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

(11) **EP 2 581 597 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
09.07.2014 Patentblatt 2014/28

(51) Int Cl.:
F02M 51/06 *(2006.01)*

(21) Anmeldenummer: **12185618.1**

(22) Anmeldetag: **24.09.2012**

(54) **Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen mit direkt angesteuerter Ventilnadel**

Fuel injection valve for internal combustion engines with directly actuated valve needle

Soupape d'injection de carburant pour moteurs à combustion interne avec pointeau de soupape commandé directement

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **12.10.2011 DE 102011084342**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.04.2013 Patentblatt 2013/16

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

(72) Erfinder: **Kreschel, Henning**
71640 Ludwigsburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A1-2010/142753
DE-A1- 10 220 498
DE-A1-102006 031 567
DE-A1-102007 032 741
DE-A1-102008 043 085

Bemerkungen:

Die Akte enthält technische Angaben, die nach dem Eingang der Anmeldung eingereicht wurden und die nicht in dieser Patentschrift enthalten sind.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 2 581 597 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen, wie es insbesondere zur Einspritzung von Kraftstoff in selbstzündende, schnelllaufende Brennkraftmaschinen Verwendung findet.

Stand der Technik

[0002] Aus dem Stand der Technik sind verschiedene Kraftstoffeinspritzventile bekannt, mit denen Kraftstoff direkt in den Brennraum von selbstzündenden schnelllaufenden Brennkraftmaschinen eingespritzt werden kann. Der Kraftstoff wird dabei mit Drücken von bis zu 2500 bar eingespritzt, wobei die Einspritzung bei den bekannten Einspritzventilen in der Regel mittels einer Ventilnadel gesteuert wird. Die Ventilnadel wirkt dabei mit einem Ventilsitz zusammen und ist in einem Druckraum angeordnet, in dem Kraftstoff unter hohem Druck vorgehalten wird. Auf die Ventilnadel wirken dabei bedingt durch den hohen Kraftstoffdruck im Druckraum sehr hohe hydraulische Kräfte, die benutzt werden, um die Ventilnadel in Längsrichtung zu bewegen und relativ zum Ventilsitz zu bewegen. Dem Ventilsitz nachgeordnet sind in den Kraftstoffeinspritzventilen eine oder mehrere Einspritzöffnungen angeordnet, über die der Kraftstoff schließlich austritt. Eine direkte Ansteuerung der Ventilnadel, wie es beispielsweise bei fremdgezündeten Brennkraftmaschinen üblich ist, scheidet aufgrund der hohen hydraulischen Kräfte in aller Regel aus.

[0003] Aus der DE 10 2006 026 399 A1 ist ein Kraftstoffeinspritzventil bekannt, das einen piezoelektrischen Aktor aufweist, der über einen hydraulischen Koppler einen Steuerkolben bewegt. Der Steuerkolben ist hydraulisch mit der Ventilnadel verbunden. Bei einer Betätigung des Aktors wird der Steuerkolben von der Ventilnadel wegbewegt, wodurch sich der Kraftstoffdruck im Steuerraum der Ventilnadel reduziert und die Ventilnadel vom Ventilsitz abhebt, was letztendlich die Einspritzöffnungen freigibt. Die Ventilnadel kann mit diesem Konzept sehr präzise mit Hilfe des Piezoaktors gesteuert werden, jedoch erfolgt die Nadelbewegung auch hier mit Hilfe der hydraulischen Kräfte auf die Ventilnadel. Bei diesem Servoventil wird bei jedem Öffnen Kraftstoff aus dem Steuerraum abgesteuert, der zwar von der Hochdruckpumpe verdichtet werden muss, letztendlich aber nicht zur Einspritzung gelangt. Dies reduziert den Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine.

