(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 1 135 593 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
12.01.2005 Patentblatt 2005/02

(21) Anmeldenummer: **00974318.8**

(22) Anmeldetag: **09.09.2000**

(51) Int Cl.[7]: **F02M 45/04**, F02M 47/02, F02M 59/46

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2000/003138

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2001/023743 (05.04.2001 Gazette 2001/14)

(54) **VENTIL ZUM STEUERN VON FLÜSSIGKEITEN**

VALVE FOR CONTROLLING FLUIDS

SOUPAPE POUR COMMANDER LE PASSAGE DE LIQUIDES

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

(30) Priorität: **30.09.1999 DE 19946833**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.09.2001 Patentblatt 2001/39

(73) Patentinhaber: **ROBERT BOSCH GMBH**
70442 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:
- **STOECKLEIN, Wolfgang**
  D-70176 Stuttgart (DE)
- **SCHMIEDER, Dietmar**
  D-71706 Markgroeningen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 477 400
EP-A- 0 816 670
DE-A- 19 624 001
DE-A- 19 708 304
DE-A- 19 732 802
DE-A- 19 803 910
DE-C- 19 742 943

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).

EP 1 135 593 B1

Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die Erfindung geht von einem Ventil zum Steuern von Flüssigkeiten gemäß der Gattung des Patentanspruchs 1 aus.

[0002] Aus der EP 0 477 400 A1 ist ein derartiges Ventil, welches über einen piezoelektrischen Aktor betätigbar ist, bereits bekannt. Dieses bekannte Ventil weist eine Anordnung für einen in Hubrichtung wirkenden Wegtransformator des piezoelektrischen Aktors auf, bei der die Auslenkung des piezoelektrischen Aktors über eine Hydraulikkammer übertragen wird, welche als hydraulische Übersetzung bzw. Kopplung und Toleranzausgleichselement arbeitet.

[0003] Die Hydraulikkammer schließt zwischen zwei sie begrenzenden Kolben, von denen ein Kolben mit einem kleineren Durchmesser ausgebildet ist und mit einem anzusteuernden Ventilglied verbunden ist und der andere Kolben mit einem größeren Durchmesser ausgebildet ist und mit dem piezoelektrischen Aktor verbunden ist, ein gemeinsames Ausgleichsvolumen ein. Die Hydraulikkammer ist derart zwischen den beiden Kolben eingespannt, daß der Betätigungskolben des Ventilgliedes, das in seiner Ruhelage mittels einer oder mehrerer Federn relativ zu einer vorgegebenen Position gehalten ist, einen um das Übersetzungsverhältnis des Kolbendurchmessers vergrößerten Hub macht, wenn der größere Kolben durch den piezoelektrischen Aktor um eine bestimmte Wegstrecke bewegt wird. Das Ventilglied, die Kolben und der piezoelektrische Aktor liegen dabei auf einer gemeinsamen Achse hintereinander. Über das Ausgleichsvolumen der Hydraulikkammer können Toleranzen aufgrund von Temperaturgradienten im Bauteil oder unterschiedlichen Temperaturausdehnungskoeffizienten der verwendeten Materialien sowie eventuelle Setzeffekte ausgeglichen werden, ohne daß dadurch eine Änderung der Position des anzusteuernden Ventilgliedes auftritt.

[0004] Der hydraulische Koppler benötigt einen Systemdruck, welcher aufgrund von Leckage abfällt, falls keine ausreichende Nachfüllung mit Hydraulikflüssigkeit stattfindet.

[0005] Aus der Praxis sind bei Common-Rail-Injektoren Lösungen bekannt, bei denen der Systemdruck zweckmäßig im Ventil selbst erzeugt wird, wobei ein konstanter Systemdruck auch bei einem Systemstart sichergestellt ist. Hierzu wird Hydraulikflüssigkeit aus einem Hochdruckbereich des zu steuernden Kraftstoffs entnommen und dem Niederdruckbereich mit dem Systemdruck zugeführt. Dies geschieht mit Hilfe von Leckspalten, die durch Leck- bzw. Befüllstifte dargestellt werden.

[0006] Wenn jedoch der Druck im Hochdruckbereich ansteigt, nimmt automatisch die Leckrate in den Systembereich zu. Dies führt unter Umständen zu einem nicht zulässigen hohen Leckverlust des Ventils, wobei der Wirkungsgrad des Systems stark abnimmt.

[0007] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Ventil zur Steuerung von Flüssigkeiten zu schaffen, mit dem die Leckverluste bei steigendem Druck im Hochdruckbereich begrenzt werden.

Vorteile der Erfindung

[0008] Das erfindungsgemäße Ventil zur Steuerung von Flüssigkeiten mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 hat den Vorteil, daß zur Erzeugung der Mindestleckrate von dem Hochdruckbereich in den Niederdruckbereich mit Systemdruck eine Drosselbohrung benutzt wird, womit der Leckageverlust bei hohen Drücken im Hochdruckbereich gegenüber der Systemdruckversorgung durch einen herkömmlichen Leckspalt bzw. Befüllstift um ein Vielfaches reduziert wird.

[0009] Dabei werden auf einfache Art und Weise die grundlegend unterschiedlichen stömungsphysikalischen Effekte zwischen der turbulenten Durchströmung einer Drosselbohrung und der laminaren Spaltströmung um einen Befüllstift zur Realisierung der Befüllung des Niederdruckbereiches genutzt.

