrennungsmotors liefern und entsprechend geringere Antriebsleistungen benötigen. Derartige Ölpumpen mit Mengenregelung sind vorzugsweise als Außenzahnrad-Ölpumpen mit axialer Zahnradverschiebung ausgebildet.

[0004] Bekannte Ölpumpenausführungen der eingangs genannten Art sind nachteilhafterweise mit konstruktiv aufwendigen mechanischen oder hydraulischen Zusatzvorrichtungen zur Erzielung einer axialen Zahnradverschiebung versehen. Ferner sind diese bekannten Ölpumpen mit Mengenregelung nicht geeignet, in Abhängigkeit des jeweiligen Betriebszustands eines Verbrennungsmotors die jeweils erforderliche, optimale Bedarfsölmenge in zuverlässiger Weise bei gleichzeitig reduzierter, zum Betreiben der Ölpumpe notwendigen Antriebsleistung zu liefern.

[0005] Es ist daher Aufgabe der Erfindung, eine Zahnradpumpe der eingangs genannten Art zu schaffen, welche eine zuverlässige und optimierte Mengenregelung bei möglichst geringem Antriebsenergiebedarf erlaubt.

[0006] Ausgehend von einer Zahnradpumpe mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit, die zwischen einer ersten Druckkammer und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit wirkende Druckfeder aufweisenden Druckkammer verschiebbar angeordnet ist, wobei die Verschiebeeinheit aus einer Abtriebs-

welle und, jeweils auf dieser coaxial angeordnet, einem Abtriebszahnrad, einem die erste Druckkammer begrenzenden Steuerkolben und einem die zweite Druckkammer begrenzenden Federkolben besteht, wobei die Verschiebeeinheit in Abhängigkeit einer eventuell sich einstellenden Druckdifferenz zwischen der ersten Druckkammer und der zweiten Druckkammer in Bezug auf ein Antriebszahnrad verschiebbar ist, wird die gestellte Aufgabe dadurch gelöst, dass die Druckkammern mittels einer eine Drossel aufweisenden Druckleitung in hydraulischer Wirkverbindung stehen und die zweite Druckkammer maximaldruckbegrenzt ist und die Drossel als gestufte, zur zweiten Druckkammer querschnittsreduzierte Durchgangsbohrung in der Abtriebswelle oder als stufenlose Durchgangsbohrung in der Abtriebswelle oder als Durchgangsbohrung im Federkolben ausgebildet ist.

[0007] Mittels einer derart ausgebildeten Zahnradpumpe ist eine betriebsoptimierte Fördermengenregelung bei gleichzeitiger Reduzierung der zum Betreiben der Zahnradpumpe notwendigen Antriebsleistung möglich. Dabei erlaubt die Vorrichtung einer Drossel eine besonders kompakte Ausgestaltung der Zahnradpumpe, insbesondere in Bezug auf die fördermengenverändernde Verschiebeeinheit. Aufgrund der geschaffenen hydraulischen Verbindung mittels einer Drossel zwischen der ersten und zweiten Druckkammer wird folgende Funktionsweise der Zahnradpumpe beziehungsweise der fördermengenverändernden Verschiebeeinheit erhalten: Bei Druckgleichheit in den zwei Druckkammern wird mittels der sich in der zweiten Druckkammer befindenden Druckfeder eine Grundstellung der zwei miteinander kämmenden Zahnräder der Zahnradpumpe mit vollständiger Eingriffsbreite erhalten. Bei Erreichen einer oberen Druckgrenze in der zweiten Druckkammer öffnet ein Überdruckventil, so dass aus der zweiten Druckkammer eine bestimmte Druckmittelmenge bei entsprechendem Druckabfall entweicht und somit eine Axialverschiebung der Verschiebeeinheit in Richtung zweiter Druckkammer (im Vergleich zur ersten Druckkammer geringeres Druckniveau) auslöst. Die aufgrund der Axialverschiebung der Verschiebeeinheit resultierende Fördermengenreduzierung führt zu einem Druckabfall in beiden Druckkammern, so dass das Druckniveau in der zweiten Druckkammer die vorgegebene Druckgrenze unterschreitet und bei sich einstellendem Kräftegleichgewicht in Bezug auf die auf die Verschiebeeinheit wirkenden Verschiebekräfte die Axialverschiebung der Verschiebeeinheit abgeschlossen ist. In dieser Weise sind die zwei miteinander kämmenden Zahnräder der Zahnradpumpe aus einer Grundstellung mit vollständiger Eingriffsbreite in eine fördermengenreduzierende Betriebsstellung mit teilweiser Eingriffsbreite gebracht worden. Aufgrund der mittels der sich in der zweiten Druckkammer befindenden Druckfeder auf die Verschiebeeinheit wirkende elastische Rückstellkraft (Druckkraft) ist bei vorliegendem Kräftegleichgewicht an der Verschiebeeinheit das Druckniveau in der zweiten Druckkammer geringer als jenes in der ersten Druckkammer. Da die beiden Druckkam-

mern miteinander mittels einer Drossel in hydraulischer Verbindung stehen, ergibt sich eine druckausgleichende Strömung des von der Zahnrادpumpe zu fördernden Fluids (beispielsweise Öl) aus der ersten Druckkammer in die zweite Druckkammer, so dass sich eine Rückverschiebung der Verschiebeeinheit in Richtung erste Druckkammer einstellt. Diese Rückverschiebung der Verschiebeeinheit ist mit einer Fördermengensteigerung der Zahnrادpumpe verbunden. Die mittels einer Drossel erzeugte hydraulische Wirkverbindung zwischen den Druckkammern und die Maximaldruckbegrenzung in der zweiten Druckkammer gewährleisten somit in schneller und zuverlässiger Weise eine effektive Abregelung eines sich in Bezug auf eine einstellbare Druckobergrenze in der zweiten Druckkammer einstellenden größeren Druckniveaus in der Zahnrادpumpe. In dieser Weise wird verhindert, dass die Zahnrادpumpe mit einer unnötig hohen Fördermenge bei entsprechend erhöhter Pumpenantriebsleistung arbeitet.

[0008] Mit Vorteil ist die Zahnrادpumpe als Außenzahnrادpumpe ausgebildet. Eine Außenzahnrادpumpe ist in besonders effektiver und zuverlässiger Weise beispielsweise als Ölpumpe zur Motorschmierung in einem Kraftfahrzeug geeignet.

[0009] Entsprechend einer alternativen Ausführungsform steht die als Durchgangsbohrung im Federkolben ausgebildete Drossel mit einer an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad's grenzenden Drucktasche des Federkolbens in Verbindung. Bei dieser Ausführungsform führt die Drossel zu einer Drucktasche des Federkolbens, welche ihrerseits mittels eines entsprechenden Druckleitungsteils mit der ersten Druckkammer in hydraulischer Wirkverbindung steht. Die Abtriebswelle kann bei dieser Ausführungsform als Vollwelle ausgebildet sein.

[0010] Mit Vorteil ist bei der als Durchgangsbohrung im Federkolben ausgebildeten Drossel die hydraulische Wirkverbindung zwischen Drossel und der ersten Druckkammer periodisch durch einen jeweiligen Zahn des drehbaren Abtriebszahnrad's unterbrechbar. Bei dieser weiteren, alternativen Ausführungsform ist der Federkolben nicht mit einer mit der Drossel in Verbindung stehenden Drucktasche versehen, so dass die sich im Zahnbereich des drehbaren Abtriebszahnrad's befindende Öffnung der Drossel periodisch durch die sich an der Drossel vorbeibewegenden Zähne des Abtriebszahnrad's verschlossen wird und somit die hydraulische Wirkverbindung zwischen der ersten und zweiten Druckkammer entsprechend periodisch unterbrochen wird. In dieser Weise wird der in der ersten Druckkammer jeweils vorliegende Druck über die Zahnücken des Abtriebszahnrad's periodisch durch die Drossel in die zweite Druckkammer eingeleitet. Dabei kann die Drossel eine verhältnismäßig große Drosselbohrung aufweisen, wodurch Vorteile in Bezug auf das Regelverhalten insbesondere bei kalten, hochviskosen Fluiden wie zum Beispiel Öl erzielbar sind.

[0011] Vorteilhafterweise weist der Federkolben eine an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad's grenzende

Saugtasche auf. Mittels einer am Federkolben vorgesehenen und an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad's grenzenden Saugtasche lassen sich eine vorteilhaftere Strömung des zu fördernden Fluids, wie zum Beispiel Öl, und eine reduzierte Kontaktflächenreibung zwischen dem Abtriebszahnrad und dem Federkolben erzielen.

[0012] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform weist die Drossel einen veränderbaren Durchtrittsquerschnitt auf. Aufgrund der hierdurch veränderbaren Drosselwirkung ergibt sich eine Möglichkeit zur Beeinflussung des Regelverhaltens der Zahnrادpumpe, welche somit betriebsspezifisch konzipiert beziehungsweise eingestellt werden kann.

[0013] Mit Vorteil ist die als Durchgangsbohrung in der Abtriebswelle ausgebildete Drossel von einer nicht verschiebbaren Drosselstange mit sich zur zweiten Druckkammer verkleinerndem Querschnitt durchdrungen. Bei dieser Ausführungsform wird je nach Regelhub der Verschiebeeinheit die Drosselwirkung aufgrund des sich ändernden Durchtrittsquerschnitts der Drossel variiert. Insbesondere bei einem kalten, hochviskosen Fluid wie zum Beispiel Öl und gleichzeitig erhöhter Fördermengenabregelung aufgrund eines geringeren Ölmengenbedarfs eines zu versorgenden Aggregats kann mittels einer geeigneten Entdrosselung mit einer entsprechenden Größe der Durchtrittsöffnung der Drossel das Regelverhalten der Zahnrادpumpe verbessert werden.

[0014] Gemäß einer alternativen Ausführungsform ist der Durchtrittsquerschnitt der Drossel in Abhängigkeit einer betriebstemperaturbedingten Wärmedehnung eines mit der Drossel in Wirkverbindung stehenden Drossellements veränderbar. Hierbei wird eine von der jeweiligen Wärmedehnung abhängige Querschnittsveränderung eines entsprechend ausgebildeten Drossellements zur Einstellung eines erwünschten Drosselquerschnitts ausgenutzt.