[0004] Darüber hinaus ist aus der Offenlegungsschrift DE 102 20 498 A1 ein Kraftstoffeinspritzventil bekannt, das ebenfalls mit einem Piezoaktor arbeitet. Der Piezoaktor wirkt dabei über einen Hebel, also einem mechanischen Koppler, indirekt auf die Ventilnadel und kann diese gesteuert durch den Piezoaktor vom Ventilsitz abheben. Die Ventilnadel ist hierbei kraftausgeglichen, das heißt, dass auf der dem Ventilsitz abgewandten Seite der Ventilnadel ein Steuerraum ausgebildet ist, der ebenfalls mit Kraftstoff unter hohem Druck geflutet ist, wodurch sich die öffnenden und schließenden hydraulischen Kräfte gegeneinander weitgehend wegheben. Dies gilt jedoch nur dann, wenn die Ventilnadel in ihrer Schließstellung ist. Beim Öffnen der Ventilnadel müssen die notwendigen Kräfte vom Piezoaktor und dem damit verbundenen mechanischen Koppler aufgebracht werden. Was je nach Einspritzdruck problematisch sein kann, insbesondere im Hinblick auf den Verschleiß des mechanischen Kopplers.

[0005] Aus der DE 10 2008 042 136 A1 ist weiter ein Kraftstoffeinspritzventil bekannt, bei dem auf die Ventilnadel sowohl eine mechanische öffnende Kraft aufgebracht wird, als auch hydraulische Kräfte für das Öffnen der Ventilnadel sorgen. Hierzu ist ein Piezoaktor ausgebildet, der über einen hydraulischen Koppler die Kraft auf ein Steuerventil überträgt, das einerseits für die Druckentlastung im Steuerraum sorgt, und das andererseits über einen mechanischen Koppler einer Öffnungskraft auf die Ventilnadel überträgt. Diese Konstruktion ist jedoch relativ aufwendig und führt nicht dazu, dass die Ventilnadel letztendlich kraftausgeglichen ist. Es ist nach wie vor viel Energie für das Bewegen der Ventilnadel notwendig und es fallen Kraftstoff-Steuermengen an, die die Effizienz der Brennkraftmaschine herabsetzen.

[0006] Aus WO 2010/14 27 53 A ist ein Kraftstoffeinspritzventil bekannt mit einem mechanischen Koppler zur Ausübung einer Öffnungskraft auf die Ventilnadel.

Offenbarung der Erfindung

[0007] Das erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzventil mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruchs 1 weist demgegenüber den Vorteil auf, dass die Ventilnadel sowohl in ihrer geöffneten als auch in ihrer geschlossenen Stellung weitgehend kraftausgeglichen ist. Dies ermöglicht zum einen das Bewegen der Ventilnadel mit geringem Energieaufwand und Vermeidet zum anderen Kraftstoff-Steuermengen, die bei servohydraulischen Ventilen sonst von der Kraftstoffhochdruckpumpe zusätzlich verdichten werden müssen. Das Kraftstoffeinspritzventil kann dadurch effizient betrieben werden, wobei aufgrund der kurzen Schaltzeiten problemlos mehrere Einspritzungen in einem Zyklus möglich sind. Hierzu weist die Ventilnadel an der ihrer Ventildichtfläche entgegen gesetzten Seite einen Stiftfortsatz auf, der in einen Niederdruckraum ragt und der mit einem mechanischen Koppler verbunden ist, über den eine Öffnungskraft auf die Ventilnadel ausgeübt werden kann. Da die Ventilnadel in ihrer geschlossenen Stellung kraftausgeglichen ist, muss der mechanische Koppler nur geringe Kräfte auf den Stiftfortsatz und damit in Längsrichtung der Ventilnadel übertragen, um die Ventilnadel in Öffnungsrichtung zu bewegen.

[0008] In einer vorteilhaften Ausgestaltung des Gegenstandes der Erfindung ist ein elektrischer Aktor zumindest mittelbar mit dem mechanischen Koppler verbunden, so dass die Kraft des Aktors über den mechanischen Koppler auf die Ventilnadel übertragbar ist. Der

mechanische Koppler besteht hierbei vorzugsweise aus einem Kipphebel, der zwei Enden aufweist, wobei der Aktor zumindest mittelbar auf das erste Ende einwirkt und das zweite Ende mit dem Stiftfortsatz verbunden ist. Durch diese Konstruktion lässt sich in vorteilhafter Weise auch eine Wegverstärkung der Aktorbewegung erreichen, indem der Kipphebel einen Drehpunkt aufweist und der wirksame Hebel vom Drehpunkt zum ersten Ende des Kipphebels kleiner ist als der wirksame Hebel zum zweiten Ende des Kipphebels.