[0010] Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen des Gegenstandes der Erfindung sind der Beschreibung, der Zeichnung und den Patentansprüchen entnehmbar.

Zeichnung

[0011] Ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Ventils zur Steuerung von Flüssigkeiten ist in der Zeichnung dargestellt und wird in der folgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen

Figur 1 eine schematische, ausschnittsweise Darstellung eines Ausführungsbeispiels der Erfindung bei einem Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen im Längsschnitt, und

Figur 2 ein Diagramm mit einem stark vereinfachten Verlauf einer druckabhängigen Leckmenge bei einer erfindungsgemäßen Drosselbohrung im Vergleich zu der druckabhängigen Leckmenge bei einem Befüllstift.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

[0012] Das in der Figur 1 dargestellte Ausführungsbeispiel zeigt eine Verwendung des erfindungsgemäßen Ventils bei einem Kraftstoffeinspritzventil 1 für Brennkraftmaschinen von Kraftfahrzeugen. Das Kraftstoffeinspritzventil 1 ist vorliegend als ein Common-Rail-Injektor ausgebildet, wobei die Kraftstoffeinspritzung über das Druckniveau in einem Ventilsteuerraum 12, welcher mit einer Hochdruckversorgung verbunden ist, gesteuert wird.

[0013] Zur Einstellung eines Einspritzbeginns, einer Einspritzdauer und einer Einspritzmenge über Kräfte-

verhältnisse in dem Kraftstoffeinspritzventil 1 wird ein Ventilglied 2 über eine als piezoelektrischer Aktor 3 ausgebildete piezoelektrische Einheit angesteuert, welche auf der ventilsteuerraum- und brennraumabgewandten Seite des Ventilgliedes 2 angeordnet ist.

[0014] Der piezoelektrische Aktor 3 ist aus mehreren Schichten aufgebaut und weist auf seiner dem Ventilglied 2 zugewandten Seite einen Aktorkopf 4 sowie auf seiner dem Ventilglied abgewandten Seite einen Aktorfuß 5 auf, der sich an einer Wand eines Ventilkörpers 9 abstützt. An dem Aktorkopf 4 liegt über ein Auflager 6 ein erster Kolben 7 des Ventilgliedes 2 an, welcher in seinem Durchmesser gestuft ausgeführt ist.

[0015] Das Ventilglied 2 ist axial verschiebbar in einer als Längsbohrung ausgeführten Bohrung 8 des Ventilkörpers 9 angeordnet und umfaßt neben dem ersten Kolben 7 einen ein Ventilschließglied 13 betätigenden zweiten Kolben 10, wobei die Kolben 7 und 10 mittels einer hydraulischen Übersetzung miteinander gekoppelt sind.

[0016] Die hydraulische Übersetzung ist als Hydraulikkammer 11 ausgebildet, die die Auslenkung des piezoelektrischen Aktors 3 überträgt. Die Hydraulikkammer 11 schließt zwischen den beiden sie begrenzenden Kolben 7 und 10, von denen der zweite Kolben 10 mit einem kleineren Durchmesser und der erste Kolben 7 mit einem größeren Durchmesser ausgebildet ist, ein gemeinsames Ausgleichsvolumen ein.

[0017] Die Hydraulikkammer 11 ist derart zwischen den Kolben 7 und 10 eingespannt, daß der zweite Kolben 10 des Ventilgliedes 2 einen um das Übersetzungsverhältnis des Kolbendurchmessers vergrößerten Hub macht, wenn der größere erste Kolben 7 durch den piezoelektrischen Aktor 3 um eine bestimmte Wegstrecke bewegt wird. Das Ventilglied 2, die Kolben 7, 10 und der piezoelektrische Aktor 3 liegen dabei auf einer gemeinsamen Achse hintereinander.

[0018] Über das Ausgleichsvolumen der Hydraulikkammer 11 können Toleranzen aufgrund von Temperaturgradienten im Bauteil oder unterschiedlichen Temperaturausdehnungskoeffizienten der verwendeten Materialien sowie eventuelle Setzeffekte ausgeglichen werden, ohne daß dadurch eine Änderung der Position des anzusteuernden Ventilschließgliedes 13 auftritt.

[0019] An dem ventilsteuerraumseitigen Ende des Ventilgliedes 2 wirkt das kugelartige Ventilschließglied 13 mit an dem Ventilkörper 9 ausgebildeten Ventilsitzen 14, 15 zusammen, wobei das Ventilschließglied 13 einen Niederdruckbereich 16 mit einem Systemdruck p_sys von einem Hochdruckbereich 17 mit einem Hochdruck bzw. Raildruck p_R trennt.

[0020] Die Ventilsitze 14, 15 sind in einem von dem Ventilkörper 9 gebildeten Ventilniederdruckraum 18 ausgebildet, von dem ein Leckageablaufkanal 19 und eine zu einem Ventilsystemdruckraum 20 auf der dem piezoelektrischen Aktor 3 zugewandten Seite des Ventilgliedes 2 führende Öffnung 21 abführt.

[0021] Darüber hinaus weist der Ventilniederdruckraum 18 eine durch den unteren Ventilsitz 15 gebildete Verbindung zu dem in Figur 1 lediglich angedeuteten Ventilsteuerraum 12 in dem Hochdruckbereich 17 auf. In dem Ventilsteuerraum 12 ist ein bewegbarer Ventilsteuerkolben angeordnet, der in der Zeichnung nicht weiter dargestellt ist. Durch axiale Bewegungen des Ventilsteuerkolbens in dem Ventilsteuerraum 12, der in üblicher Weise mit einer Einspritzleitung verbunden ist, welche mit einem für mehrere Kraftstoffeinspritzventile gemeinsamen Hochdruckspeicherraum (Common-Rail) verbunden ist und eine Einspritzdüse mit Kraftstoff versorgt, wird das Einspritzverhalten des Kraftstoffeinspritzventils 1 auf an sich bekannte Art gesteuert.

