



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 952 333 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
23.06.2004 Patentblatt 2004/26

(51) Int Cl.7: **F02M 51/06**, F02M 47/00

(21) Anmeldenummer: **99106924.6**

(22) Anmeldetag: **08.04.1999**

(54) **Einspritzventil für Kraftstoffeinspritzsysteme**

Fuel injector for fuel injection systems

Injecteur à combustible pour systèmes d'injection de combustible

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **18.04.1998 DE 19817320**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.10.1999 Patentblatt 1999/43

(73) Patentinhaber:
• **DaimlerChrysler AG**
70567 Stuttgart (DE)
• **Erphi-Electronic GmbH**
83607 Holzkirchen (DE)
• **P & S Prototypen und Sondermaschinen**
Entwicklungsgesellschaft mbH
55618 Simmental (DE)

(72) Erfinder:
• **Hoffmann, Karl-Heinz**
70619 Stuttgart (DE)
• **Öing, Heinz**
26906 Dresden (DE)
• **Renner, Gregor Dr.**
70619 Stuttgart (DE)
• **Fischer, Reinhard**
83607 Holzkirchen (DE)
• **Vogt, Günter**
1180 Rolle (CH)
• **Wobbe, Jens-Peter**
55618 Simmental (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 816 670 **DE-A- 19 500 706**
DE-A- 19 519 191 **US-A- 3 635 016**

EP 0 952 333 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Einspritzventil für Kraftstoffeinspritzsysteme nach der im Oberbegriff von Anspruch 1 näher definierten Art.

[0002] Gattungsgemäße Einspritzventile sind aus der EP-A-0 816 670 und aus der US-A-3 635 016 bekannt. Bei der EP-A-0 816 670 kommt die Betätigungskraft aus dem Piezostack, der die Düsennadel betätigt. Durch die Anordnung der drei Kolben, nämlich Verdrängerkolben, Steuerkolben und Arbeitskolben, wird der Weg vergrößert, so dass sich eine definierte Öffnung der Düsennadel einstellt. Das Einspritzventil nach der US-A-3 635 016 funktioniert auf ähnliche Weise, wobei keine Steuerkanten im eigentlichen Sinne vorhanden sind, sondern lediglich eine Übersetzung der Flächenverhältnisse.

[0003] Beiden vorbekannten Einspritzventilen ist gemeinsam, dass in dem System lediglich eine Schwarzweiß-Schaltung vorliegt, wobei die Düsennadel entweder geöffnet oder geschlossen wird bzw. ist.

[0004] Die DE 195 19 191 C2 beschreibt ein Einspritzventil, wobei zwischen einem Piezostack und der Düsennadel des Einspritzventiles eine hydraulische Weg-Übersetzungseinheit mit einem Verdrängerkolben und einem dem Verdrängerkolben nachgeschalteten Steuerkolben angeordnet ist. Nachteilig dabei ist jedoch, dass bei der Wegübersetzung die Betätigungskraft für die Düsennadel zurückgeht.

[0005] In der DE 195 00 706 A1 ist ein Kraftstoff-Einspritzventil für Brennkraftmaschinen bekannt, welches einen hydraulischen Wegverstärker zur Umsetzung eines Stellweges eines piezoelektrischen Aktors aufweist. Bei diesem Ventil sind fluidzuführende und fluidabführende Kanäle voneinander getrennt, wobei das Fluid durch einen in dem Ventilgehäuse angeordneten Kanal in einen Ringraum geführt wird. Nachteilig bei diesem Einspritzventil ist jedoch, dass zwar der Weg verstärkt wird, gleichzeitig jedoch über das Hebelgesetz die Betätigungskraft verringert wird. Nachteilig ist weiterhin, dass der Kanal das Kraftstoff-Einspritzventil während der Zuführung von Kraftstoff in den Ringraum einer Biegespannung unterwirft.

[0006] Zum weiteren Stand der Technik wird auf die EP 0 218 895 B1 verwiesen, aus der ein Zumesventil zur Dosierung von Flüssigkeiten oder Gasen mit einem piezoelektrischen Stellglied bekannt ist. Auf das piezoelektrische Stellglied wirkt dabei direkt der Druck, mit welchem das Ventil beaufschlagt wird. Bei den in Kraftstoffeinspritzsystemen auftretenden Drücken von ca. 1000 bar ist eine exakte Funktion des Ventiles aufgrund von Stellwegverlusten der Ventilmadel nicht mehr gewährleistet. Nachteilig ist weiterhin auch, dass nach dem Abheben der Ventilmadel aus dem Ventilsitz der Kraftstoff durch den entstehenden Spalt unkontrollierbar in den Brennraum einspritzt.