[0015] Mit Vorteil ist das Drossellement als Dehnungsstange mit einem konisch sich verjüngenden, freien Drosselende ausgebildet, welches bei einer positiven Wärmedehnung des Drossellements den Durchtrittsquerschnitt der Drossel verringert. Ein derart ausgebildetes Drossellement kann beispielsweise aus Aluminium hergestellt sein und mit einer in einer aus Stahl hergestellten Abtriebswelle realisierten Drossel in Wirkverbindung stehen.

[0016] Vorzugsweise ist zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer ein mit dieser in Wirkverbindung stehendes Überdruckventil vorgesehen. Ein Überdruckventil eignet sich in besonders zuverlässiger Weise zur Druckbegrenzung in einer Druckkammer.

[0017] Vorteilhafterweise ist das Überdruckventil in einer Wandung der zweiten Druckkammer integriert und weist eine in der Wandung ausgebildete, in die zweite Druckkammer führende, kalibrierte Durchgangsbohrung auf. Die Zahnrادpumpe ist aufgrund der Integrierung eines Überdruckventils in eine Wandung der zweiten Druckkammer vorteilhafterweise kompakt ausgebildet. Die Kalibrierbohrung des Überdruckventils übt dabei ei-

nen Einfluss auf das Regelverhalten der Zahnradpumpe aus.

[0018] Mit Vorteil ist das Überdruckventil als Kugelventil oder als Zungenventil ausgebildet. Sowohl ein Kugelventil als auch ein Zungenventil sind in zuverlässiger Weise zur Druckbegrenzung einer Druckkammer geeignet.

[0019] Vorzugsweise ist zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer eine mit dieser in Wirkverbindung stehende elektro-hydraulische Regeleinheit vorgesehen. Mittels einer elektro-hydraulischen Regeleinheit ist es möglich, in der zweiten Druckkammer eine veränderbare Maximaldruckgrenze einzustellen. Eine elektro-hydraulische Regeleinheit bietet somit im Vergleich zu einem Überdruckventil größere Flexibilität in Bezug auf die Maximaldruckeinstellung in der zweiten Druckkammer.

[0020] Vorzugsweise ist zur bedarfsgerechten Einstellung des Druckniveaus in der zweiten Druckkammer eine mit der Regeleinheit wirkverbundene Steuereinheit vorgesehen, welche mit einem mittels der Zahnradpumpe druckbeaufschlagten Verbraucheraggregat in Verbindung steht. Durch eine mit der Regeleinheit verbundene Steuereinheit läßt sich in besonders effektiver Weise eine betrieboptimierte Maximaldruckeinstellung in der zweiten Druckkammer erzielen.

[0021] Vorzugsweise ist die Regeleinheit mit einem Überdruckventil versehen. Durch eine Reihenschaltung eines zweiten Überdruckventils mit der elektro-hydraulischen Regeleinheit ist es möglich, einen Minimaldruck für die zweite Druckkammer vorzugeben, so dass die Regeleinheit lediglich zwischen dem Minimaldruck und einem durch ein erstes, mit der zweiten Druckkammer in Wirkverbindung stehendes Überdruckventil festgelegten Maximaldruck wirkt. Bei einer derartigen Ausführungsform sind somit sowohl ein erstes Überdruckventil zur Maximaldruckeinstellung in der zweiten Druckkammer als auch ein zweites Überdruckventil einer elektro-hydraulischen Regeleinheit zur Definierung einer Minimaldruckgrenze in der zweiten Druckkammer, ab welcher die elektro-hydraulische Regeleinheit aktiviert wird, vorgesehen.

[0022] Mit Vorteil weisen das Antriebszahnrad und das Abtriebszahnrad jeweils eine Schrägverzahnung auf. Durch die Verwendung von schrägverzahnnten Zahnradern können die hydraulischen Verluste einer Zahnradpumpe mit Fördermengenregelung durch Pulsationsreduzierung weiter abgesenkt werden.

[0023] Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch die hydraulischen Verbindungskanäle zwischen den Druckkammern der Verschiebeeinheit und deren Umfangswand.

[0024] Auf diese Weise kann Querkraften an der Verschiebeeinheit, die durch Verzahnungskräfte und hydraulisch bewirkte Querkräfte entstehen, entgegengewirkt werden. Diese genannten Querkräfte erzeugen bei einer Fördermengenänderung eine am Steuerkolben und am Federkolben wirkende Reibkraft entgegen der Verschieberichtung, so daß die Regelung stark hysteresenbehaftet ist und damit eine feinfühligke Druck- und

Mengenregelung erschwert wird.

[0025] Der Ausgleich dieser unerwünschten Querkräfte an der Verschiebeeinheit erfolgt über die Verbindungskanäle zwischen Druckkammern und Umfangswand der Verschiebeeinheit, wobei der Steuerkolben, der Federkolben und das Förderzahnrad in definierten Oberflächenbereichen mit Öldruck oder alternativ dazu auch mit Umgebungsdruck beaufschlagt werden.

[0026] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus der Beschreibung.

[0027] Die Erfindung wird nachfolgend in mehreren Ausführungsbeispielen anhand zugehöriger Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

- | | | |
|----|-----------------|--|
| 15 | Figuren 1 und 2 | eine schematische, längsgeschnittene Seitenansicht zweier Ausführungsformen einer erfindungsgemäßen Zahnradpumpe; |
| 20 | Figur 3 | eine schematische Vorderansicht einer querschnittenen, erfindungsgemäßen Zahnradpumpe gemäß einer weiteren Ausführungsform; |
| 25 | Figuren 4 und 5 | eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen, längsgeschnittenen Zahnradpumpe mit alternativ ausgebildeten Drosselhilfsmitteln, |
| 30 | Figur 6 | eine weitere Ausführungsform, bei der Verbindungskanäle zwischen den Druckkammern und der Umfangswand der Verschiebeeinheit vorgesehen sind, und |
| 35 | Figuren 7 und 8 | eine weitere Ausführungsform, bei der eine als Druckköltsche wirkende Nut in der Umfangswand des Dekkels im Bereich der Überdeckung mit dem Steuerkolben angeordnet ist. |
| 40 | | |

[0028] Unter Bezugnahme auf die Figur 1 ist eine allgemein mit 10 bezeichnete Zahnradpumpe in Form einer Außenzahnradpumpe dargestellt. Die Zahnradpumpe 10 weist ein Gehäuse 38 auf, welches einen Deckel 39 mit Zapfen 40 trägt. Im Zapfen 40 ist eine Antriebswelle 41 gemäß Pfeil 42 drehbar gelagert. Die Antriebswelle 41 ist mit einem Antriebszahnrad 21 drehfest verbunden, welches mit einem Abtriebszahnrad 18 in kämmender Verbindung steht. Die Zahnradpumpe 10 ist mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit 11 versehen, die zwischen einer ersten Druckkammer 12 und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit 11 wirkende Druckfeder 13 aufweisenden Druckkammer 14 verschiebbar angeordnet ist. Die Verschiebeeinheit 11 ist gemäß Doppelpfeil 25 axial verschiebbar und besteht aus einer Abtriebswelle 17 und, jeweils auf dieser koaxial angeordnet, dem Abtriebszahnrad 18, einem die erste

Druckkammer 12 begrenzenden Steuerkolben 19 und einem die zweite Druckkammer 14 begrenzenden Federkolben 20. Dabei ist das Abtriebszahnrad 18 auf der Abtriebswelle 17 drehbar gelagert, während der Steuerkolben 19 und der Federkolben 20 auf selbiger auf-
 gepresst sind. Die Verschiebeeinheit 11 ist in Abhängigkeit einer eventuell sich einstellenden Druckdifferenz zwischen der ersten Druckkammer 12 und der zweiten Druckkammer 14 in Bezug auf das nicht axial verschiebbare Antriebszahnrad 21 gemäß Doppelpfeil 25 verschiebbar. Die Druckkammern 12, 14 stehen mittels einer Drossel 15 aufweisenden Druckleitung 16 in hydraulischer Wirkverbindung. Die Drossel 15 ist als gestufte, zur zweiten Druckkammer 14 querschnittsreduzierte Durchgangsbohrung 22 in der Abtriebswelle 17 ausgebildet. Die zweite Druckkammer 14 ist mittels eines mit dieser in Wirkverbindung stehenden Überdruckventils 32 in Form eines Kugelventils maximaldruckbegrenzt. Das Überdruckventil 32 ist in einer Wandung 33 der zweiten Druckkammer 14 integriert und weist eine in der Wandung 33 ausgebildete, in die zweite Druckkammer 14 führende, kalibrierte Durchgangsbohrung 34 auf.

[0029] Der Steuerkolben 19 greift mit einer entsprechenden Ausnehmung in den Zapfen 40, so daß eine Verdrehsicherung für die Verschiebeeinheit 11 gebildet ist.

[0030] Figur 2 zeigt eine alternative Ausführungsform der Zahnradpumpe 10, wobei hier die Verschiebeeinheit 11 in einer gemäß Doppelpfeil 25 axial verschobenen Betriebsstellung dargestellt ist. Bei dieser in Figur 2 dargestellten Ausführungsform ist die Drossel 15 als Durchgangsbohrung 24 im Federkolben 20 ausgebildet und steht mit einer an den Zahnbereich des Abtriebszahnrad 18 grenzenden Drucktasche 26 des Federkolbens 20 in Verbindung. Dabei ist die Abtriebswelle 17 als Vollwelle ausgebildet. Die Zahnradpumpe 10 gemäß Figur 2 weist ferner eine mit der zweiten Druckkammer 14 in Wirkverbindung stehende elektro-hydraulische Regeleinheit 35 auf. Die Regeleinheit 35 ist mittels einer Hydraulikleitung 37 und eines zwischenangeordneten, zweiten Überdruckventils 36 mit der zweiten Druckkammer 14 wirkverbunden. Die Zahnradpumpe 10 gemäß dieser Ausführungsform weist somit ein erstes Überdruckventil 32 zur Begrenzung des Betriebsdrucks in der zweiten Druckkammer 14 auf einen Maximaldruck und ein zweites Überdruckventil 36 zur Festlegung eines die Regeleinheit 35 aktivierenden, minimalen Betriebsdruckes in der zweiten Druckkammer 14 auf. Die Regeleinheit 35 kann dabei zur bedarfsgerechten Einstellung des Druckniveaus in der zweiten Druckkammer 14 mit einer nicht dargestellten Steuereinheit wirkverbunden sein, welche mit einem mittels der Zahnradpumpe 10 druckbeaufschlagten Verbraucheraggregat (nicht dargestellt) in Verbindung steht. Die weitere konstruktive Ausgestaltung der Zahnradpumpe 10 gemäß Figur 2 entspricht derjenigen der Figur 1.