[0022] Der Ventilsystemdruckraum 20 schließt an das piezoseitige Ende der Bohrung 8 an und ist einerseits durch den Ventilkörper 9 und andererseits durch ein mit dem ersten Kolben 7 des Ventilgliedes 2 und dem Ventilkörper 9 verbundenes Dichtelement 22 begrenzt, wobei eine Leckageleitung 23 aus dem Ventilsystemdruckraum 20 abführt. Das Dichtelement 22 ist vorliegend als faltenbalgartige Membran ausgebildet und verhindert, daß der piezoelektrische Aktor 3 mit dem in dem Ventilsystemdruckraum 20 enthaltenen Kraftstoff in Kontakt kommt.

[0023] Über einen den ersten Kolben 7 umgebenden Spalt 24 und einen den zweiten Kolben 10 umgebenden Spalt 25 ist eine Leckage von der Hydraulikkammer 11 in den Ventilniederdruckraum 18 und insbesondere in den Ventilsystemdruckraum 20 gegeben.

[0024] Da die Hydraulikkammer 11 während einer Ansteuer- bzw. Bestromungspause des piezoelektrischen Aktors 3 wiederbefüllt werden muß, ist ein Ausgleich einer Leckagemenge des Niederdruckbereiches 16 durch Entnahme von Hydraulikflüssigkeit des Hochdruckbereichs 17 vorgesehen. Hierzu dient eine Befülleinrichtung 26, welche mit einem Kanal 27, in dem eine Drosselbohrung 28 angeordnet ist, ausgebildet ist. Der Kanal 27 der Befülleinrichtung 26 mündet auf der dem Niederdruckbereich 16 zugewandten Seite der Drosselbohrung 28 in den den ersten Kolben 7 umgebenden Spalt 24, wobei im Mündungsbereich eine Ringnut 29 vorgesehen ist. Auf der dem Hochdruckbereich 17 zugewandten Seite der Drosselbohrung 28 mündet der Kanal 27 in den Ventilniederdruckraum 18.

[0025] Selbstverständlich kann in einer alternativen Ausführung auch vorgesehen sein, daß der Kanal 27 der Befülleinrichtung 26 zu dem den zweiten Kolben 10 umgebenden Spalt 25 führt.

[0026] Der Durchmesser der Drosselbohrung 28 ist derart ausgelegt, daß ein die Drosselbohrung 28 passierender Volumenstrom aus dem Hochdruckbereich 17 bei einem definierten minimalen Hochdruck p_R_min die Leckagemenge des Niederdruckbereiches 16 ausgleicht. In der gezeigten Ausführung weist die Drosselbohrung 28 einen Durchmesser von 50 Mikrometer auf.

[0027] Des weiteren ist zwischen der Drosselbohrung 28 und der Mündung des Kanals 27 in den Ringspalt 29 eine Verbindung zwischen dem Kanal 27 der Befülllein-

richtung 28 und dem Ventilniederdruckraum 18 über ein Überdruckventil 30 vorgesehen, welches federbelastet ist. Dieses Überdruckventil 30 dient zur Einstellung eines konstanten Systemdrucks p_sys in dem Ventilsystemdruckraum 20, so daß der Systemdruck bei allen zusammenhängenden Common-Rail-Injektoren gleich gehalten werden kann.

[0028] Das Kraftstoffeinspritzventil 1 nach Figur 1 arbeitet dabei in nachfolgend beschriebener Weise.

[0029] In geschlossenem Zustand des Kraftstoffeinspritzventils 1, d.h. bei unbestromtem piezoelektrischen Aktor 3 wird das Ventilschließglied 13 des Ventilglieds 2 durch den Hochdruck bzw. Raildruck p_R in dem Hochdruckbereich 17 in Anlage an dem ihm zugeordneten oberen Ventilsitz 14 gehalten, so daß kein Kraftstoff aus dem mit dem Hochdruckspeicherraum verbundenen Ventilsteuerraum 12 in den Ventilniederdruckraum 18 gelangen und dann durch den Leckageablaufkanal 19 entweichen kann.

[0030] Bei Entlastung des Ventilsteuerraums 12 wird das Ventilschließglied 13 am oberen Ventilsitz 14 durch eine Feder 31 gehalten.

[0031] Im Falle einer langsamen Betätigung, wie sie bei einer temperaturbedingten Längenänderung des piezoelektrischen Aktors 3 oder weiterer Ventilbauteile wie z.B. des Ventilglieds 2 oder des Ventilkörper 9 auftritt, dringt der erste Kolben 7 mit Temperaturerhöhung in das Ausgleichsvolumen der Hydraulikkammer 11 ein oder zieht sich bei Temperaturabsenkung daraus zurück, ohne daß dies Auswirkungen auf die Schließ- und Öffnungsstellung des Ventilgliedes 2 und des Kraftstoffventils 1 insgesamt hat.