[0007] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Einspritzventil der eingangs erwähnten

Art zu schaffen, mit welchem eine Kraftstoffeinspritzung mit hoher Genauigkeit und präzise und ohne Kraftverlust durch eine Weg-Übersetzung möglich ist.

[0008] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch die im kennzeichnenden Teil von Anspruch 1 genannten Merkmale gelöst.

[0009] Durch den Einsatz eines hydraulischen Folgeverstärkers in Form eines Arbeitskolbens ist es möglich, das System kräftemäßig zu entkoppeln. Dabei wird der Weg des Piezostacks auf einen Verdrängerkolben übertragen. Ein dem Verdrängerkolben nachgeschalteter Steuerkolben, der den durch den Piezostack erzeugten Stellweg vergrößert, bewegt sich mit einem vorgegebenen Übersetzungsverhältnis in Richtung Düsennadel. Über den Arbeitskolben, der die Stellkraft erhöht, erfolgt dann die Betätigung der Düsennadel.

[0010] Die erfindungsgemäße Wegverstärkung ist von der Kraft entkoppelt, weil die Kraftaufbringung für das Öffnen der Düsennadel nur über den Systemdruck, z.B. einem Raildruck, erfolgt. Da man keinen Kraftverlust in der Übersetzung bekommt, hat die Piezostackstellung auch keinen negativen Einfluss auf die Öffnung der Düsennadel.

[0011] Durch die erfindungsgemäße Schiebehülse mit ihrer Vorsteuer- und ihrer Rücksteuerkante anstelle eines Kegelsitzes oder einer Kugel erfolgt eine definierte Regelung anstelle einer Schwarzweiß-Schaltung, wobei lediglich gegen einen mechanischen Anschlag gefahren wird. Über die Schiebehülse erfolgt eine Wegsteuerung, wobei über die Rücksteuerkanten ein bestimmter Querschnitt freigegeben wird, wodurch der Raildruck den Arbeitskolben bewegt und damit gleichzeitig auch die Schiebehülse, wobei der Weg vom Steuerkolben vorgegeben wird. Auf diese Weise wird eine geregelte Einspritzung und nicht lediglich eine Auf- und Zuschaltung erreicht.

[0012] In einer sehr vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung kann ferner vorgesehen sein, dass für einen hydraulischen Längenausgleich für die Düsennadel zwischen der Düsennadel und dem Arbeitskolben ein Druckstück angeordnet ist, wobei sich zwischen dem Druckstück und dem Arbeitskolben ein Längenausgleichsraum mit einer Ausgleichsfeder befindet.

[0013] Durch diese erfindungsgemäße Ausgestaltung wird ein hydraulischer Längenausgleich für die Düsennadel bedingt durch thermische und hydraulische Längenänderungen erreicht.

[0014] Das erfindungsgemäße Einspritzventil ist mit dem gleichen Wirkprinzip für sowohl nach außen als auch nach innen öffnende Düsennadeln geeignet.

[0015] Vorteilhaften Weiterbildungen und Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den übrigen Unteransprüchen und aus den nachfolgend, anhand der Zeichnung prinzipmäßig beschriebenen Ausführungsbeispielen.

[0016] Es zeigt:

Fig. 1 eine Gesamtdarstellung eines erfindungsgemä-

mäßigen Einspritzventils,

Fig. 2 eine Ausschnittvergrößerung des Kreises "X" in der Fig. 1,

Fig. 3 einen Schnitt durch ein Einspritzventil mit einer nach innen sich öffnenden Düsenadel, und

Fig. 4 eine Ausschnittvergrößerung des Kreises "Y" in der Fig. 3.

[0017] Das in der Figur 1 dargestellte Einspritzventil 1 weist ein Injektorgehäuse 2, eine Piezoführung 3, in welcher ein Piezostack 4 angeordnet ist, und ein mit dem Injektorgehäuse 2 mittels einer Überwurfmutter 5 verbundenes Ventilgehäuse 6 auf. In dem Ventilgehäuse 6 ist eine Ventilverschleißeinrichtung 7 verschiebbar angeordnet.

[0018] Die Ventilverschleißeinrichtung 7 weist einen Stößel 8 als Düsenadel mit einem Ventilschaft 9 auf, in welchem der Stößel 8 eingepasst ist.