[0031] Die Zahnradpumpe 10 gemäß den alternativen Ausführungsformen entsprechend den Figuren 1 und 2

arbeitet nach folgendem Prinzip: Durch die eine Drossel 15 aufweisende Druckleitung 16 besteht zwischen den zwei Druckkammern 12, 14 eine hydraulische Wirkverbindung. Wenn der Betriebsdruck in der zweiten Kammer 14 unterhalb des durch das Überdruckventil 32 festgelegten maximalen Druckgrenze liegt, besteht in den Druckkammern 12, 14 Druckgleichheit, so dass die Verschiebeeinheit 11 aufgrund der mittels der Druckfeder 13 kontinuierlich an selbiger angreifenden Druckkraft eine Grundstellung einnimmt, bei welcher das Abtriebszahnrad 18 und das Antriebszahnrad 21 miteinander unter vollständiger Eingriffsbreite kämmen. Diese, eine maximale Fördermenge gewährleistende Grundstellung der Verschiebeeinheit 11 ist in Figur 1 dargestellt. Überschreitet der Betriebsdruck in der zweiten Druckkammer 14 die maximal zulässige Druckgrenze, öffnet das Überdruckventil 32, so dass es zu einem Druckabfall in der zweiten Druckkammer 14 und somit zu einer Druckdifferenz zwischen den in hydraulischer Wirkverbindung stehenden Kammern 12, 14 kommt. Aufgrund dieser sich einstellenden Druckdifferenz beziehungsweise der in der ersten Druckkammer 12 wirkenden Druckkraft, welche symbolisch in Figur 2 als Pfeile 43 dargestellt ist, ergibt sich in Bezug auf das Antriebszahnrad 21 eine Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung zweite Druckkammer 14 gemäß Doppelpfeil 25. Es stellt sich somit eine geringere Eingriffsbreite zwischen den miteinander kämmenden Zahnradern 18, 21 ein, so dass die Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung zweite Druckkammer 14 zu einer Fördermengenreduzierung der Zahnradpumpe 10 führt. Aufgrund dieser resultierenden Fördermengenreduzierung ergibt sich ein Betriebsdruckabfall in der Zahnradpumpe 10, so dass das Überdruckventil 32 bei einem sich in der zweiten Druckkammer 14 einstellenden, in Bezug auf die maximale Druckgrenze kleineren Betriebsdruck schließt und somit zu einer Beendigung der Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 führt. Eine derartige Betriebssituation ist in Figur 2 dargestellt. In dieser Betriebssituation, das heißt bei abgeschlossener Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11, herrscht ein Kräftegleichgewicht zwischen den zwei Druckkammern 12, 14, wobei aufgrund der vorliegenden Kraftwirkung der Druckfeder 13 auf die Verschiebeeinheit 11 beziehungsweise auf den Federkolben 20 der Betriebsdruck in der zweiten Druckkammer 14 kleiner ist als jener in der ersten Druckkammer 12. Dadurch ergibt sich ein Fluß des in der ersten Druckkammer 12 sich befindenden Fluids durch die Drossel 15 in die zweite Druckkammer 14 mit einer resultierenden Rückverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung erste Druckkammer 12 gemäß Doppelpfeil 25. Diese Rückverschiebung der Verschiebeeinheit 11 führt zu einer Fördermengensteigerung der Zahnradpumpe 10 und einem entsprechenden Anstieg des Betriebsdrucks. Bei Überschreiten der maximalen Druckgrenze in der zweiten Druckkammer 14 beginnt der oben beschriebene Abregelvorgang (Axialverschiebung der Verschiebeeinheit 11 in Richtung zweite Druckkammer 14) wieder von

vorn. Dabei sichert die Druckfeder 13 im Stillstand der Zahnradpumpe 10 die in Figur 1 gezeigte, vollständige Zahnradeingriffsbreite und gewährleistet somit einen schnellen Fluiddruckaufbau bei Betriebsbeginn der Zahnradpumpe 10.

[0032] Dieser periodisch sich wiederholende Regelvorgang der Zahnradpumpe 10 führt zu geringen Betriebsdruckschwankungen, wobei das Regelverhalten mittels Auslegung der Druckfeder 13, der Drossel 15 und/oder der kalibrierten Durchgangsbohrung 34 des Überdruckventils 32 beeinflussbar ist.

[0033] Die in der Ausführungsform gemäß Figur 2 vorgesehene Drucktasche 26 ermöglicht eine sich vorteilhaft einstellende Strömung des Fluids und reduziert die vorliegende Seitenreibung zwischen Abtriebszahnrad 18 und Federkolben 20. Dabei kann die zur Drucktasche 26 führende Drossel 15, welche als Durchgangsbohrung 24 ausgebildet ist, bei der Montage des auf der Abtriebswelle 17 aufzupressenden Federkolbens 20 als Fixierbohrung dienen, so dass in dieser Weise eine Lagezuordnung der Drucktasche 26 möglich ist.

[0034] Figur 3 zeigt eine in Bezug auf Figur 2 alternative Ausführungsform des Federkolbens 20 in einer schematischen Ansicht von der Abtriebszahnradseite. Bei dieser Ausführungsform gemäß Figur 3 führt die Drossel 15 nicht in eine Drucktasche des Federkolbens 20 (Drucktasche 26 gemäß Figur 2), sondern grenzt direkt an den Zahnbereich des Abtriebszahnrads 18. Somit wird die zwischen den zwei Druckkammern 12, 14 mittels der Drossel 15 sich einstellende hydraulische Wirkverbindung periodisch durch die Zähne des umlaufenden Abtriebszahnrads 18 unterbrochen. Das Fluid wird somit bei dieser Ausführungsform periodisch aus der ersten Druckkammer 12 in die zweite Druckkammer 14 geleitet. Der Durchmesser der Drossel 15 kann verhältnismäßig groß gewählt werden, um Vorteile bezüglich des Regelverhaltens insbesondere bei einem kalten, hochviskosen Fluid zu erzielen. Eine zusätzliche Drucktasche 26 und Saugtasche 28 des Federkolbens 20 führt zu Vorteilen hinsichtlich der Fluidströmung und der zwischen dem Abtriebszahnrad 18 und dem Federkolben 20 sich einstellenden Seitenreibung.

[0035] Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung des Regelverhaltens der Zahnradpumpe 10 bei Anordnung der Drossel 15 in der Abtriebswelle 17 wird durch die Realisierung einer Drossel 15 mit veränderlichem Durchtrittsquerschnitt gemäß den Figuren 4 und 5 erzielt. Die in Figur 4 dargestellte Ausführungsform zeigt eine Drossel 15 in einer gestuften Durchgangsbohrung 22 in der Abtriebswelle 17, welche mit einer axial nicht verschieblichen Drosselstange 29 mit einem sich konisch in Richtung zweite Druckkammer 14 verjüngenden Drosselende in Wirkverbindung steht. Die Drosselstange 29 ist mit ihrem einen Ende am Gehäuse 38 der Zahnradpumpe 10 nicht verschiebbar befestigt und durchdringt mit ihrem konisch ausgebildeten Drosselende die Drossel 15. In dieser Weise wird der Durchtrittsquerschnitt der Drossel 15 in Abhängigkeit der axialen Verschiebestellung der

Verschiebeeinheit 11 verändert. Dabei ist der Durchtrittsquerschnitt der Drossel 15 in der in Figur 4 dargestellten Grundstellung (maximale Fördermenge der Zahnradpumpe 10) verhältnismäßig klein und in einer nicht dargestellten Verschiebestellung (Fördermengenreduzierung der Zahnradpumpe 10) relativ groß. Insbesondere bei kaltem, hochviskosem Fluid, wie zum Beispiel Öl, und einer sich einstellenden Fördermengenabregelung aufgrund eines geringeren Fluidmengenbedarfs des zu versorgenden Aggregats, wie zum Beispiel eines Verbrennungsmotors, kann mittels einer Entdrosselung das Regelverhalten der Zahnradpumpe 10 verbessert werden.

[0036] Bei der Ausführungsform gemäß Figur 5 wird zur Änderung des Durchtrittsquerschnitts der Drossel 15 die jeweils sich einstellende Fluidbetriebstemperatur herangezogen, welche eine entsprechende Wärmedehnung eines mit der Drossel 15 in Wirkverbindung stehenden Drosselelements 30 hervorruft. Ein derartiges Drosselelement 30 kann beispielsweise gemäß Figur 5 als Dehnungsstange vorzugsweise aus Aluminium ausgebildet sein, welche mit einem in Richtung zweite Druckkammer 14 sich verjüngenden, konischen Drosselende 31 versehen ist, das mit einer Verengung der in der Abtriebswelle 17 ausgebildeten, gestuften Durchgangsbohrung 22 im Bereich der Drossel 15 in Wirkverbindung steht. Die Abtriebswelle 17 ist hierbei vorzugsweise aus Stahl hergestellt. Das Drosselelement 30 ist mit seinem von der Drossel 15 wegweisenden Ende in der Abtriebswelle 17 befestigt und beeinflusst mit seinem konischen Drosselende 31 in Abhängigkeit der Betriebstemperatur den effektiven Durchtrittsquerschnitt an der Drossel 15.

[0037] Bei der in der Figur 6 dargestellten weiteren Ausführungsform weist der Steuerkolben 19 zur Reduzierung der Reibung an der Umfangsfläche und der damit verbundenen Verschiebehemmung der Verschiebeeinheit 11 einen Verbindungskanal in Form einer Verbindungsbohrung 51 auf, die ausgehend von der ersten Druckkammer 12 an der Umfangswand des Steuerkolbens 19 mündet. Über diese Bohrung 51 wird der Druck in der Druckkammer 12 gezielt auf einen bestimmten Bereich der Umfangsmantelfläche des Steuerkolbens 19 geleitet, um so eine Reduzierung der unerwünschten Querkräfte zu erreichen.