[0032] Wenn eine Einspritzung durch das Kraftstoffeinspritzventil 1 erfolgen soll, wird der piezoelektrische Aktor 3 bestromt, wodurch dieser seine axiale Ausdehnung schlagartig vergrößert. Bei einer derartigen schnellen Betätigung des piezoelektrischen Aktors 3 stützt sich dieser an dem Ventilkörper 9 ab, wodurch der zweite Kolben 10 das Ventilschließglied 13 des Ventilgliedes 2 von seinem oberen Ventilsitz 14 in eine Mittelstellung zwischen den beiden Ventilsitzen 14, 15 bewegt. Durch die Stellbewegung des Ventilgliedes 2 wird aufgrund der sich bewegenden Membran 22 das Volumen des Ventilsystemdruckraumes 20 verringert, wobei ein Druckabbau durch Leckage von der Hydraulikkammer in den Ventilsystemdruckraum 20 und den Ventilniederdruckraum 18 und aus diesen über die Leckageleitung 23 und den Leckageablaufkanal 19 sowie über das Überdruckventil 30 stattfindet.

[0033] Nach Ablassen des den Systemdruck p_sys übersteigenden Drucks in dem Niederdruckbereich 16 kann das Ventilschließglied 13 in seine Schließstellung an den unteren Ventilsitz 15 bewegt werden, wodurch kein Kraftstoff mehr aus dem Ventilsteuerraum 12 in den Ventilniederdruckraum 18 eindringen kann. Die Kraftstoffeinspritzung ist dann beendet.

[0034] Danach wird die Bestromung des piezoelektrischen Aktors 3 unterbrochen, wodurch sich dieser wieder verkürzt und das Ventilschließglied 13 in die Mittelstellung zwischen die beiden Ventilsitze 14, 15 gebracht wird, wobei eine erneute Kraftstoffeinspritzung erfolgt. Durch den unteren Ventilsitz kann Kraftstoff in den Ventilniederdruckraum 18 eindringen. Dabei wird durch eine in dem Leckageablaufkanal 19 angeordnete Drossel 32 der Druck jedoch nicht sofort abgebaut. Die kurzzeitige Druckerhöhung in dem Ventilniederdruckraum 18 bewirkt eine hydraulische Gegenkraft, welche die Stellbewegung des Ventilgliedes 2 derart abbremst, daß das Ventilschließglied 13 in seiner Mittelstellung zwischen den beiden Ventilsitzen 14, 15 stabilisiert wird.

[0035] Nach dem Druckabbau in dem Ventilniederdruckraum 18 durch den Leckageablaufkanal 19 bewegt sich das Ventilschließglied 13 in seine Schließstellung zum oberen Ventilsitz 14. Somit wird durch jede Ansteuerung (Bestromen oder Beenden des Bestromens) der piezoelektrischen Einheit eine Kraftstoffeinspritzung ermöglicht.

[0036] Wenn das Ventilschließglied 13 von seinem unteren Ventilsitz 15 abgehoben ist, wird dem Kanal 27 der Befülleinrichtung 26 Hochdruck p_R aus dem Ventilsteuerraum 12 zugeführt, so daß die Leckageverluste in dem Niederdruckbereich 16 ausgeglichen werden können.

[0037] Da stets ein bestimmter Systemdruck p_sys benötigt wird, muß die Drosselbohrung 28 so dimensioniert sein, daß die Bereitstellung des Systemdrucks p_sys auch bei einem minimalen Hochdruck p_R_min noch gesichert ist. Andererseits nimmt mit steigendem Hoch- bzw. Raildruck p_R auch die Leckage in den Niederdruckbereich 16 zu. Deshalb öffnet das Überdruckventil 30 um so mehr, je höher der dem Kanal 27 zugeführte Hochdruck p_R ist, um zur Einhaltung des konstanten Systemdrucks p_sys überschüssige Hydraulikflüssigkeit bzw. Kraftstoff abzulassen.

[0038] In Figur 3 ist ein Diagramm ersichtlich, welches zeigt, daß die Drosselbohrung 28 dabei deutliche Vorteile gegenüber der Realisierung der Befüllung des Niederdruckbereiches 16 mit einem herkömmlichen Befüllstift hat.

[0039] Dabei ist ein Verlauf einer druckabhängigen Leckmenge Q_d bei der erfindungsgemäßen Drosselbohrung 28 im Vergleich zu einer druckabhängigen Leckmenge Q_s1 bei einem Befüllstift ohne Spaltaufweitung und einer druckabhängigen Leckmenge Q_s2 bei einem Befüllstift mit Spaltaufweitung dargestellt.

[0040] Damit der Systemdruck p_sys gehalten werden kann, muß schon bei einem relativ niedrigen Hochdruck p_R von z.B. 200 bar die Leckage durch die Drosselbohrung 28 größer sein als die Verluste aus dem Niederdruckbereich 16, wodurch sich ein minimaler Durchfluß Q_min von hier 5 Liter/Std. ergibt.

[0041] Die Verläufe der Durchflußmengen zeigen, daß die Durchflußmenge Q_d durch die Drosselbohrung 28 mit ansteigendem Druck p_R nicht in dem Maße zunimmt wie bei einem Befüllstift. Betrachtet man die Unterschiede der Durchflußmengen formelmäßig, so

kann der Volumenstrom Q_d durch die Drosselbohrung 28 bei Vereinfachung der zahlreichen neben der Druckdifferenz zu berücksichtigenden Faktoren auf einen Durchflußfaktor A folgendermaßen beschrieben werden:

$$Q_d(p) = A\sqrt{(p_R - p_sys)}$$

[0042] Mit steigendem Hoch- bzw. Raildruck p_R nimmt der Durchfluß und damit die überschüssige Menge, die durch das Überdruckventil 30 abgelassen wird, nur in der Wurzel zu. Eine Befüllung des Niederdruckbereichs 16 mit einem Befüllstift kann hingegen mit vereinfachtem Durchflußfaktor B durch nachfolgenden Zusammenhang beschrieben werden:

$$Q_s(p) = B(p_R - p_sys)$$

[0043] Die Gleichung ist linear bezüglich der Druckdifferenz. Der Durchfluß Q_s nimmt somit bei hohem Raildruck p_R linear zu.