[0019] An dem dem Brennraum zugewandten Ende des Ventilschaftes 9 ist ein Dichtglied in Form eines Absatzes 10 vorgesehen. Das Ventilgehäuse 6, der Absatz 10 und eine mit dem Ventilschaft 9 fest verbundene Trenneinrichtung, die als Druckausgleichszylinder 11 ausgebildet ist, bilden einen im Betrieb mit Kraftstoff gefüllten Ringspalt 12. Aus dem Ringspalt 12 wird bei geöffnetem Ventil 1 eine genau dosierte Kraftstoffmenge in einen Brennraum, der in der Zeichnung nicht dargestellt ist, eingespritzt. Hierzu dient ein Durchflussbegrenzer 13, der mit einer Federeinrichtung 14 an eine Querschnittsfläche des Absatzes 10 des Ventilschaftes 9 gedrückt wird. Die Federeinrichtung 14 stützt sich an einem zylinderförmigen Anschlag 15 ab.

[0020] Zwischen der Piezoführung 3 und dem Injektorgehäuse 2 ist ein Ringraum 16 gebildet, in den eine dem Ventil 1 kraftstoffzuführende Leitung 17 mündet. Von hier aus strömt der Kraftstoff über Bohrungen 18 in den Ringspalt 12.

[0021] Der Piezostack 4 liegt vollständig im Niederdruckbereich von kraftstoffabführenden Kanälen und wird somit nicht durch den mit sehr hohem Druck zugeführten Kraftstoff in seiner Wirkungsweise beeinträchtigt. Die Rückströmung von Kraftstoff erfolgt in diesem Druckbereich in einer Längsnut 19, wo es an dem von dem Brennraum abgewandten Ende des Piezostacks 4 aus dem Ventil 1 austritt.

[0022] Wird der Piezostack 4 mit einer Steuerspannung beaufschlagt, so bewirkt dies in bekannter Weise eine Längung des Piezostacks 4, womit die Ventilverschleißeinrichtung 7 öffnet, da zwischen dem Absatz 10 des Ventilschaftes 9 und einem Ventilsitz 6 bzw. dem Durchflußbegrenzer 13 ein entsprechender Spalt entsteht. Zur Beendigung des Einspritzvorganges wird die Steuerspannung abgeschaltet, womit sich der Piezostack 4 entsprechend wieder auf seine ursprüngliche Länge verkürzt. Die Rückstellung der Düsenadel 8 be-

wirkt eine Düsenadelfeder 51, die sich an einem Ringbund 55 der Düsenadel 8 abstützt.

[0023] Aus der Fig. 2 wird die Kraftübertragung von dem Piezostack 4 auf die Düsenadel 8 zu dessen Öffnung ersichtlich. Der Piezostack 4 ist von einem mit einer stirnseitigen Dichtkappe versehenen Schutzrohr 20 umgeben. Die Dichtkappe des Schutzrohres 20 ist in axialer Richtung zwischen dem Piezostack 4 und einem Verdrängerkolben 21 angeordnet und betätigt somit diesen bei einer Längung des Piezostacks 4. In axialer Richtung vor dem Verdrängerkolben 21 - bezogen auf den Brennraum - befindet sich ein Steuerkolben 22. Der Steuerkolben 22 besitzt eine kleinere wirksame Druckfläche wie der Verdrängerkolben 21. Die hydraulischen Übersetzungsverhältnisse ergeben sich aus den unterschiedlichen Geometrien bzw. Durchmesserhältnissen von Verdrängerkolben 21 und Steuerkolben 22. Durch mehrere hintereinander angeordnete Tellerfedern 23, die sich in einer Druckausgleichskammer 24 befinden, wird eine Piezostackvorspannung erreicht. Der Druckausgleichsraum 24 ist mit Prüflöl oder mit Kraftstoff gefüllt. Die Füllung bzw. ein Druckausgleich erfolgt über gezielte Leckagen zwischen dem Steuerkolben 22, dem Verdrängerkolben 21 und dem umgebenden Zylindergehäuse 25. In das Zylindergehäuse 25 mündet ein Zulauf 26, der mit dem Zulaufingraum 16 in Verbindung steht. Auf diese Weise ist das Zylindergehäuse 25 axial und verdrehsicher angeordnet. Durch das vorgegebene Übersetzungsverhältnis zwischen dem Verdrängerkolben 21 und dem Steuerkolben 22 wird der Steuerkolben 22 mehr bewegt als der Verdrängerkolben 21.