[0038] Dementsprechend ist auch am Federkolben 20 ein Verbindungskanal zwischen der zweiten Druckkammer 14 und der Umfangswand des Federkolbens 20 vorgesehen, der dort als Ausnehmung 53 bzw. Tasche in der Umfangswand des Federkolbens 20 ausgebildet ist. Diese Ausnehmung leitet dabei den Druck der zweiten Druckkammer 14 seitlich auf den Federkolben 20 um so unerwünschte Querkräfte ausgleichen zu können. Des weiteren ist im Steuerkolben 19 eine Durchgangsbohrung 55 vorgesehen, die ausgehend von der die erste Druckkammer 12 axial begrenzenden Stirnseite 57 den Steuerkolben 19 vollständig durchdringt und an der zum Abtriebszahnrad 18 benachbarten Stirnseite 59 austritt. Dabei wird über diese Durchgangsbohrung 55 der Druck aus der ersten Druckkammer 12 in einen Wandbereich

63 des Abtriebs- bzw. Förderzahnrad 18 geleitet, so daß gegenüberliegend am Zahnradeingriff wirkenden Hydraulik- und Zahnkräften entgegengewirkt werden kann.

[0039] Um weiterhin einen unerwünschten Druckaufbau an der Mantelfläche der Verschiebeeinheit 11 verhindern zu können, ist es zudem auch möglich, eine Gehäusebohrung 61 im Gehäuse vorzusehen, die z.B. in Höhe des Steuerkolbens 19 angeordnet sein kann und die vom Inneren des Gehäuses nach außen abführt.

[0040] Dabei ist es mit den in der Figur 6 dargestellten Merkmalen möglich, die axialen Verschiebekräfte der Verschiebeeinrichtung zu reduzieren und die Regelung der Fördermengenregleinrichtung entsprechend feinfühlend und leichtgängig auszubilden.

[0041] Der weitere konstruktive Aufbau und die Funktionsweise der Ausführungsformen gemäß den Figuren 3 bis 6 entsprechen demjenigen der Ausführungsformen gemäß den Figuren 1 und 2.

[0042] Gemäß einer alternativen, nicht dargestellten Ausführungsform kann die Funktion des Überdruckventils 32 auch von einer elektrisch ansteuerbaren, hydraulischen Regeleinheit übernommen werden. Eine derartige Regeleinheit ist in Figur 2 als zusätzlich zum Überdruckventil 32 vorgesehene Regeleinheit 35 dargestellt. Der Vorteil einer elektrischhydraulischen Regeleinheit liegt in dem jederzeit beliebig einstellbaren Förderdruckniveau der Zahnradpumpe 10 entsprechend dem jeweiligen Fluiddruck beziehungsweise Fluidmengenbedarf des zu versorgenden Aggregats, wie zum Beispiel eines mit Öl zu versorgenden Verbrennungsmotors. Hierbei kann an einer relevanten Stelle eines Ölkreislaufs der jeweils anliegende Motoröl Druck elektrisch sensiert werden und nach Vorgabe eines Öldruckkennfelds in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und der Öltemperatur und einer erforderlichen Motorfunktion, wie beispielsweise der Schaltung eines Nockenwellenverstellers, bedarfsgerecht eingestellt werden. Die elektrisch ansteuerbare Regeleinheit kann dabei entweder direkt in einer Wandung der zweiten Druckkammer der Zahnradpumpe 10 oder aber über eine Hydraulikleitung mit der zweiten Druckkammer der Zahnradpumpe in Wirkverbindung stehend an einer anderen Stelle angeordnet sein. Jedoch ist zur Erhöhung der Betriebssicherheit der Zahnradpumpe bei elektrischer Druckregelung eine Kombination einer elektrischen Druckregleinheit mit mechanisch-hydraulischen Überdruckventilen möglich.

[0043] Eine derartige Kombination ist in Figur 2 dargestellt, wobei das Regelsystem der Zahnradpumpe 10 zur Begrenzung des sich in der zweiten Druckkammer 14 einstellenden Betriebsdrucks auf eine maximale Druckgrenze ein erstes Überdruckventil 32 aufweist und parallel zu diesem mit einer elektrischen Regeleinheit 35 versehen ist, welche mit der zweiten Druckkammer 14 mittels der Hydraulikleitung 37 und des zweiten Überdruckventils 36 in Wirkverbindung steht. Die Regeleinheit 35 ist bedarfsgerecht pulsbar beziehungsweise querschnittsregelbar zum Absteuern einer bestimmten

Fluidmenge aus der zweiten Druckkammer 14. In dieser Weise ist es möglich, in der zweiten Druckkammer 14 einen Betriebsdruck einzustellen, welcher unterhalb des durch das erste Überdruckventil 32 vorgegebenen Maximaldrucks liegt. Das in Bezug auf die Regeleinheit 35 in Reihe geschaltete zweite Überdruckventil 36 dient dazu, einen Minimaldruck in der zweiten Druckkammer 14 vorzugeben, so dass die elektrische Druckregelung mittels der Regeleinheit 35 lediglich zwischen einem Minimalfluiddruck von beispielsweise 2 bar durch Aktivieren des zweiten Überdruckventils 36 und einem Maximalfluiddruck von beispielsweise 5 bar durch Aktivieren des ersten Überdruckventils 32 wirkt.

[0044] Die in den Figuren 7 und 8 in zwei Schnittansichten gezeigte weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen regelbaren Zahnradpumpe, entspricht im wesentlichen dem Aufbau und der Funktion der in den Figuren 1 bis 6 beschriebenen Ausführungsbeispiele und verwendet daher deren Bezugszeichen.

[0045] Darüber hinaus weist die Zahnradpumpe 10 dort nunmehr eine nicht näher dargestellte Schrägverzahnung auf den Zahnradern 21 und 18 auf, durch die der Förderölstrom zu und von den Zahnücken der Zahnrad 21 und 18 weitgehend auch radial erfolgen kann, so daß zusätzliche Öltaschen in den axial die Zahnrad 21 und 18 begrenzenden Kammerwänden minimierbar sind, bzw. vollständig entfallen können. Zur Vermeidung von Ölquetschungen mit örtlich relativ hohen Quetschöldrücken ist zudem eine weitere, zumindest druckseitig angeordnete axiale Öltasche vorgesehen, die in vorteilhafter Weise im Deckel 39 angeordnet ist. Diese Öltasche ist dabei als Nut 83 im Deckel 39 ausgebildet, die sich über die gesamte Länge der Überdeckung mit dem Zapfen 40 erstreckt. Dabei hat diese Ausbildung der als Drucköltasche wirkenden Nut den Vorteil, daß der Regelhub des Steuerkolbens 19 unbeeinträchtigt bleibt, da die Drehabstützung des Steuerkolbens 19 an der Wand des Zapfens 40 des Deckels 39 über den gesamten Hub erhalten bleibt.

[0046] Die vom rotierenden Abtriebszahnrad 18 auf die Verschiebeeinheit 11 übertragenden Reibmomente stützen sich über den Steuerkolben 19 am Deckel 39 auf der Seite des Druckkanals 81 ab. Daher ist es besonders vorteilhaft, daß die Nut 83 als Drucköltasche nicht direkt mit dem Druckkanal 81 in Verbindung steht, da sonst entsprechend ihrer Tiefe der maximale Verschiebehub des Steuerkolbens 19 wegen der erforderlichen Drehabstützung zum Deckel 39 reduziert wäre. Durch die Erstreckung der Nut 83 über die gesamte, an die Kammer 12 grenzende Deckellänge, kann das über sie abzuführende Förderöl direkt von dort in die mit dem Druckkanal 81 verbundene Druckkammer 12 strömen.

[0047] Eine gemäß den oben beschriebenen Ausführungsformen ausgebildete Zahnradpumpe mit Fördermengenregelung ist in besonders vorteilhafter Weise zum Einsatz als Ölpumpe eines mit Öl zu versorgenden Verbrennungsmotors geeignet, da sie weitgehend eine bedarfsgerechte Minimierung der Ölfördermenge und

des Öldruckniveaus ermöglicht und somit durch eine im Mittel deutlich reduzierte Ölpumpenantriebsleistung einen nennenswerten Beitrag zur bevorzugten Minderung des Kraftstoffverbrauchs des Verbrennungsmotors leistet.

Patentansprüche

1. Zahnradpumpe mit einer fördermengenverändernden Verschiebeeinheit (11), die zwischen einer ersten Druckkammer (12) und einer zweiten, eine zusätzlich auf die Verschiebeeinheit (11) wirkende Druckfeder (13) aufweisenden Druckkammer (14) verschiebbar angeordnet ist, wobei die Verschiebeeinheit (11) aus einer Abtriebswelle (17) und, jeweils auf dieser koaxial angeordnet, einem Abtriebszahnrad (18), einem die erste Druckkammer (12) begrenzenden Steuerkolben (19) und einem die zweite Druckkammer (14) begrenzenden Federkolben (20) besteht und wobei die Verschiebeeinheit (11) in Abhängigkeit einer eventuell sich einstellenden Druckdifferenz zwischen der ersten Druckkammer (12) und der zweiten Druckkammer (14) in Bezug auf ein Antriebszahnrad (21) verschiebbar ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckkammern (12, 14) mittels einer die Drossel (15) aufweisenden Druckleitung (16) in hydraulischer Wirkverbindung stehen und die zweite Druckkammer (14) maximaldruckbegrenzt ist und die Drossel (15) als gestufte, zur zweiten Druckkammer (14) querschnittsreduzierte Durchgangsbohrung (22) in der Abtriebswelle (17) oder als stufenlose Durchgangsbohrung (22) in der Abtriebswelle (17) oder als Durchgangsbohrung (24) im Federkolben (20) ausgebildet ist.
2. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zahnradpumpe (10) als Außenzahnradpumpe ausgebildet ist.
3. Zahnradpumpe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die als Durchgangsbohrung (24) im Federkolben (20) ausgebildete Drossel (15) mit einer an den Zahnbereich des Abtriebszahnrads (18) grenzenden Drucktasche (26) des Federkolbens (20) in Verbindung steht.
4. Zahnradpumpe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei der als Durchgangsbohrung (24) im Federkolben (20) ausgebildeten Drossel (15) die hydraulische Wirkverbindung zwischen der Drossel (15) und der ersten Druckkammer (12) periodisch durch einen jeweiligen Zahn (27) des drehbaren Abtriebszahnrads (18) unterbrechbar ist.
5. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Federkolben (20) eine an den Zahnbereich des Ab-

triebszahnrads (18) grenzende Saugtasche (28) aufweist.

6. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Drossel (15) einen veränderbaren Durchtrittsquerschnitt aufweist.
7. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die als Durchgangsbohrung (22) der Abtriebswelle (17) ausgebildete Drossel (15) von einer nicht verschiebbaren Drosselstange (29) mit sich zur zweiten Druckkammer (14) verkleinerndem Querschnitt durchdrungen ist.
8. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Durchtrittsquerschnitt der Drossel (15) in Abhängigkeit einer betriebstemperaturbedingten Wärmedehnung eines mit der Drossel (15) in Wirkverbindung stehenden Drosselements (30) veränderbar ist.
9. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drosselement (30) als Dehnungsstange mit einem konisch sich verjüngenden, freien Drosselende (31) ausgebildet ist, welches bei einer positiven Wärmedehnung des Drosselements (30) den Durchtrittsquerschnitt der Drossel (15) verringert.
10. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer (14) ein mit dieser in Wirkverbindung stehendes Überdruckventil (32) vorgesehen ist.
11. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Überdruckventil (32) in einer Wandung (33) der zweiten Druckkammer (14) integriert ist und eine in der Wandung (33) ausgebildete, in die zweite Druckkammer (14) führende, kalibrierte Durchgangsbohrung (34) aufweist.
12. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Überdruckventil (32) als Kugelventil oder als Zungenventil ausgebildet ist.
13. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Druckbegrenzung in der zweiten Druckkammer (14) eine mit dieser in Wirkverbindung stehende elektrohydraulische Regeleinheit (35) vorgesehen ist.
14. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur

bedarfsgerechten Einstellung des Druckniveaus in der zweiten Druckkammer (14) eine mit der Regelungseinheit (35) wirkverbundene Steuereinheit vorgesehen ist, welche mit einem mittels der Zahnradpumpe druckbeaufschlagten Verbraucheraggregat in Verbindung steht.

15. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regeleinheit (35) mit einem Überdruckventil (36) versehen ist.

16. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Antriebszahnrad (21) und das Abtriebszahnrad (18) jeweils eine Schrägverzahnung aufweisen.

17. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verschiebeeinheit (11) Verbindungskanäle aufweist, die ausgehend von wenigstens einer der Druckkammern (12, 14) an die Umfangswand der Verschiebeeinheit münden.

18. Zahnradpumpe nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** von der ersten Druckkammer (12) eine Verbindungsbohrung (51) im Steuerkolben (19) abführt, die an dessen Umfangsmantelfläche mündet.

19. Zahnradpumpe nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Steuerkolben (19) eine Durchgangsbohrung (55) aufweist, die ausgehend von einer die erste Druckkammer (12) begrenzenden Stirnwand (57) in einen zwischen der Umfangswand des Abtriebszahnrades (18) und der Gehäuseinnenwand gebildeten Raum (63) einmündet.

20. Zahnradpumpe nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** an der Umfangswand des Federkolbens (20) der Verschiebeeinheit (11) eine Ausnehmung (53) angeordnet ist, die in die zweite Druckkammer (14) einmündet.

21. Zahnradpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine von der Innenwand des die Verschiebeeinheit (11) aufnehmenden Gehäuses nach außen abführende Gehäusebohrung (61), vorzugsweise im Bereich des Steuerkolbens (19), vorgesehen ist.

22. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verzahnung des miteinander kämmenden Zahnradpaares als Schrägverzahnung ausgebildet ist.

23. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** wenigstens eine der die Zahn-

räder (21, 18) axial begrenzenden Kammerwände eine Ausnehmung aufweist, die eine Tasche (83) für das Fördermedium, vorzugsweise Drucköl bildet.

5 24. Zahnradpumpe nach Anspruch 23, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Drucköltasche als Nut (83) in der Wand eines Gehäusedeckels (39) ausgebildet ist, die sich über die gesamte Länge der Überdeckung des Deckels (39) mit einer ersten Druckkammer (12) erstreckt.

Claims

15 1. Gear pump having a delivery-quantity-varying displacement unit (11) which is arranged in a displaceable manner between a first pressure chamber (12) and a second pressure chamber (14) having a compression spring (13) additionally acting on the displacement unit (11), the displacement unit (11) consisting of an output shaft (17) and, in each case arranged coaxially on the latter, an output gear (18), a controlling piston (19) defining the first pressure chamber (12), and a spring piston (20) defining the second pressure chamber (14), and the displacement unit (11) being displaceable with respect to a drive gear (21) between the first pressure chamber (12) and the second pressure chamber (14) as a function of a pressure difference which possibly occurs, **characterized in that** the pressure chambers (12, 14) are in hydraulic operative connection by means of a pressure line (16) having a choke (15), and the second pressure chamber (14) is limited to a maximum pressure, and the choke (15) is designed as a stepped through-bore (22), reduced in cross section towards the second pressure chamber (14), in the output shaft (17) or as a stepless through-bore (22) in the output shaft (17) or as a through-bore (24) in the spring piston (20).

2. Gear pump according to Claim 1, **characterized in that** the gear pump (10) is designed as an external gear pump.

3. Gear pump according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the choke (15) designed as a through-bore (24) in the spring piston (20) is connected to a pressure pocket (26), adjoining the tooth region of the output gear (18), of the spring piston (20).

4. Gear pump according to Claim 1 or 2, **characterized in that**, in the case of the choke (15) designed as a through-bore (24) in the spring piston (20), the hydraulic operative connection between the choke (15) and the first pressure chamber (12) can be periodically interrupted- by a respective tooth (27) of the rotatable output gear (18).

5. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the spring piston (20) has a suction pocket (28) adjoining the tooth region of the output gear (18).
6. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the choke (15) has a variable passage cross section.
7. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** a non-displaceable choke rod (29) having a cross section decreasing towards the second pressure chamber (14) passes through the choke (15) designed as a through-bore (22) of the output shaft (17).
8. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the passage cross section of the choke (15) is variable as a function of an operating-temperature-induced thermal expansion of a choke element (30) in operative connection with the choke (15).
9. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the choke element (30) is designed as an expansion rod having a conically tapering, free choke end (31) which reduces the passage cross section of the choke (15) during a positive thermal expansion of the choke element (30).
10. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** a pressure relief valve (32) in operative connection with the second pressure chamber (14) is provided for limiting the pressure in the latter.
11. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the pressure relief valve (32) is integrated in a wall (33) of the second pressure chamber (14) and has a calibrated through-bore (34) formed in the wall (33) and leading into the second pressure chamber (14).
12. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the pressure relief valve (32) is designed as a ball valve or as a reed valve.
13. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** an electrohydraulic control unit (35) in operative connection with the second pressure chamber (14) is provided for limiting the pressure in the latter.
14. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** a controlling unit operatively connected to the control unit (35) is provided for setting the pressure level in the second pressure chamber (14) in accordance with demand, said controlling unit being connected to a consumer unit pressurized by means of the gear pump.
15. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the control unit (35) is provided with a pressure relief valve (36).
16. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the drive gear (21) and the output gear (18) each have a helical tooth system.
17. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the displacement unit (11) has connecting passages which, starting from at least one of the pressure chambers (12, 14), open out onto the circumferential wall of the displacement unit.
18. Gear pump according to Claim 17, **characterized in that** a connecting bore (51) in the controlling piston (19) branches off from the first pressure chamber (12) and opens out onto the circumferential lateral surface of said controlling piston (19).
19. Gear pump according to Claim 17, **characterized in that** the controlling piston (19) has a through-bore (55) which, starting from an end wall (57) defining the first pressure chamber (12), opens out into a space (63) formed between the circumferential wall of the output gear (18) and the housing inner wall.
20. Gear pump according to Claim 17, **characterized in that** a recess (53) which opens out into the second pressure chamber (14) is arranged on the circumferential wall of the spring piston (20) of the displacement unit (11).
21. Gear pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** a housing bore (61) branching off outwards from the inner wall of the housing accommodating the displacement unit (11) is provided, preferably in the region of the controlling piston (19).
22. Gear pump according to Claim 1, **characterized in that** the tooth system of the intermeshing gear pair is designed as a helical tooth system.
23. Gear pump according to Claim 1, **characterized in that** at least one of the chamber walls axially defining the gears (21, 18) has a recess which forms a pocket (83) for the delivery medium, preferably pressure oil.
24. Gear pump according to Claim 23, **characterized in that** the pressure-oil pocket is designed as a groove (83) in the wall of a housing lid (39), said groove (83) extending over the entire length of that portion of the lid (39) which overlaps a first pressure chamber (12).