[0044] Während die Befüllung mit Befüllstift und mit Drosselbohrung bei einem Hochdruck p_R von 200 bar noch dieselbe nötige Mindestmenge Zulauf zum Niederdruckbereich 16 ergeben, erzeugt der Befüllstift bereits ohne Spaltaufweitung mit steigendem Hochdruck p_R eine erheblich größere Leckmenge Q_s1 als die Drosselbohrung. Wird am Befüllstift weiterhin berücksichtigt, daß sich der Leckspalt durch den Hochdruck p_R zusätzlich aufweitet, wie es der Verlauf des Volumenstroms Q_s2 zeigt, erweist sich die Befüllung mit der Drosselbohrung 28 als noch günstiger hinsichtlich des Wirkungsgrades des gesamten Systems.

Patentansprüche

1. Ventil zum Steuern von Flüssigkeiten, mit einer piezoelektrischen Einheit (3) zur Betätigung eines Ventilglieds (2), welches in einer Bohrung (8) eines Ventilkörpers (9) axial verschiebbar ist und an einem Ende ein Ventilschließglied (13) aufweist, das mit wenigstens einem an dem Ventilkörper (9) vorgesehenen Sitz (14, 15) zum Öffnen und Schließen des Ventils (1) zusammenwirkt, wobei das Ventilschließglied (13) einen Niederdruckbereich (16) mit einem Systemdruck (p_sys) von einem Hochdruckbereich (17) trennt, und wobei eine Befülleinrichtung (26) zum Ausgleich einer Leckagemenge des Niederdruckbereiches (16) durch Entnahme von Hydraulikflüssigkeit des Hochdruckbereichs (17) vorgesehen ist, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Befülleinrichtung (26) mit einem Kanal (27) mit einer Drosselbohrung (28) ausgebildet ist, deren Durchmesser derart ausgelegt ist, daß ein die Drosselbohrung (28) passierender Volumenstrom aus dem Hochdruckbereich (17) bei einem definierten minimalen Hochdruck (p_R_min) die Leckagemenge des Niederdruckbereiches (16) ausgleicht.

2. Ventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Ventilglied (2) geteilt ausgebildet ist mit wenigstens einem ersten Kolben (7) und einem zweiten Kolben (10), die durch eine Hydraulikkammer (11) voneinander getrennt sind, wobei der erste Kolben (7) an die piezoelektrische Einheit (3) grenzt und in einem an die Bohrung (8) des Ventilkörpers (9) anschließenden Bereich von einem Ventilsystemdruckraum (20) umgeben ist, und der zweite Kolben (10) an einen den wenigstens einen Ventilsitz (14, 15) und einen Leckageablaufkanal (19) aufweisenden Ventilniederdruckraum (18) grenzt, wobei der Kanal (27) der Befülleinrichtung (26) auf der dem Niederdruckbereich (16) zugewandten Seite der Drosselbohrung (28) in einen den ersten (7) oder den zweiten Kolben (10) umgebenden Spalt (24, 25) mündet und auf der dem Hochdruckbereich (17) zugewandten Seite der Drosselbohrung (28) in den Ventilniederdruckraum (18) mündet.

3. Ventil nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Kanal (27) der Befülleinrichtung (26) auf der dem Niederdruckbereich (16) zugewandten Seite der Drosselbohrung (28) in den den ersten Kolben (7) umgebenden Spalt (24) mündet.

4. Ventil nach einem der Ansprüche 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Ventilschließglied (13) mit zwei in dem Ventilniederdruckraum (18) angeordneten Ventilsitzen (14, 15) zum Öffnen und Schließen des Ventils (1) derart zusammenwirkt, daß es in einer Schließstellung den Ventilniederdruckraum (18) von einem unter Hochdruck stehenden Ventilsteuerraum (12) trennt und in einer Zwischenstellung zwischen den Ventilsitzen (14, 15) den Ventilniederdruckraum (18) mit dem Ventilsteuerraum (12) strömungsmäßig verbindet.

5. Ventil nach einem der Ansprüche 2 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Überdruckventil (30) zum Einstellen des Systemdruckes (p_sys) zwischen einem dem Niederdruckbereich (16) zugewandten Bereich des Kanals (27) und dem Ventilniederdruckraum (18) vorgesehen ist.

6. Ventil nach einem der Ansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Hydraulikkammer (11) mit Systemdruck (p_sys) als Toleranzausgleichselement zum Ausgleich von Längungstoleranzen der piezoelektrischen Einheit (3) und/oder weiterer Ventilbauteile (9) und als hydraulische Übersetzung ausgebildet ist.

7. Ventil nach einem der Ansprüche 2 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Ventilsystemdruckraum (20) durch ein Dichtelement (25) begrenzt ist.