[0024] Von dem Zulauf 26 aus wird über eine Ringnut 27 und eine Schrägbohrung 28, die in dem Steuerkolben 22 angeordnet sind, ein Ringraum 29 mit Systemdruck (Raildruck) aus dem Ringraum 16 beaufschlagt. Der Ringraum 29 wird zwischen dem Steuerkolben 22 und einer Schiebehülse 30 gebildet.

[0025] Erhält der Piezostack 4 eine Steuerspannung, so werden in Pfeilrichtung B das Schutzrohr 20, der Verdrängerkolben 21 und der Steuerkolben 22 verschoben, wobei sich eine Vorsteuerkante 31 zwischen dem Steuerkolben 22 und der Schiebehülse 30 öffnet, womit eine Hochdruckverbindung über den Ringraum 29 zu einer Bohrung 32 in der Schiebehülse 30 geschaffen wird und damit zu einem damit verbundenen Arbeitszylinder bzw. Arbeitsdruckraum 33, der radial zwischen der Schiebehülse 30 mit einer Rücklaufsteuerkante 36 und dem Zylindergehäuse 25 und axial zwischen einer Stirnwand des Zylindergehäuses 25 und einem Arbeitskolben 34 angeordnet ist. Durch die Beaufschlagung des Arbeitsdruckraumes 33 mit Hochdruck wird der Arbeitskolben 34 weggleicht dem Steuerkolben 22 in Pfeilrichtung B verschoben. Aufgrund der Vorspannfeder 35 folgt die Schiebehülse 30 dem Arbeitskolben 34 und dichtet mit der Rücklaufsteuerkante 36 den Druckraum 33 ab. Die Schiebehülse 30 folgt dem Arbeitskolben 34 solange, bis sie wieder auf die Vorsteuerkante 31 zwischen dem

Steuerkolben 22 und der Schiebehülse 30 trifft bzw. diese Steuerkante absperrt. Dadurch ist der Arbeitsdruckraum 33 hydraulisch dicht und der Arbeitskolben verharrt in dieser Position. Wie ersichtlich, gibt der Verdrängerkolben 21 den Weg für den aus dem Verdrängerkolben 21, dem Steuerkolben 22, der Schiebehülse 30 und dem Arbeitskolben 34 bestehenden Folgeverstärker vor, der anschließend auf die Düsenadel 8 umgesetzt wird.

[0026] Aufgrund der Durchmesserunterschiede der wirksamen Kolbenflächen zwischen dem Verdrängerkolben 21 und dem Steuerkolben 22 erhält man den größeren Weg des Steuerkolbens 22.

[0027] Wird die Steuerspannung von dem Piezostack 4 zurückgenommen, wird der Verdrängerkolben 21 durch die Tellerfedern 23 zurückgedrückt. Die Volumenzunahme in der Druckausgleichskammer 24 ermöglicht es der Rückstellfeder 52, die zwischen der Düsenadel 8 und einer axialen stirnseitigen Vertiefung des Steuerkolbens 22 vorgespannt ist, den Steuerkolben 22 mit der Schiebehülse 30 entgegen der Pfeilrichtung B zurückzubewegen. Dadurch entsteht ein Ringspalt 38 zwischen Rücklaufsteuerkante 36 und Arbeitskolben 34, der es ermöglicht, dass aus dem Arbeitszylinder 33 Öl abfließt in Richtung Druckstück 42 und weiter in die Längsnut 19. Dieser Volumenabfluss ermöglicht, dass der Arbeitskolben 34 wieder in seine Ausgangslage zurückgeht.

[0028] Ein hydraulischer Längenausgleichsraum 39 für die Düsenadel 8, bedingt durch thermische und hydraulische Längenänderungen, wird auf diese Weise durch das Zylindergehäuse 25, den Arbeitskolben 34, der Ausgleichsfeder 40, der Ausgleichsbohrung 41 und dem Druckstück 42 gebildet. Längenänderungen und dadurch Volumenänderungen werden durch die Bohrung 41 kompensiert. Auf diese Weise liegt auch dann, wenn z.B. die Düsenadel 8 gestaucht ist, der Arbeitskolben 34 definiert immer an der Rücklaufsteuerkante 36 an.

[0029] Das Schutzrohr 20 hat die Aufgabe dafür zu sorgen, dass der Piezostack 4 nicht mit Kraftstoff in Berührung kommt.