[0009] In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung ist zwischen dem Aktor und dem mechanischen Koppler ein hydraulischer Koppler angeordnet, über den die Kraft des Aktors auf den mechanischen Koppler übertragen wird. Insbesondere bei Verwendung eines Piezoaktors oder eines magnetostriktiven Aktors müssen Längenänderungen des Aktors ausgeglichen werden, wie sie beispielsweise aus thermischen Schwankungen resultieren. Dies kann in vorteilhafter Weise mit einem hydraulischen Koppler geschehen. Der hydraulische Koppler umfasst hierbei einen Primärkolben, der direkt mit dem Aktor verbunden ist, und einen durch einen hydraulischen Arbeitsraum davon getrennten Sekundärkolben, der mit dem mechanischen Koppler verbunden ist. Die Größe des hydraulischen Arbeitsraums ist variabel, so dass dadurch eine Längenänderung des Aktors ausgeglichen werden kann.

[0010] Auch durch den hydraulischen Koppler lässt sich eine Verstärkung der Aktorbewegung erzeugen: Weist der Primärkolben einen größeren Durchmesser auf als der Sekundärkolben, so wird durch die Bewegung des Primärkolbens eine größere Kraftstoffmenge im hydraulischen Arbeitsraum verdrängt als durch eine gleich große Bewegung des Sekundärkolbens. Bewegt sich der Primärkolben damit eine bestimmte Wegstrecke, so führt die Verdrängung des Kraftstoffs im hydraulischen Arbeitsraum zu einer größeren Bewegung des Sekundärkolbens. Zusammen mit der Wegverstärkung durch den mechanischen Aktor lässt sich so eine relativ große Verstärkung erreichen, so dass bereits ein kleiner Aktor ausreicht, um den notwendigen Hub für das Öffnen der Ventilnadel zu erreichen.

[0011] Die Ventilnadel ist in ihrer geschlossenen Stellung hydraulisch so ausgelegt, dass durch die Größe der Dichtfläche, mit der die Ventilnadel auf dem Ventilsitz aufliegt, und die Größe des Stiftfortsatzes ein Kraftausgleich erreicht wird. Um einen Kraftausgleich auch bei geöffneter Ventilnadel zu erreichen, ist in vorteilhafterweise zwischen der Ventilnadel und der Wand des Druckraums eine Spaltdrossel ausgebildet, an der sich bei geöffneter Ventilnadel ein Druckgefälle zwischen dem Bereich des Druckraums stromaufwärts der Spaltdrossel und dem Bereich stromabwärts der Spaltdrossel bildet. Dadurch ergibt sich eine hydraulische Schließkraft auf die Ventilnadel, die jedoch dadurch ausgeglichen wird, dass jetzt der Teil der Ventildichtfläche, der bei geschlossener Ventilnadel nicht vom Kraftstoffdruck im Druckraum beaufschlagt wird, durch das Abheben der Ventilnadel eine hydraulische Kraft in Öffnungsrichtung erfährt. Bei entsprechender Auslegung der Spaltdrossel lässt sich so auch bei geöffneter Ventilnadel ein Kraftausgleich der Ventilnadel erreichen. In vorteilhafter Weise beträgt dabei die Druckdifferenz vor und hinter der Spaltdrossel etwa 10 % des stromaufwärtigen Drucks, mindestens aber 50 bar und höchstens 150 bar.

[0012] In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung ist der mechanische Koppler im Niederdruckraum anordnet, wobei der Niederdruckraum mit einer Ablaufbohrung verbunden ist, die für einen stets niedrigen Druck im Niederdruckraum sorgt. Die Anordnung des mechanischen Kopplers und damit auch des hydraulischen Kopplers im Niederdruckraum erleichtert, im Gegensatz zum Einbau in einem Hochdruckbereich des Injektors, die Konstruktion und erlaubt dadurch eine einfachere und kostengünstigere Fertigung des Kraftstoffeinspritzventils.