8. Ventil nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** das den Ventilsystemdruckraum (20) begrenzende Dichtelement als faltenbalgartige Membran (25) ausgebildet ist, die derart mit dem Ventilglied (2) und mit dem Ventilkörper (9) verbunden ist, daß die piezoelektrische Einheit (3) vor einem Kontakt mit der zu steuernden Flüssigkeit geschützt ist.

9. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Drosselbohrung (28) einen Durchmesser von wenigstens annähernd 40 Mikrometer bis 60 Mikrometer, vorzugsweise 50 Mikrometer, aufweist.

10. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **gekennzeichnet durch** seine Verwendung als Bestandteil eines Kraftstoffeinspritzventils für Brennkraftmaschinen, insbesondere eines Common-Rail-Injektors (1).

Claims

1. Valve for controlling fluids, having a piezoelectric unit (3) for actuating a valve member (2), which is axially displaceable in a bore (8) in a valve body (9) and has at one end a valve closing member (13), which co-operates with at least one seat (14, 15) provided on the valve body (9) for opening and closing the valve (1), the valve closing member (13) separating a low-pressure region (16) at a system pressure (p_sys) from a high-pressure region (17), and a filling device (26) being provided to compensate for a leakage quantity from the low-pressure region (16) by removal of hydraulic fluid from the high-pressure region (17), **characterized in that** the filling device (26) is formed with a channel (27) with a throttle bore (28), the diameter of which is designed in such a way that a volumetric flow passing the throttle bore (28) from the high-pressure region (17) at a defined minimum high pressure (p_R_min) compensates for the leakage quantity of the low-pressure region (16).

2. Valve according to Claim 1, **characterized in that** the valve member (2) is formed in a divided manner, having at least one first piston (7) and a second piston (10), which are separated from each other by a hydraulic chamber (11), the first piston (7) bordering the piezoelectric unit (3) and being surrounded by a valve system pressure chamber (20) in a region adjoining the bore (8) in the valve body (9), and the second piston (10) bordering a valve low-pressure chamber (18) having at least one valve seat (14, 15) and a leakage draining channel (19), the channel (27) of the filling device (26) opening out on the side of the throttle bore (28) that is facing the low-pressure region (16) into a gap (24, 25) surrounding the first piston (7) or the second piston (10), and opening out on the side of the throttle bore (28) that is facing the high-pressure region (17) into the valve low-pressure chamber (18).

3. Valve according to Claim 2, **characterized in that** the channel (27) of the filling device (26) opens out on the side of the throttle bore (28) that is facing the low-pressure region (16) into the gap (24) surrounding the first piston (7).

4. Valve according to either of Claims 2 and 3, **characterized in that**, for opening and closing the valve (1), the valve closing member (13) co-operates with two valve seats (14, 15), arranged in the valve low-pressure chamber (18), in such a way that, in a closed position, it separates the valve low-pressure chamber (18) from a valve control chamber (12) that is under high pressure and, in an intermediate position between the valve seats (14, 15), it fluidically connects the valve low-pressure chamber (18) to the valve control chamber (12).

5. Valve according to one of Claims 2 to 4, **characterized in that** a pressure relief valve (30) for setting the system pressure (p_sys) is provided between a region of the channel (27) that is facing the low-pressure region (16) and the valve low-pressure chamber (18).

6. Valve according to one of Claims 2 to 5, **characterized in that** the hydraulic chamber (11) at system pressure (p_sys) is formed as a tolerance compensating element to compensate for elongational tolerances of the piezoelectric unit (3) and/or further valve components (9) and as a hydraulic transmission.

7. Valve according to one of Claims 2 to 6, **characterized in that** the valve system pressure chamber (20) is delimited by a sealing element (25).

8. Valve according to Claim 7, **characterized in that** the sealing element delimiting the valve system pressure chamber (20) is formed as a bellows-like diaphragm (25), which is connected to the valve member (2) and to the valve body (9) in such a way that the piezoelectric unit (3) is protected against contact with the fluid to be controlled.

9. Valve according to one of Claims 1 to 8, **characterized in that** the throttle bore (28) has a diameter of at least approximately 40 micrometres to 60 micrometres, preferably 50 micrometres.

10. Valve according to one of Claims 1 to 9, **characterized by** its use as a component part of a fuel injection valve for internal combustion engines, in particular a common-rail injector (1).

Revendications

1. Soupape pour commander le passage de liquides, comportant une unité piézoélectrique (3) permettant d'actionner un organe de soupape (2), qui est mobile axialement dans un alésage (8) d'un corps de soupape (9) et qui présente à une extrémité un organe de fermeture de soupape (13), qui coopère avec au moins un siège (14, 15) prévu au niveau du corps de soupape (9) pour l'ouverture et la fermeture de la soupape (1), l'organe de fermeture de soupape (13) séparant une zone basse pression (16) avec une pression système (p_sys) d'une zone haute pression (17), et un dispositif de remplissage (26) prévu afin de compenser une quantité de fuite de la zone basse pression (16) en prélevant du liquide hydraulique de la zone haute pression (17), **caractérisée en ce que**
le dispositif de remplissage (26) comporte un canal (27) ayant un alésage d'étranglement (28), dont le diamètre est tel qu'un débit volumique provenant de la zone haute pression (17) et passant à travers l'alésage d'étranglement (28), avec une haute pression minimale définie (p_R_min), compense la quantité de fuite de la zone basse pression (16).