[0030] Ein hydraulischer Längenausgleich des Piezostacks 4 wird über die gezielte Leckage des Steuerkolbens 22 und einer am Außendurchmesser des Verdrängerkolbens 21 eingearbeiteten Kapillare erreicht, über die Leckage in die Rückleitung bzw. die Längsnut 19 gelangt.

[0031] Praktisch liegen zwei Systeme vor, einmal auf der Piezostackseite und einmal auf der Düsenadelseite, wobei die Teile stets unter Vorspannung stehen und damit immer ein Kontakt gewährleistet ist und zwar unabhängig von Längendehnungseffekten oder Temperaturdifferenzen. Wichtig ist hierzu auch, dass der Leckagezulauf in die Druckausgleichskammer 24 etwa der Menge entspricht, die über die Leckageleitung in dem Verdrängerkolben 21 (Kapillare) aus ihr abläuft.

[0032] Dies bedeutet auch, dass der Druck in der

Druckausgleichskammer 24 kleiner sein muss als die Federkraft der Rückstellfeder 52. Die Tellerfedern 23 sorgen dabei dafür, dass der Verdrängerkolben 21 immer an dem Piezostack 4 anliegt und damit der Piezostack 4 gleichzeitig vorgespannt ist.

[0033] Die mechanische Leistungsfähigkeit des Piezostacks 4 wird ausschließlich für die Ventilpositionierung verwendet. Dies bedeutet mit anderen Worten, dass die Kraftverstärkung mit dem Piezostack 4 direkt nichts zu tun hat. Es wird also nicht die Piezokraft für die Betätigung der Düsenadel 8 verwendet, sondern alleine der Druck, der in dem Druckraum des Arbeitszylinders 33 aufgebracht wird, und dieser Druck entspricht proportional der Stellkraft.

[0034] Das vorstehend beschriebene Ausführungsbeispiel bezog sich auf eine Düsenadel 8, die nach außen öffnet, wobei die Wegrichtung des Piezostacks 4 der Wegrichtung der Düsenöffnung entspricht. Es ist vorteilhaft, den Leckölabfluss über die Längsnut 19 auf 3 bis 5 bar Gegendruck zu halten (Hohlraumbildung, Kavitation).

[0035] In den Figuren 3 und 4 ist ein Einspritzventil dargestellt, bei dem die Düsenadel 8' zum Einspritzen von Kraftstoff nach innen öffnet. Dies bedeutet, die Betätigungsrichtung des Piezostacks 4' ist umgekehrt zur Betätigungsrichtung der Düsenadel 8'. Bei diesem Ausführungsbeispiel sind für die Teile, die die gleiche Funktion haben wie die bei dem Ausführungsbeispiel nach den Figuren 1 und 2 auch die gleichen Bezugszeichen - mit einem entsprechenden Index versehen - verwendet.

[0036] Im Unterschied zu dem Ausführungsbeispiel nach der Fig. 1 ist zum Zuführen von Raildruck keine Ringleitung 16 vorgesehen, sondern eine Stichleitung 43. Für den Rücklauf von Kraftstoff ist eine Leckageleitung 44 vorgesehen. Die Piezovorspannung kann wieder in der Druckausgleichskammer 24' durch Teller, oder Spiralfedern 23', eingestellt werden. Bei diesem Einspritzventilsystem muss ja eine Wegumkehr stattfinden, wenn der Piezostack 4' betätigt wird. In diesem Fall ist der Raum, in welchem sich eine Feder 56 befindet, nur ein Entlüftungsraum. Die Druckausgleichskammer 24' hingegen wird bei einer Steuerspannung 4' zusammengedrückt. Darüber wirkt in der Druckausgleichskammer 24' eine Durchmesserdivergenz. Die unterschiedlichen Durchmesser der wirksamen Kolbenflächen des Verdrängerkolbens 21' und des Steuerkolbens 22' um die gewünschten Übersetzungsverhältnisse und damit einen größeren Weg des Steuerkolbens 22' zu erreichen, ergeben sich aus einer kleineren wirksamen Stirnfläche 46, die in Richtung Piezostack 4' wirkt, im Vergleich zu einer wirksamen Stirnfläche von 21', die in Richtung Düsenadel 8' gerichtet ist. Wird durch eine Steuerspannung 4' die Druckausgleichskammer 24' verkleinert, findet ein Druckaufbau in diesem Raum statt, der den Steuerkolben 22' entgegengesetzt zur Wirkrichtung des Piezostack 4' in Pfeilrichtung C betätigt. Bei dieser Verschieberichtung des Steuerkolbens