[0013] Der elektrische Aktor kann als Piezoaktor, als Magnetaktor oder als magnetostriktiver Aktor ausgebildet sein. Auch weitere Aktortypen können in Frage kommen, sofern diese für die Anwendung in einem Kraftstoffeinspritzventil geeignet sind.

Zeichnung

[0014] In der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzventils dargestellt. Es zeigt

- Figur 1 eine Gesamtansicht des Kraftstoffeinspritzventils im Längsschnitt,
- Figur 2 eine Vergrößerung des mit II bezeichneten Ausschnitts von Figur 1,
- Figur 3 eine vergrößerte Darstellung des Ventilkörpers des Kraftstoffeinspritzventils und
- Figur 4 eine vergrößerte Darstellung des hydraulischen und mechanischen Kopplers.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

[0015] In Fig. 1 ist ein erfindungsgemäßes Kraftstoffeinspritzventil im Längsschnitt dargestellt. Das Kraftstoffeinspritzventil weist einen Haltekörper 1, eine Zwischenscheibe 2 und einen Ventilkörper 3 auf, die in dieser Reihenfolge aneinander anliegen. Der Ventilkörper 3 wird dabei durch eine Spannmutter 4 unter Zwischenlage der Zwischenscheibe 2 gegen den Haltekörper 1 verspannt. Im Ventilkörper 3, der in Fig. 3 nochmals vergrößert dargestellt ist, ist ein Druckraum 5 ausgebildet, der als Sackbohrung ausgeführt ist und der von der dem Haltekörper 1 zugewandten Seite des Ventilkörpers 3 ausgeht. Der Druckraum wird an seinem Grund von einem im Wesentlichen konischen Ventilsitz 7 begrenzt. An den konischen Ventilsitz 7 schließt sich ein Sackloch 11 an, von dem eine oder mehrere Einspritzöffnungen 10 ausgehen,

über die der Kraftstoff letztendlich in den Brennraum der Brennkraftmaschine eingespritzt wird.

[0016] Der Druckraum 5 wird über eine in der Zwischenscheibe 2 und im Haltekörper 1 verlaufende Hochdruckbohrung 6 mit Kraftstoff unter hohem Druck befüllt. Der Kraftstoff wird dabei beispielsweise in einem sogenannten Rail zur Verfügung gestellt. Das Rail ist ein Hochdruckspeicher, der über eine Hochdruckpumpe mit Kraftstoff unter hohem Druck befüllt wird, so dass in der Hochdruckbohrung 6 bei Betrieb der Brennkraftmaschine stets Kraftstoff unter Einspritzdruck zur Verfügung steht.

[0017] Im Druckraum 5 ist eine kobenförmige Ventilnadel 8 angeordnet, die längsverschiebbar geführt ist und die an ihrem dem Ventilsitz 7 zugewandten Ende eine Ventildichtfläche 9 aufweist, die im Wesentlichen aus zwei Konusflächen besteht. Dieser, in Fig. 1 mit II gekennzeichnete Bereich, ist in Fig. 2 nochmals vergrößert dargestellt. Zwischen den beiden Konusflächen ist eine Dichtkante 12 ausgebildet, mit der die Ventilnadel 8 am Ventilsitz 7 aufliegt und dadurch den Druckraum 5 vom Sackloch 11 und damit von den Einspritzöffnungen 10 trennt. Die Ventilnadel 8 weist einen Durchmesser D auf und erstreckt sich mit diesem Durchmesser ausgehend vom Ventilsitz 7 bis zu einem Führungsabschnitt 108. Hierzu ist der Ventilkörper 5 in Figur 3 nochmals vergrößert dargestellt. Im Führungsbereich 108 wird die Ventilnadel 8 im Druckraum 5 geführt, wobei der Kraftstoffffluss durch mehrere Anschliffe an der Ventilnadel 8 sichergestellt wird, die im Führungsabschnitt 108 ausgebildet sind.