2. Soupape selon la revendication 1, **caractérisée en ce que**
l'organe de soupape (2) est divisé en au moins un premier piston (7) et un second piston (10) séparés l'un de l'autre par une chambre hydraulique (11), le premier piston (7) se trouvant en bordure de l'unité piézoélectrique (3) et étant entouré, dans une zone rattachée à l'alésage (8) du corps de soupape (9), par une chambre de pression du système de soupape (20), et le second piston (10) se trouvant en bordure d'une chambre basse pression de soupape (18) présentant au moins un siège de soupape (14, 15) et un canal d'évacuation de fuite (19), le canal (27) du dispositif de remplissage (26) débouchant, du côté de l'alésage d'étranglement (28) tourné vers la zone basse pression (16), dans une fente (24, 25) entourant le premier (7) ou le second piston (10) et débouchant, du côté de l'alésage d'étranglement (28) tourné vers la zone haute pression (17), dans la chambre basse pression de soupape (18).

3. Soupape selon la revendication 2, **caractérisée en ce que**
le canal (27) du dispositif de remplissage (26) débouche, du côté de l'alésage d'étranglement (28) tourné vers la zone basse pression (16), dans la fente (24) entourant le premier piston (7).

4. Soupape selon l'une des revendications 2 ou 3, **caractérisée en ce que**
l'organe de fermeture de soupape (13) coopère avec deux sièges de soupape (14, 15) disposés dans la chambre basse pression de soupape (18) pour l'ouverture et la fermeture de la soupape (1), de telle sorte que dans une position de fermeture, il sépare la chambre basse pression de soupape (18) d'une chambre de commande de soupape haute pression (12) et, dans une position intermédiaire entre les sièges de soupape (14, 15), il relie la chambre basse pression de soupape (18) avec la chambre de commande de soupape (12) pour permettre l'écoulement.

5. Soupape selon l'une des revendications 2 à 4, **caractérisée en ce qu'**
une soupape de surpression (30) pour le réglage de la pression système (p_sys) est prévue entre une zone du canal (27) tournée vers la zone basse pression (16) et la chambre basse pression de soupape (18).

6. Soupape selon l'une des revendications 2 à 5, **caractérisée en ce que**
la chambre hydraulique (11) avec la pression système (p_sys) est sous forme d'élément de compensation des tolérances afin de compenser les tolérances d'allongement de l'unité piézoélectrique (3) et/ou d'autres composants de soupape (9), et également sous forme de transmission hydraulique.

7. Soupape selon l'une des revendications 2 à 6, **caractérisée en ce que**
la chambre de pression du système de soupape (20) est délimitée par un élément d'étanchéité (25).

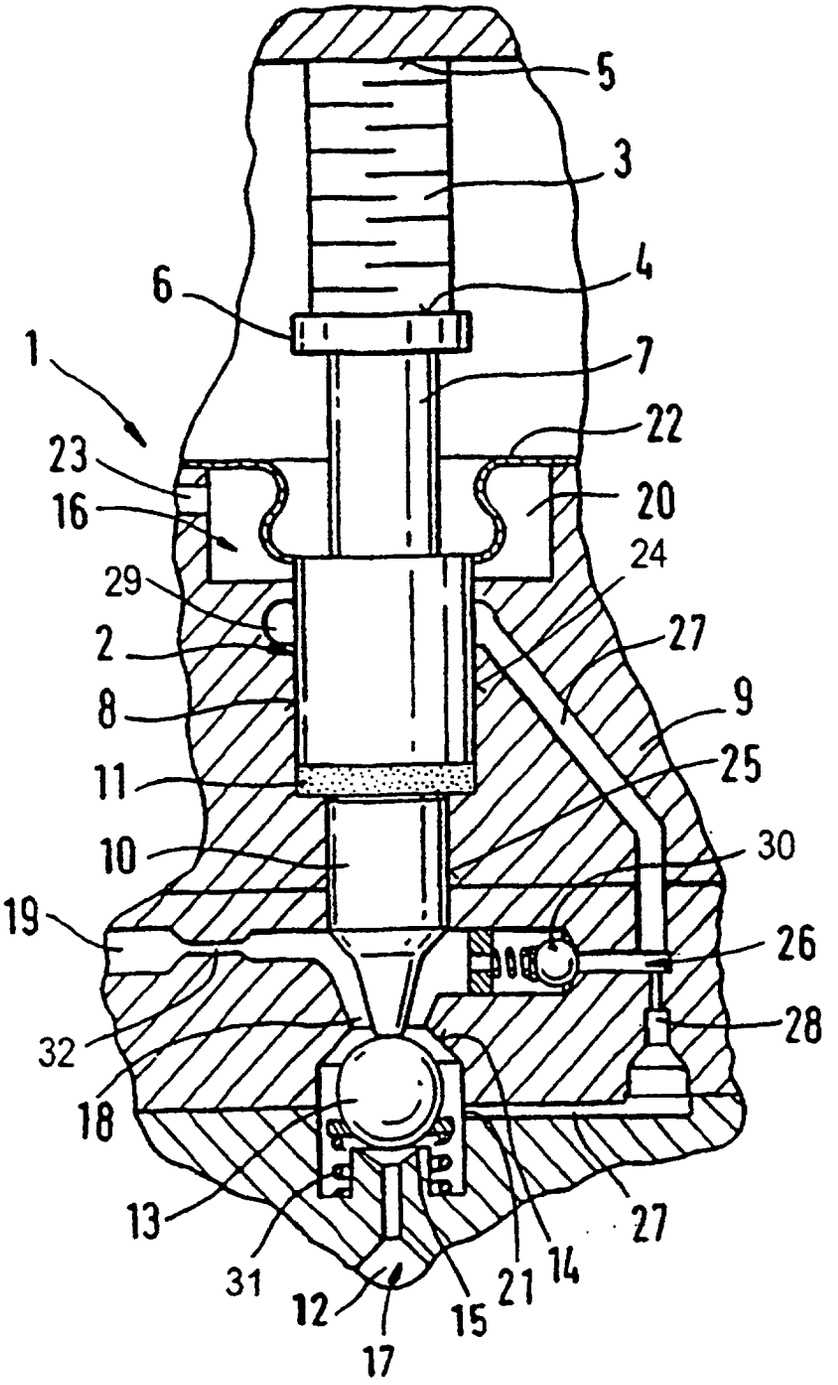
8. Soupape selon la revendication 7, **caractérisée en ce que**
l'élément d'étanchéité délimitant la chambre de pression du système de soupape (20) est une membrane en forme de soufflet (25), qui est reliée à l'organe de soupape (2) et au corps de soupape (9) de telle sorte que l'unité piézoélectrique (3) est protégée contre un contact avec le liquide dont le passage doit être commandé.