Revendications

1. Pompe à engrenages avec dispositif glissant pour changer le débit (11), qui est disposé de manière déplaçable entre une première chambre de pression (12) et une deuxième chambre de pression (14) comportant un ressort de pression (13) agissant en plus sur le dispositif glissant (11), dans laquelle le dispositif glissant (11) se compose d'un arbre de sortie (17) et, disposés chaque fois coaxialement à celui-ci, d'une roue dentée de sortie (18), d'un piston de commande (19) limitant la première chambre de pression (12) et d'un piston à ressort (20) limitant la deuxième chambre de pression (14), et dans laquelle le dispositif glissant (11) est déplaçable par rapport à une roue dentée d'entrée (21) en fonction d'une différence de pression s'établissant éventuellement entre la première chambre de pression (12) et la deuxième chambre de pression (14), **caractérisée en ce que** les chambres de pression (12, 14) sont en communication hydraulique active au moyen d'une conduite de pression (16) comportant un étranglement (15) et la deuxième chambre de pression (14) est limitée par une pression maximale et l'étranglement (15) est formé par un alésage traversant (22) étagé, de section réduite vers la deuxième chambre de pression (14), dans l'arbre de sortie (17) ou par un alésage traversant uniforme (22) dans l'arbre de sortie (17) ou par un alésage traversant (24) dans le piston à ressort (20).
2. Pompe à engrenages selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la pompe à engrenages (10) est formée par une pompe à engrenages extérieurs.
3. Pompe à engrenages selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** l'étranglement (15) formé par un alésage traversant (24) dans le piston à ressort (20) est en communication avec une poche de pression (26) du piston à ressort (20) adjacente à la zone dentée de la roue dentée de sortie (18).
4. Pompe à engrenages selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que**, avec l'étranglement (15) formé par un alésage traversant (24) dans le piston à ressort (20), la communication hydraulique active entre l'étranglement (20) et la première chambre de pression (12) peut être interrompue périodiquement par une dent respective (27) de la roue dentée de sortie rotative (18).
5. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le piston à ressort (20) présente une poche aspirante (28) adjacente à la zone dentée de la roue dentée de sortie (18).
6. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'étranglement (15) présente une section de passage variable.
7. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'étranglement (15) formé par un alésage traversant (22) de l'arbre de sortie (17) est traversé par une tige d'étranglement (29) non déplaçable avec une section transversale diminuant vers la deuxième chambre de pression (14).
8. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la section de passage de l'étranglement (15) est variable en fonction d'une dilatation thermique, dépendant de la température de fonctionnement, d'un élément d'étranglement (30) en communication active avec l'étranglement (15).
9. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'élément d'étranglement (30) est formé par une tige de dilatation avec une extrémité d'étranglement (31) diminuant en cône, qui réduit la section de passage de l'étranglement (15) en cas de dilatation positive de l'élément d'étranglement (30).
10. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'il** est prévu une soupape de surpression (32) en communication active avec la deuxième chambre de pression (14) pour limiter la pression dans celle-ci.
11. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la soupape de surpression (32) est intégrée dans une paroi (33) de la deuxième chambre de pression (14) et présente un alésage traversant calibré (34), formé dans la paroi (33) et conduisant dans la deuxième chambre de pression (14).
12. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la soupape de surpression (32) est formée par une soupape à bille ou une soupape à clapet.
13. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'il** est prévu une unité de régulation électrohydraulique (35) en communication active avec la deuxième chambre de pression (14) pour limiter la pression dans celle-ci.
14. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'il** est prévu, pour régler judicieusement le niveau de pression dans la deuxième chambre de pression

(14), une unité de commande en communication active avec l'unité de régulation (35), qui est en communication avec un groupe consommateur alimenté en pression au moyen de la pompe à engrenages.

15. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'unité de régulation (35) est pourvue d'une soupape de surpression (36).

16. Pompe à engrenages, selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la roue dentée d'entrée (21) et la roue dentée de sortie (18) présentent chaque fois une denture oblique.

17. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le dispositif glissant (11) présente des canaux de communication, qui partent d'au moins une des chambres de pression (12, 14) et débouchent dans la paroi périphérique du dispositif glissant.

18. Pompe à engrenages selon la revendication 17, **caractérisée en ce qu'un** alésage de communication (51) dans le piston de commande (19), qui débouche dans la surface latérale périphérique de celui-ci, part de la première chambre de pression (12).

19. Pompe à engrenages selon la revendication 17, **caractérisée en ce que** le piston de commande (19) présente un alésage traversant (55) qui, partant d'une paroi frontale (57) limitant la première chambre de pression (12), débouche dans une chambre (63) formée entre la paroi périphérique de la roue dentée de sortie (18) et la paroi intérieure du boîtier.

20. Pompe à engrenages selon la revendication 17, **caractérisée en ce qu'un** évidement (53), qui débouche dans la deuxième chambre de pression (14), est disposé à la paroi périphérique du piston à ressort (20) du dispositif glissant (11).

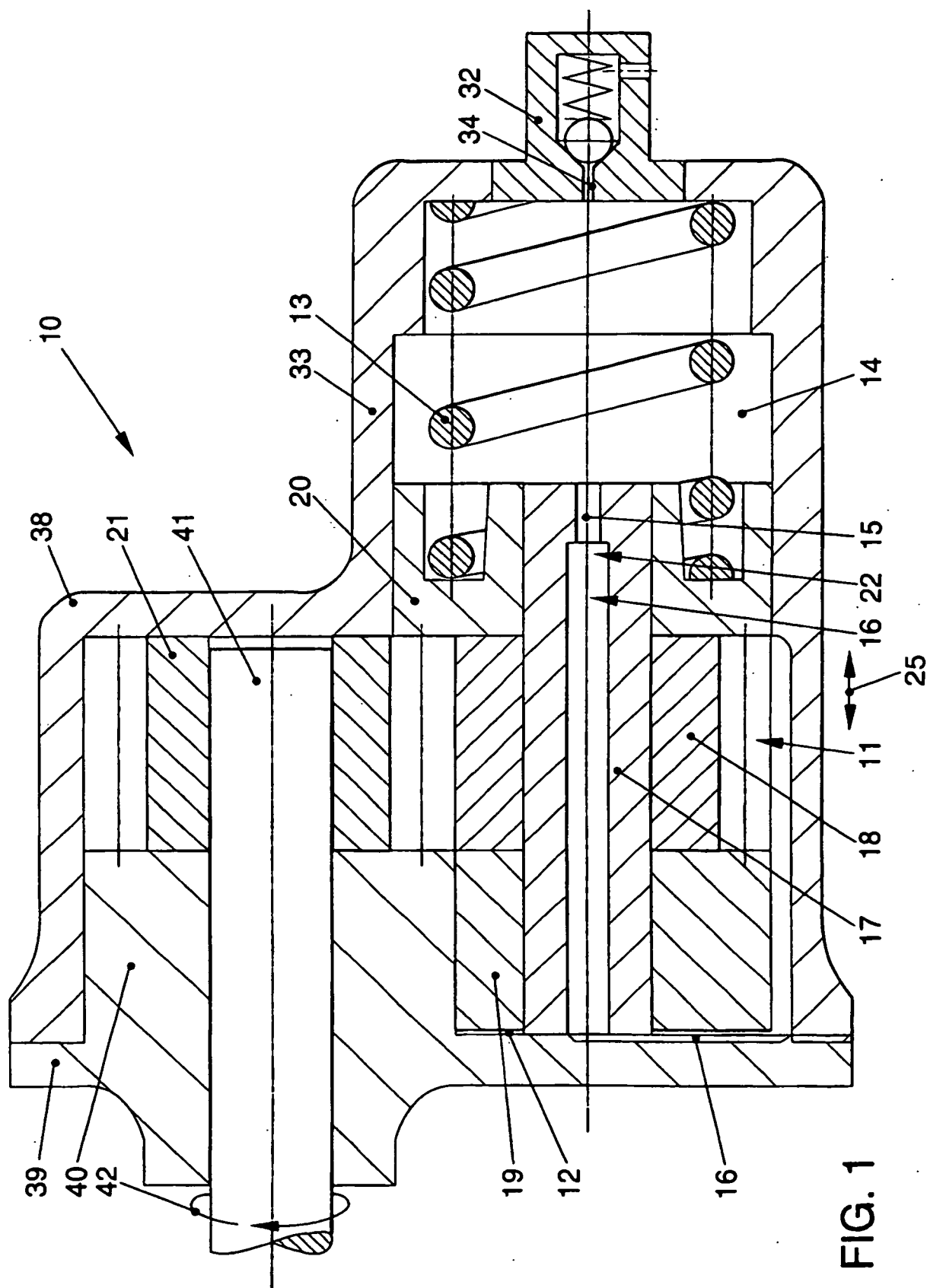
21. Pompe à engrenages selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'il** est prévu, de préférence dans la région du piston de commande (19), un alésage de boîtier (61) conduisant vers l'extérieur à partir de la paroi intérieure du boîtier contenant le dispositif glissant (11).

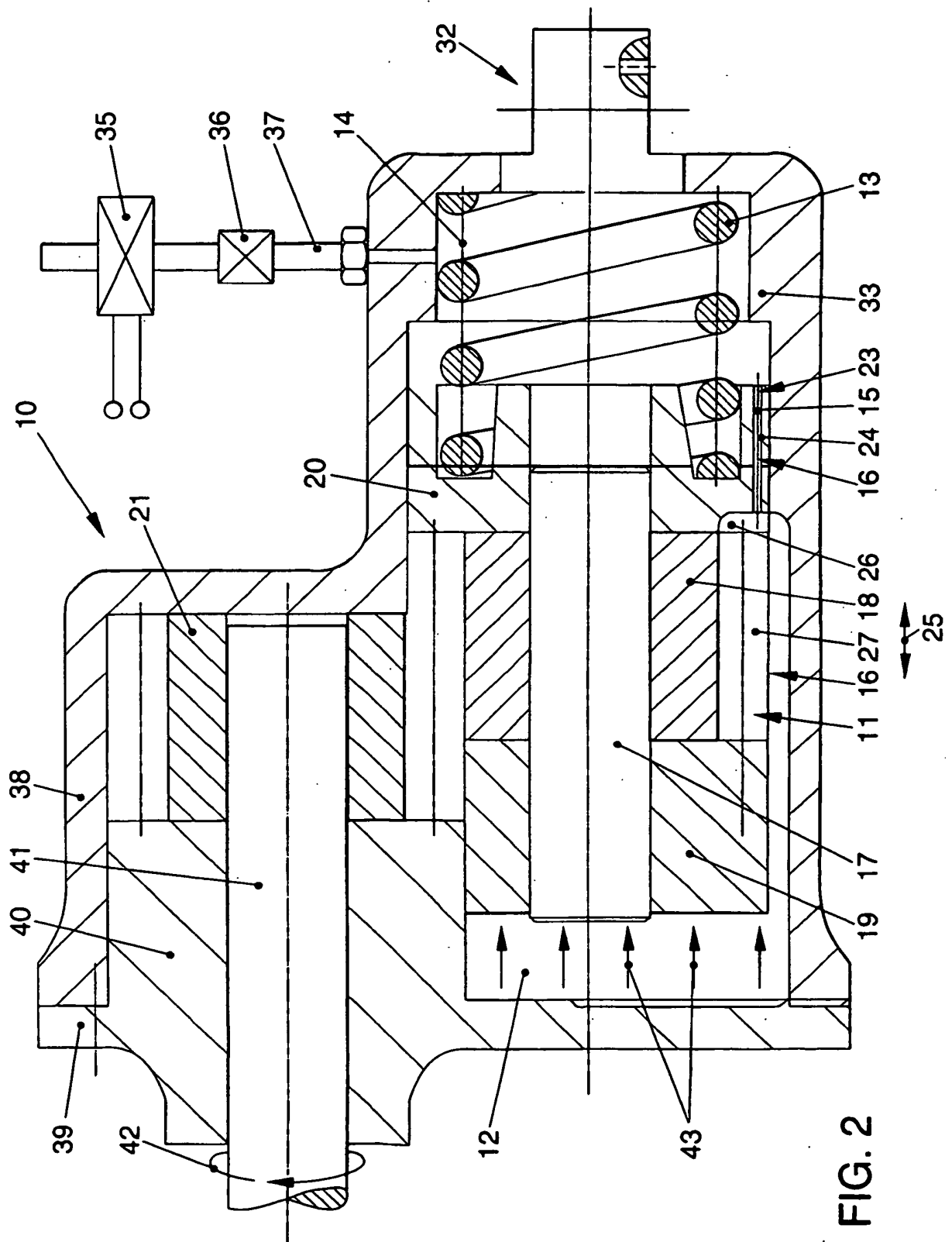
22. Pompe à engrenages selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la denture de la paire de roues dentées engrenant l'une avec l'autre est formée par une denture oblique.