[0018] Der Druckraum 5 erweitert sich, ausgehend vom Ventilsitz 7, zum haltekörperseitigen Ende des Ventilkörpers 3 zu einem Federraum 105, in den auch die Hochdruckbohrung 6 mündet. Im Federraum 105 ist eine Schließfeder 16 angeordnet, die die Ventilnadel 8 umgibt und die sich mit einem Ende an einem Absatz 208 der Ventilnadel 8 abstützt. Mit ihrem anderen Ende liegt die Schließfeder 16 an einer Hülse 15 an, die durch die Kraft der Schließfeder 16 gegen die Zwischenscheibe 2 gedrückt wird. Die Ventilnadel 8 ist in diesem Bereich als Stiftfortsatz 13 ausgeführt, der einen Durchmesser d aufweist, welcher deutlich kleiner ist als der Durchmesser D der Ventilnadel 8 am ventilsitzseitigen Ende. Die Hülse 15 ist auf dem Stiftfortsatz 13 geführt, wobei zwischen der Hülse 15 und dem Stiftfortsatz 13 nur ein sehr kleiner Spalt verbleibt, wie er zur Bewegung des Stiftfortsatzes 13 in der Hülse 15 notwendig ist. Der Stiftfortsatz 13 ragt durch eine Führungsbohrung 17 in der Zwischenscheibe 2 hindurch bis in einen Niederdruckraum 18, der im Haltekörper 1 ausgebildet ist. Die Abdichtung des Druckraums 5 gegenüber dem Niederdruckraum 18 geschieht einerseits durch die Dichtung der Führungshülse 15 an der Zwischenscheibe 2 und andererseits durch die Gleitdichtung zwischen dem Stiftfortsatz 13 und der Hülse 15.

[0019] Im Bereich des Führungsabschnitts 108 der Ventilnadel 8 befindet sich darüber hinaus eine Spaltdrossel 14, die durch einen umlaufenden Bund gebildet ist und die nur einen sehr geringen Spalt zwischen der Ventilnadel 8 und der Wand des Druckraums 5 belässt. Der Kraftstoff, der durch die Hochdruckbohrung 6 über den Federraum 105 in den ventilsitzseitigen Bereich des Druckraums 5 strömt, wird an dieser Stelle in der Spaltdrossel 14 gedrosselt, was bei fließendem Kraftstoff eine Druckdifferenz zwischen dem Federraum 105 und dem ventilsitzseitigen Bereich des Druckraums 5 bewirkt.

[0020] Im Niederdruckraum 18 ist ein mechanischer Koppler 20 angeordnet, der einen um einen Drehpunkt 24 drehend gelagert Kipphebel 22 umfasst. Der Kipphebel 22 weist dabei ein erstes Ende 122 und ein zweites Ende 222 auf, das mit dem Stiftfortsatz 13 verbunden ist. Wird das erste Ende 122 des Kipphebels 22 in Richtung der Zwischenscheibe 2 gedrückt, so hebt sich durch die Drehung um den Drehpunkt 24 das zweite Ende 222 des Kipphebels 22 und hebt die Ventilnadel 13 vom Ventilsitz 7 ab.

[0021] Im Haltekörper 1 ist ein elektrischer Aktor 40 ausgebildet, der beispielsweise als Piezoaktor ausgebildet ist. Der Piezoaktor 40 weist an seinem dem Ventilkörper 3 zugewandten Ende einen Aktorkopf 42 auf, der mit einem hydraulischen Koppler 30 verbunden ist, der ebenfalls im Niederdruckraum 18 angeordnet ist. Der hydraulische Koppler 30 besteht dabei aus einem Primärkolben 32, der mit dem Aktorkopf 42 verbunden ist, und einem Sekundärkolben 33, der sich am ersten Ende 122 des Kipphebels 22 abstützt. Zwischen dem Primärkolben 22 und dem Sekundärkolben 33, die beide in einer Kopplerhülse 34 geführt sind, ist ein hydraulischer Arbeitsraum 35 ausgebildet. Der hydraulische Arbeitsraum 35 erlaubt einen Längenausgleich, wie er durch thermische Längenänderungen des Aktors 40 notwendig ist. Da diese nur vergleichsweise langsam geschehen, kann die unterschiedliche Befüllung des hydraulischen Arbeitsraums 35 durch zu- oder abströmen von Kraftstoff aus bzw. in den Niederdruckraum 18 problemlos ausgeglichen werden.