9. Soupape selon l'une des revendications 1 à 8, **caractérisée en ce que**
l'alésage d'étranglement (28) présente un diamètre d'au moins approximativement 40 micromètres à 60 micromètres, de préférence égal à 50 micromètres.

10. Soupape selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisée par**
son utilisation en tant que composant d'une soupa-

pe d'injection de carburant pour moteurs à combustion interne, en particulier pour un injecteur Common-Rail (1).

FIG. 1


5
3
4
6
7
1
22
23
20
16
24
29
27
2
9
8
25
11
30
10
26
19
28
32
18
13
27
31
21
14
12
15
17

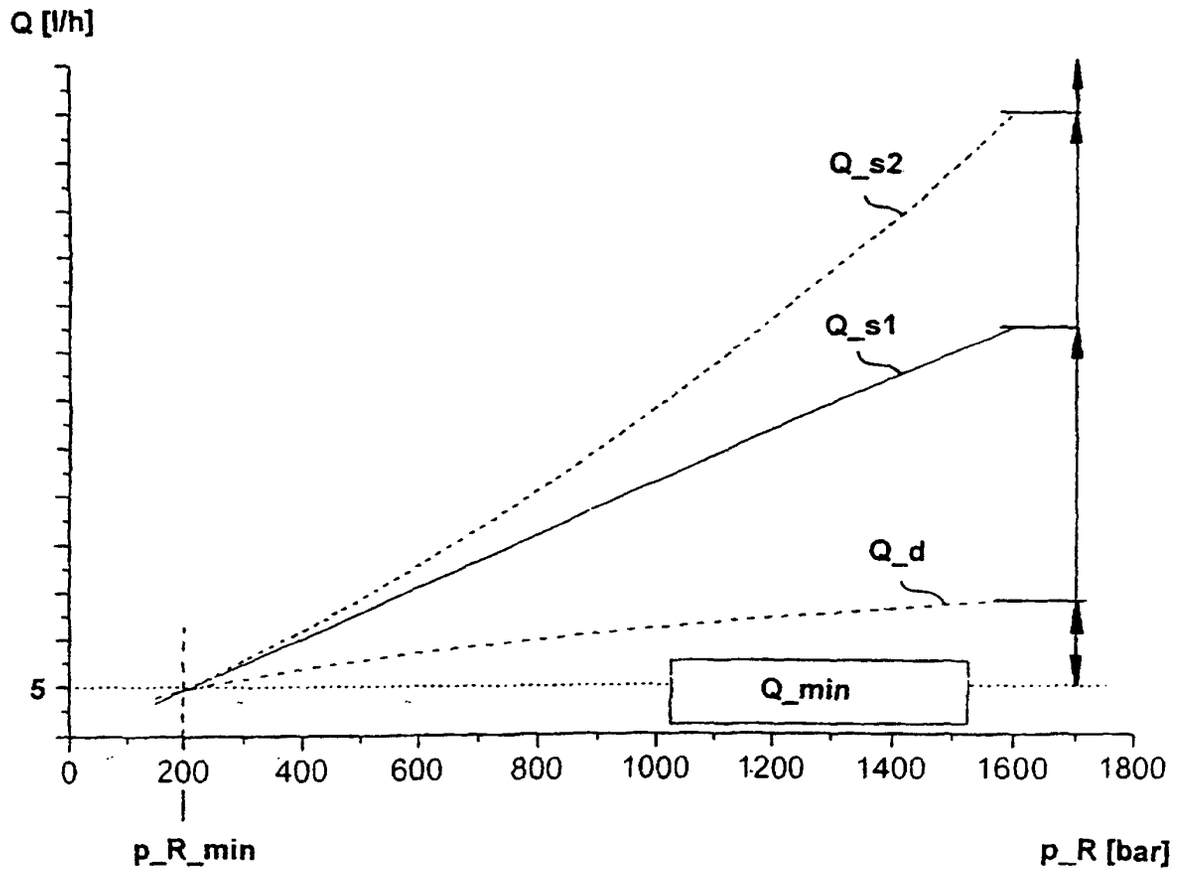

Q [l/h]
Q_s2
Q_s1
Q_d
Q_min
5
0
200
400
600
800
1000
1200
1400
1600
1800
p_R_min
p_R [bar]

FIG. 2