23. Pompe à engrenages selon la revendication 1, **caractérisée en ce qu'au** moins une des parois de chambre délimitant axialement les roues dentées

(21, 18) présente un évidement, qui forme une poche (83) pour du fluide transporté, de préférence de l'huile sous pression.

24. Pompe à engrenages selon la revendication 23, **caractérisée en ce que** la poche à huile sous pression est formée par une rainure (83) dans la paroi d'un couvercle de boîtier (39), qui s'étend sur toute la longueur du recouvrement du couvercle (39) avec une première chambre de pression (12).





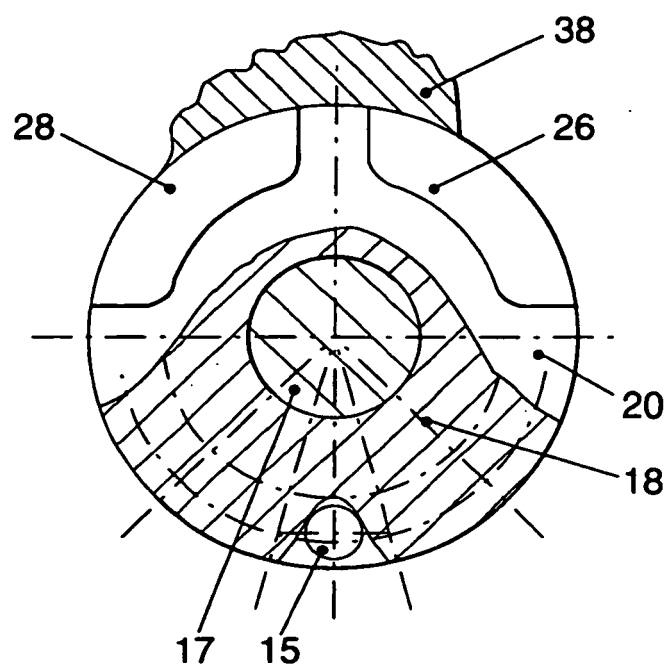
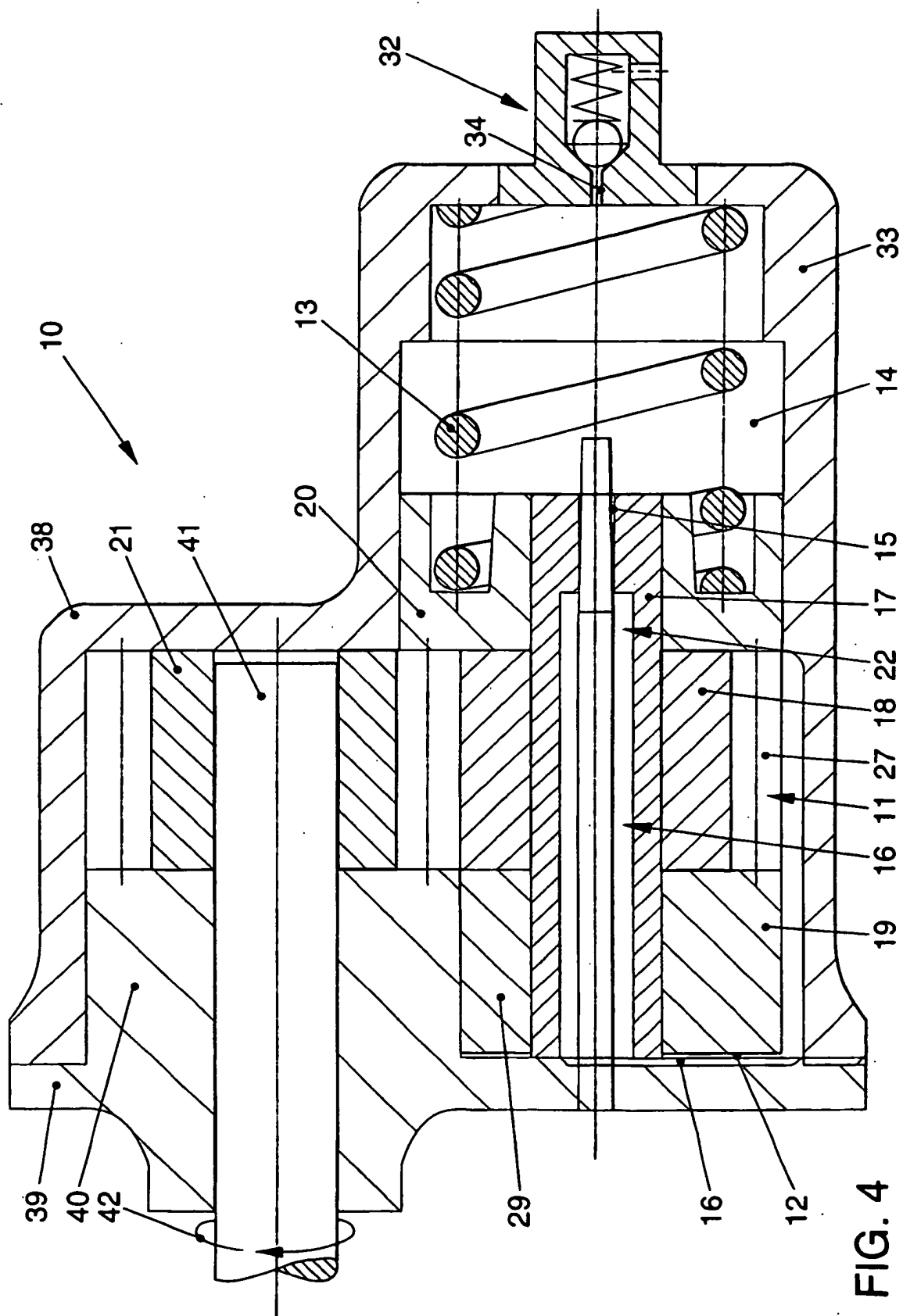
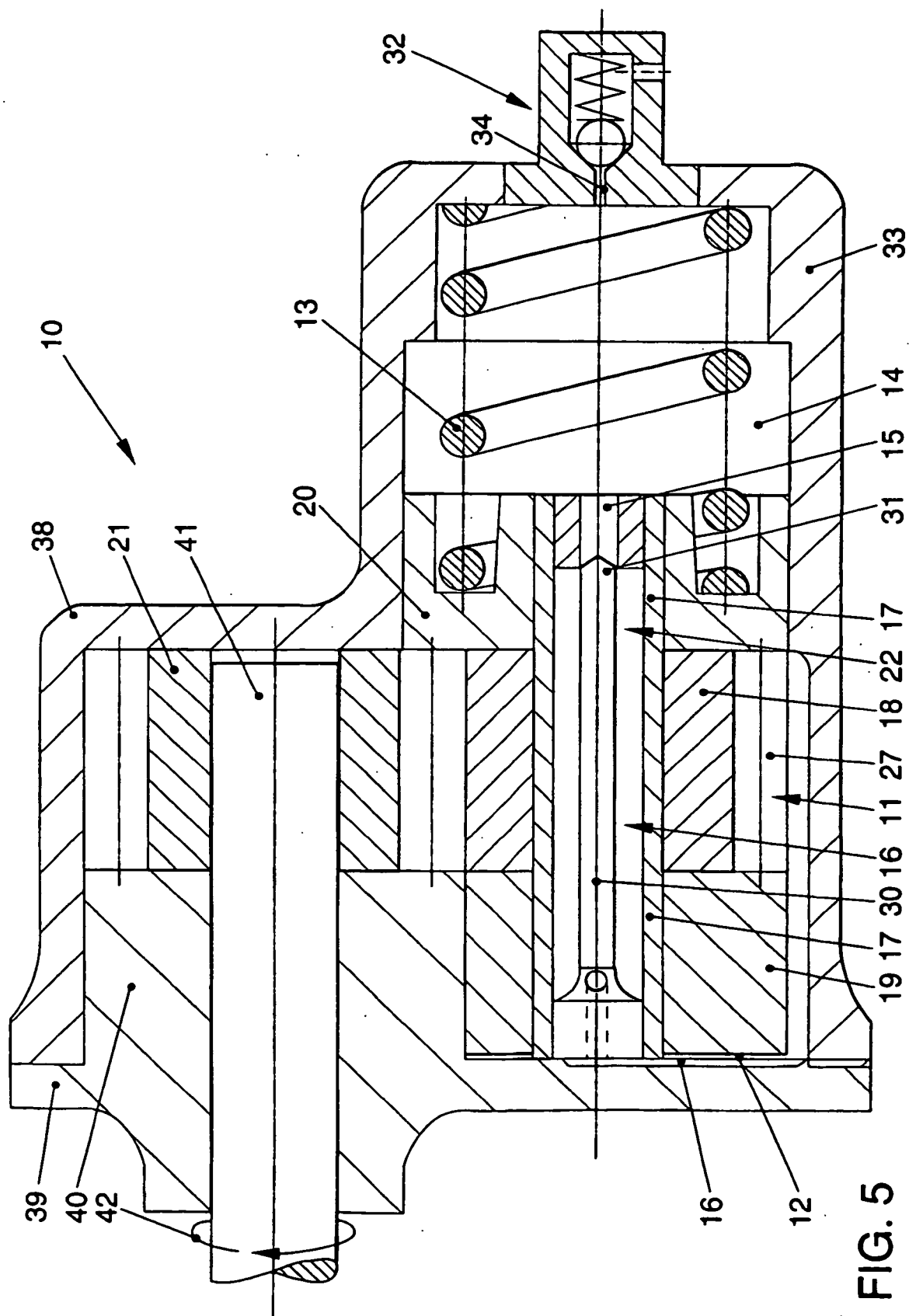
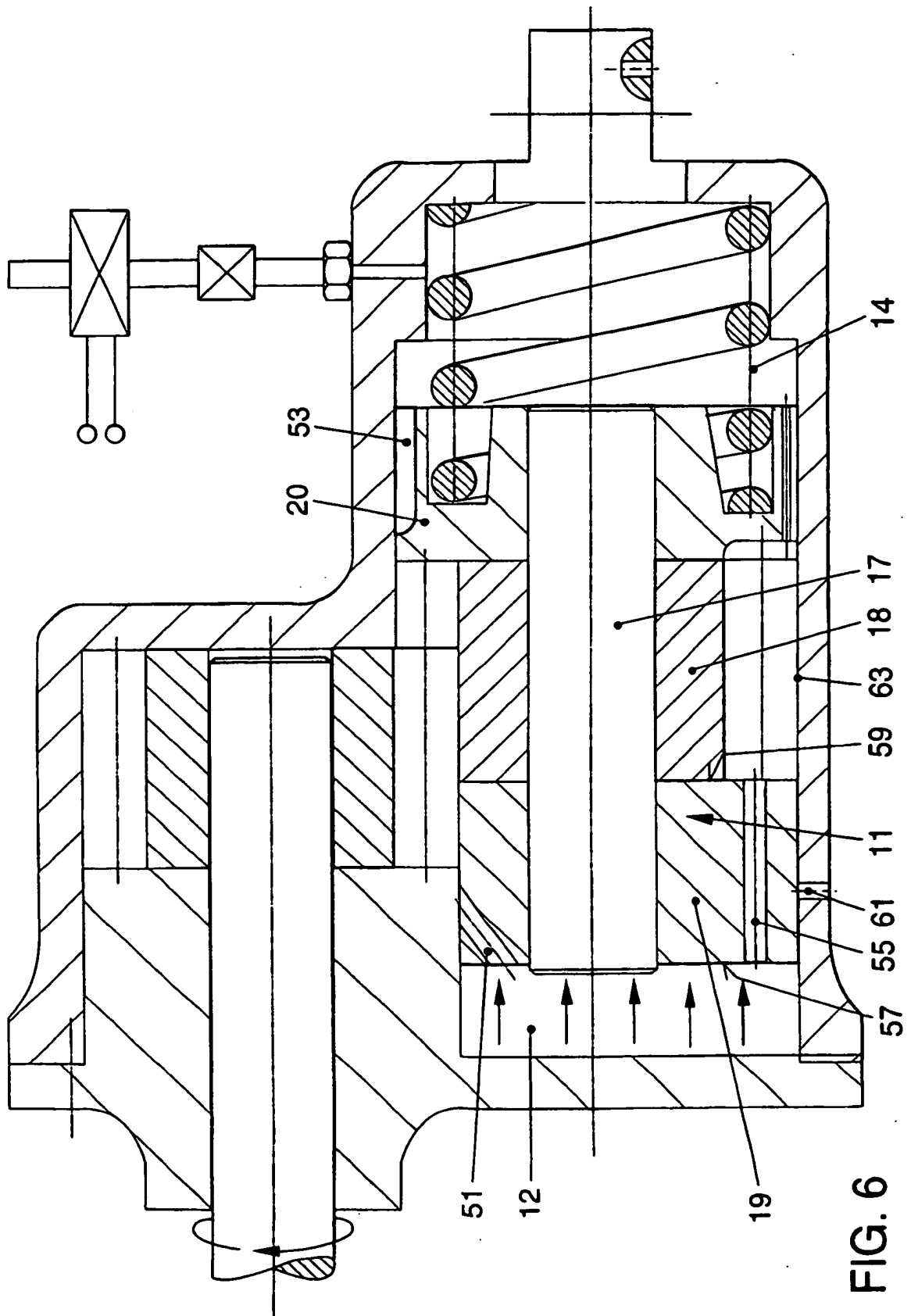
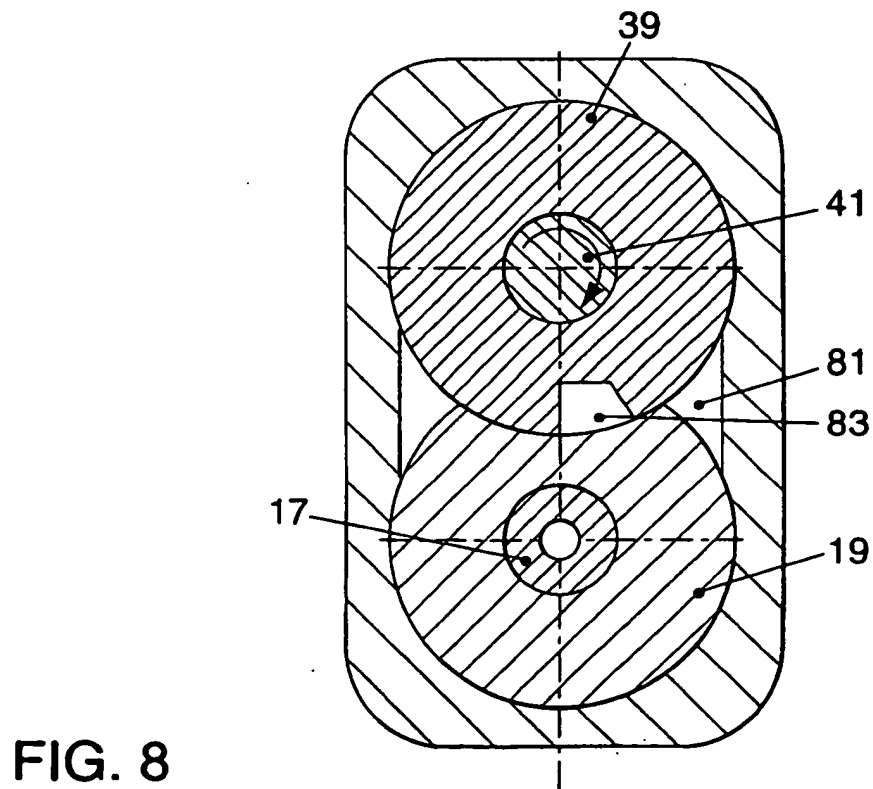
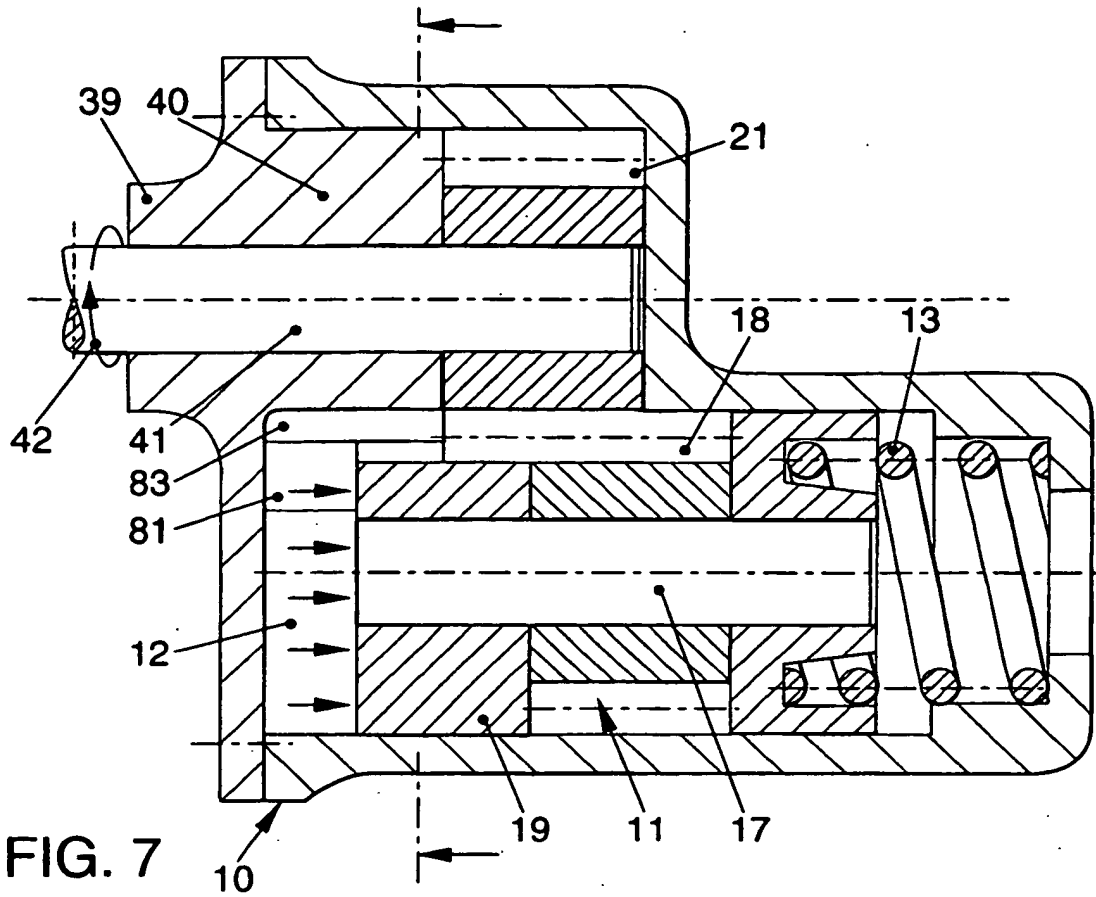


FIG. 3









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 3347015 A1 [0002]
- DE 3528651 A1 [0003]