22' nimmt er die Schiebehülse 30' ebenfalls in Richtung C mit. Durch diese Verschiebung findet eine Entlastung in einem Arbeitszylinder 33' statt, der dem Arbeitszylinder nach dem Ausführungsbeispiel der Figuren 1 und 2 entspricht. Die Druckentlastung in dem Arbeitszylinder 33' findet in die Leckageleitung 44 über Bohrungen 48 in dem Arbeitskolben 34' statt. Da man bei diesem Ausführungsbeispiel eine Wegumkehr hat, bedeutet dies, dass die Vorsteuerrkante 31' zur Schließung der Düsennadel 8' führt und die Rücklaufsteuerrkante 36' zwischen der Schiebehülse 30' und dem Arbeitskolben 34' zur Öffnung der Düsennadel 8' führt und damit eine Verbindung zwischen der Zuleitung 43 und Einspritzlöchern 49 zur Kraftstoffeinspritzung geschaffen wird.

[0037] Zur Schließung der Einspritzlöcher 49 nach Entfernen der Steuer Spannung von dem Piezostack 4' erfolgt über die Vorsteuerrkante 31' wieder ein Druckaufbau in dem Arbeitszylinder 33', da die Schiebehülse 30' mit Rücklaufsteuerrkante 36' auf den Arbeitszylinder 34' aufläuft und damit die Verbindung zu der Leckageleitung 44 unterbricht. Dies bedeutet, wenn die Düsennadel 8' sich in ihrer Schließstellung befindet, steht in dem Druckraum des Arbeitszylinders 33' stets der volle Systemdruck an, denn über die Vorsteuerrkante 31' in Verbindung mit dem Zulauf 26' und einem Ringraum 50 zwischen der Schiebehülse 30' und dem Steuerkolben 22' wird der Druckraum des Arbeitszylinders 33' über Schrägbohrungen 53 in der Schiebehülse 30' mit dem vollen Systemdruck versehen. Verschiebt sich nämlich der Arbeitskolben 34' geringfügig, so öffnet sich sofort die Vorsteuerrkante 31' und stellt damit die Verbindung zur Hochdruckseite über diese Kante her. Nur wenn der Steuerkolben 22' in Richtung C aufgrund einer Steuer Spannung des Piezostacks 4' verschoben wird, baut sich der Druck in dem Arbeitszylinder 33' entsprechend ab und die Düsennadel 8' kann zur Einspritzung von Kraftstoff öffnen.

[0038] Die Kraftstoffversorgung für die Druckausgleichskammer 24' erfolgt über einen Verbindungskanal 54 in dem Steuerkolben 22' zum Zulauf 26 über einen Bund in dem Steuerkolben 22'.

[0039] Ebenso wie durch die Spiralfeder 35 bei dem Ausführungsbeispiel nach den Figuren 1 und 2 erfolgt eine Anpressung der Schiebehülse 30' durch eine Tellerfeder 35' an den Arbeitskolben 34'. Die Rückstellung des Steuerkolbens 22' erfolgt durch eine Tellerfeder 52', die sich an dem Verdrängerkolben 34' abstützt.

[0040] Es ist auch hier von Vorteil, den Leckölabfluss über die Längsnut 19 auf 3 bis 5 bar Gegendruck zu halten.

Patentansprüche

1. Einspritzventil für Kraftstoffeinspritzsysteme, mit einem Injektorgehäuse (2), in welchem ein Piezostack (4) angeordnet ist, und einem mit dem Injektorgehäuse (2) verbundenen Ventilgehäuse (6),

in dem eine mit einer Düsennadel (8) versehene Ventilverschleißeinrichtung (7) verschiebbar angeordnet ist, welche durch den Piezostack (4) betätigbar ist, wobei eine Rückstelleinrichtung vorgesehen ist, mittels der die Ventilverschleißeinrichtung (7) rückstellbar ist, und wobei zwischen dem Piezostack (4) und der Düsennadel (8) der Ventilverschleißeinrichtung (7) ein von dem Piezostack (4) betätigter Verdrängerkolben (21) und ein dem Verdrängerkolben (21) nachgeschalteter, den Verstellweg vergrößernden Steuerkolben (22) angeordnet ist, wobei für eine hydraulische Folgeverstärkung ein die Düsennadel (8) betätigender und die Betätigungskraft erhöhenden Arbeitskolben (34) vorgesehen ist,

dadurch gekennzeichnet, dass

zwischen dem Steuerkolben (22) und dem Arbeitskolben (34) eine Schiebehülse (30) angeordnet ist, an der eine Vorsteuerrkante (31) und eine Rücksteuerrkante (36) zum Druckaufbau und zum Druckabbau in einem zwischen dem Steuerkolben (22) und dem Arbeitskolben (34) angeordneten Arbeitsraum eines Arbeitszylinders (33) vorgesehen sind.

2. Einspritzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** für einen hydraulischen Längenausgleich für die Düsennadel (8) zwischen der Düsennadel (8) und dem Arbeitskolben (34) ein Druckstück (42) angeordnet ist, wobei sich zwischen dem Druckstück (42) und dem Arbeitskolben (34) ein Längenausgleichsraum (39) mit einer Ausgleichsfeder (40) befindet.
3. Einspritzventil nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei einer nach innen, entgegen der Piezobetätigung sich öffnenden Düsennadel (8) eine Wegumkehr zwischen dem Verdrängerkolben (21) und dem Steuerkolben (22) stattfindet.
4. Einspritzventil nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Piezostack (4) von einer Piezoführung (3) umgeben ist.
5. Einspritzventil nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen der Piezoführung (3) und dem Injektorgehäuse (2) ein Ringraum (16) gebildet ist, in den eine Kraftstoffzuleitung (17) mündet.

Claims

1. Injection valve for fuel injection systems with an injector housing (2) in which a piezo stack (4) is disposed, and, joined to the injector housing (2), a

valve housing (6) in which a valve closure unit (7) with a nozzle needle (8) operable by the piezo stack (4) is slidingly arranged, a return system being provided, by means of which the valve closure unit (7) can be returned, a displacement piston (21) operated by the piezo stack (4) and a control piston (22), downstream of the displacement piston (21), for increasing the displacement path being disposed between the piezo stack (4) and the nozzle needle (8) of the valve closure unit (7), and a working piston (34) is provided which operates the nozzle needle (8) and increases operating force to produce a hydraulic amplification,

characterised in that

a sliding sleeve (30) is disposed between the control piston (22) and the working piston (34), on which a front control edge (31) and a rear control edge (36) are provided in order to build up pressure and reduce pressure in a working chamber of a working cylinder (33) disposed between the control piston (22) and the working piston (34).

2. Injection valve as claimed in claim 1,

characterised in that

a pressure piece (42) is provided between the nozzle needle (8) and the working piston (34) in order to obtain a hydraulic length compensation for the nozzle needle (8), a length-compensating chamber (39) with a compensating spring (40) being disposed between the pressure piece (42) and the working piston (34).

3. Injection valve as claimed in one of claims 1 or 2,

characterised in that

if the nozzle needle (8) opens inwards in the direction opposite the piezo-operation, a diversion is operated between the displacement piston (21) and the control piston (22).

4. Injection valve as claimed in one of claims 1 to 3,

characterised in that

the piezo stack (4) is enclosed by a piezo guide (3).

5. Injection valve as claimed in claim 4,

characterised in that

an annular chamber (16) into which a fuel delivery line (17) opens is formed between the piezo guide (3) and the injector housing (2).

Revendications

1. Soupape d'injection pour des systèmes d'injection de carburant, comportant un boîtier d'injecteur (2), dans lequel est disposé un bloc piézoélectrique (4), et un boîtier de soupape (6), qui est relié au boîtier (2) de l'injecteur et dans lequel est monté de manière à être déplaçable un dispositif (7) de fermeture

de soupape, qui est pourvu d'une aiguille d'injecteur (8), et qui peut être actionné par le bloc piézoélectrique (4), et dans laquelle il est prévu un dispositif de rappel, au moyen duquel le dispositif (7) de fermeture de soupape peut être rétracté, et dans laquelle entre le bloc piézoélectrique (4) et l'aiguille d'injecteur (8) du dispositif (7) de fermeture de soupape est disposé un piston de commande (22), sont disposés un piston de refoulement (21), actionné par le bloc piézoélectrique (4), et un piston de commande (22), qui est branché en aval du piston de refoulement (21) et augmente la course de réglage, et dans laquelle pour une amplification séquentielle hydraulique il est prévu un piston de travail (34), qui actionne l'aiguille d'injecteur (8) et augmente la force d'actionnement,

caractérisée en ce qu'entre le piston de commande (22) et le piston de travail (34) est prévue une douille coulissante (30), sur laquelle sont prévus une arête de commande avant (31) et une arête de commande arrière (36) servant à établir la pression et supprimer la pression dans une chambre de travail d'un cylindre de travail (33), disposée entre le piston de commande (22) et le piston de travail (34).