[0022] Der Hub des Piezoaktors ist vergleichsweise gering und übersteigt in der Regel nicht 0,1 bis 0,2 % seiner Gesamtlänge. Wenn dies für den Hub der Ventilnadel 8 nicht ausreicht, kann sowohl der hydraulische Koppler 30, als auch der mechanische Koppler 20 zur Verstärkung des maximalen Hubs eingesetzt werden. Hierzu weist der Primärkolben 32 einen größeren Durchmesser auf als der Sekundärkolben 33. Bei seiner Bewegung in Richtung auf die Zwischenscheibe 2 verdrängt der Primärkolben 32 damit mehr Kraftstoff als der Sekundärkolben 33 bei einem gleichen Hub, so dass der Sekundärkolben 33 eine größere Wegstrecke durchfährt als der Primärkolben 32. Eine weitere Verstärkung kann durch den mechanischen Koppler 20 erreicht werden, indem der wirksame Hebel vom Drehpunkt 24 zum ersten Ende 122 kleiner ist als der wirksame Hebel vom Drehpunkt 24 zum zweiten Ende 222. Die Wegverstärkung der Koppler kann jeweils bis zu 1,5 betragen, d. h. dass eine Längenänderung des Piezoaktors von 100 μm zu einer Bewegung des mechanischen Kopplers von 150

µm führt, was im mechanischen Koppler nochmals verstärkt werden kann.

[0023] Die Arbeitsweise des Kraftstoffeinspritzventils ist wie folgt:

> Zu Beginn der Einspritzung befindet sich die Ventilnadel 8 in Anlage am Ventilsitz 7, so dass im gesamten Druckraum 5 der gleiche hohe Druck herrscht, wie er über die Hochdruckbohrung 6 zugeführt wird. Hierbei wirken große hydraulische Kräfte auf die Ventilnadel 8, die sich in radialer Richtung gesehen jedoch gegenseitig aufheben. Um auch in Längsrichtung zumindest näherungsweise einen Kraftausgleich zu erreichen, muss der Durchmesser d des Stiftfortsatzes 13 zumindest näherungsweise dem Durchmesser der kreisförmigen Dichtkante 12 an der Ventildichtfläche 9 entsprechen. Es kann jedoch auch vorgesehen sein, durch entsprechende Wahl der Durchmesser eine geringe hydraulische Schließkraft in Richtung des Ventilsitzes 7 zu erzeugen, da die Ventilnadel 8 sonst nur durch die Schließfeder 16 in Anlage am Ventilsitz 7 gehalten wird. Im Niederdruckraum 18, der über einen Ablaufkanal 25 stets mit einem Niederdruckrücklauf verbunden ist, herrscht niedriger Kraftstoffdruck, der erheblich niedriger ist als der Kraftstoffdruck im Druckraum 5 und nicht mehr als einige bar beträgt.

[0024] Soll eine Einspritzung erfolgen, so wird der Piezoaktor 40 bestromt, wodurch er sich in Längsrichtung ausdehnt und über den Aktorkopf 42 den Primärkolben 32 in Richtung der Zwischenscheibe 2 bewegt. Dabei wird der Kraftstoff im hydraulischen Arbeitsraum 35 komprimiert, und der steigenden Druck im hydraulischen Arbeitsraum 35 drückt den Sekundärkolben 33 ebenfalls in Richtung der Zwischenscheibe 2. Durch die Verbindung des Sekundärkolbens 33 mit dem ersten Ende 122 des Kipphebels 22 dreht sich damit der Kipphebel 22 um seinen Drehpunkt 24 und hebt den Stiftfortsatz 13 der Ventilnadel 8 an. Dabei wird die Ventilnadel 8 vom Ventilsitz 7 weggezogen. Durch den Kraftausgleich der Ventilnadel 8 in Längsrichtung ist für die Längsbewegung nur eine geringe Kraft notwendig, die ohne Weiteres über den Piezoaktor 40 aufgebracht werden kann. Sobald die Ventilnadel 8 vom Ventilsitz 7 abgehoben hat, strömt der Kraftstoff aus dem Druckraum 5 in das Sackloch 11 und von dort durch die Einspritzöffnungen 10 in den Brennraum der Brennkraftmaschine.