2. Soupape d'injection selon la revendication 1,

caractérisée en ce que pour une compensation hydraulique de longueur pour l'aiguille d'injecteur (8) l'organe de pression (42) est disposé entre l'aiguille d'injecteur (8) et le piston de travail (34), une chambre de compensation de longueur (39) comportant un ressort de compensation (40) étant disposée entre l'organe de pression (42) et le piston de travail (34).

3. Soupape d'injection selon l'une des revendications 1 ou 2,

caractérisée en ce que dans le cas d'une aiguille d'injecteur (8) qui s'ouvre vers l'intérieur à l'opposé de l'actionnement piézoélectrique, l'inversion de marche se produit entre le piston de refoulement (21) et le piston de commande (22).

4. Soupape d'injection selon l'une des revendications 1 à 3,

caractérisée en ce que le bloc piézoélectrique (4) est entouré par un guide piézoélectrique (3).

5. Soupape d'injection selon la revendication 4,

caractérisée en ce qu'entre le guide piézoélectrique (3) et le boîtier (2) de l'injecteur est formée une chambre annulaire (16), dans laquelle débouche une canalisation (17) d'amenée du carburant.

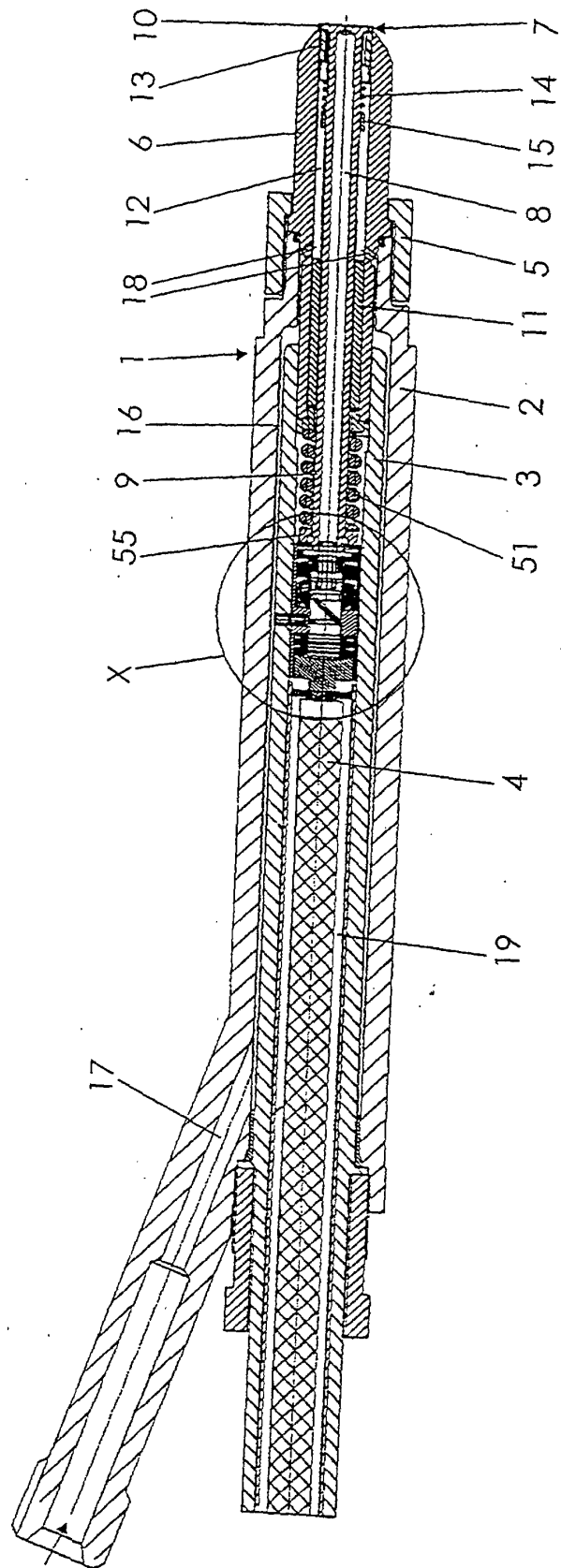


Fig. 1