[0025] Bei geöffneter Ventilnadel 8 ergeben sich folgende hydraulische Verhältnisse: Der Kraftstoff strömt aus der Hochdruckbohrung 6 in den Druckraum 5, am Führungsabschnitt 108 vorbei und von dort zwischen den Raum, der zwischen der Ventilnadel 8 und der Wand des Druckraums 5 verbleibt, zum Sackloch 11. Hierbei muss der Kraftstoff jedoch die Spaltdrossel 14 passieren, was ein Druckgefälle zwischen dem Bereich vor und hinter der Spaltdrossel 14 bewirkt, so dass der Druck im Federraum 105 höher ist als im stromabwärtigen Teil des Druckraums 5. Die Druckverminderung beträgt dabei in etwa 50 bis 150 bar, je nach den hydraulischen Verhältnissen. Durch den geringeren Druck im stromabwärtigen Teil des Druckraums 5 ergibt sich stromabwärts der Spaltdrossel 14 eine geringere hydraulische Kraft auf die Ventildichtfläche 9, was die hydraulische Öffnungskraft auf die Ventilnadel 8 vermindert. Durch geeignete Dimensionierung der Spaltdrossel 14 lässt sich so erreichen, dass durch den höheren hydraulischen Druck im Federraum 105 und den verminderten Kraftstoffdruck auf die Ventildichtfläche 9 wiederum ein Kraftausgleich entsteht. Auch im geöffneten Zustand der Ventilnadel 8 kann so ein Kraftausgleich in Längsrichtung erreicht werden, was nur eine geringe Schließkraft auf die Ventilnadel 8 erfordert, die ohne Weiteres über den mechanischen Koppler erreichbar ist.

[0026] Um das Schließen der Ventilnadel 8 zu beschleunigen kann es jedoch auch vorgesehen sein, durch geeignete Auslegung Parameter in geöffneten Zustand eine leichte hydraulische Schließkraft auf die Ventilnadel zu erzeugen. Eine Kraft durch die Vermittlung des mechanischen Kopplers 20 ist dann zum Schließen der Ventilnadel 8 nicht mehr erforderlich, ohne dass große hydraulische Kräfte am mechanischen Koppler 20 ziehen, wenn dieser die Ventilnadel 8 in ihrer Öffnungsstellung hält.

[0027] Es kann weiter vorgesehen sein, dass die Hülse 15 entfällt und sich die Schließfeder 16 einerseits weiterhin am Absatz 208 abstützt, andererseits aber direkt an der Zwischenscheibe 2. Die Abdichtung des Druckraums 5 gegenüber dem Niederdruckraum 18 erfolgt dann ausschließlich durch die Spaltdrossel, die zwischen dem Stiftfortsatz 13 und der Führungsbohrung 17 in der Zwischenscheibe 2 verbleibt. Insbesondere bei einer Zwischenscheibe 2, die eine größere Dicke aufweist, wird so eine ausreichende Abdichtung erreicht.

[0028] Die Darstellung des Kraftstoffeinspritzventils, insbesondere die Darstellung des hydraulischen Kopplers 30, ist nur schematisch zu verstehen. Die Kopplerhülse 34 ist bei der tatsächlichen Ausführungsform fest im Haltekörper 1 fixiert, so dass sie sich beim Betrieb des Kraftstoffeinspritzventils nicht bewegt.

[0029] Das dargestellte erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzventil weist insbesondere den Vorteil auf, dass sowohl der Piezoaktor 40, als auch der hydraulische Koppler 30 und der mechanische Koppler 20, im Niederdruck untergebracht sind. Damit herrscht mit Ausnahme der Hochdruckbohrung 6 im gesamten Haltekörper nur Niederdruck, was die Konstruktion und Bauweise der Koppler erheblich vereinfacht und auch die Konstruktion des Piezoaktors und seine Kapselung zur Abdichtung gegenüber dem Kraftstoff, der den gesamten Niederdruckraum 18 ausfüllt, erheblich vereinfacht.

[0030] Außer der unvermeidlichen Leckagemenge, die zwischen der Hülse 15 und dem Stiftfortsatz 13 einerseits und zwischen der Führungsbohrung 17 und dem Stiftfortsatz 13 andererseits in den Niederdruckraum 18 fließt, arbeitet das erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritz-

ventil ohne Absteuermenge, wie sie bei servohydraulischen Steuerventilen zwangsläufig anfällt. Dies erhöht die Effizienz des Einspritzsystems, da die Hochdruckpumpe, die den Kraftstoff letztendlich komprimiert und die durch den Motor selbst angetrieben wird, nur unwesentlich mehr Kraftstoff auf den hohen Einspritzdruck komprimieren muss, wie tatsächlich eingespritzt wird.

Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen mit einer Ventilnadel (8), die in einem Druckraum (5) längsverschiebbar angeordnet ist, und mit einer an der Ventilnadel (8) ausgebildeten Ventildichtfläche (9), die mit einem Ventilsitz (7) zum Öffnen und Schließen wenigstens einer Einspritzöffnung (10) zusammenwirkt, wobei der Druckraum (5) mit Kraftstoff unter Einspritzdruck befüllbar ist, wobei sich die hydraulischen Kräfte auf die Ventilnadel (8), die durch den Druck im Druckraum (5) entstehen, bei Anlage der Ventilnadel (8) auf dem Ventilsitz (7) zumindest im Wesentlichen aufheben, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ventildichtfläche (9) entgegengesetzt an der Ventilnadel (8) ein Stiftfortsatz (13) ausgebildet ist, der in einen Niederdruckraum (18) ragt und der mit einem mechanischen Koppler (20) verbunden ist, über den eine Öffnungskraft auf die Ventilnadel (8) ausgeübt werden kann.

2. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein elektrischer Aktor (40) zumindest mittelbar mit dem mechanischen Koppler (20) verbunden ist, so dass die Kraft des Aktors (40) über den mechanischen Koppler (20) auf die Ventilnadel (8) übertragbar ist.

3. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der mechanische Koppler (20) einen Kipphebel (22) umfasst, der zwei Enden (122; 222) aufweist, wobei der Aktor (40) zumindest mittelbar auf das erste Ende (122) einwirkt und das zweite Ende (222) mit dem Stiftfortsatz (13) verbunden ist.

4. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kipphebel (22) einen Drehpunkt (24) aufweist, um den sich der Kipphebel (22) bei der Öffnungsbewegung der Ventilnadel (8) drehend bewegt, wobei der wirksame Hebel vom Drehpunkt (24) zum ersten Ende (122) kleiner ist als der wirksame Hebel zum zweiten Ende (222), so dass die Bewegung des Aktors (40) durch den Kipphebel (22) verstärkt wird.

5. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen dem Aktor (40) und dem mechanischen Koppler (20) ein hydraulischer Koppler (30) angeordnet ist, über den die Kraft des Aktors (40) auf den mechanischen Koppler (20) übertragen wird.

6. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der hydraulische Koppler (30) einen mit dem Aktor wirkverbundenen Primärkolben (32) und einen durch einen hydraulischen Arbeitsraum (34) davon getrennten Sekundärkolben (33) aufweist

7. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Primärkolben (32) einen größeren Durchmesser aufweist als der Sekundärkolben (33), so dass die Bewegung des Aktors (40) durch den hydraulischen Koppler (30) verstärkt wird.

8. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen der Ventilnadel (8) und der Wand des Druckraums (5) eine Spaltdrossel (14) ausgebildet ist, so dass bei geöffneter Ventilnadel (8) ein Druckgefälle zwischen dem Bereich des Druckraums (5) stromaufwärts der Spaltdrossel (14) und dem Bereich stromabwärts der Spaltdrossel (14) herrscht.

9. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckdifferenz etwa 10 % des stromaufwärtigen Drucks beträgt, mindestens aber 50 bar und höchstens 150 bar.

10. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilnadel (8) im geöffneten Zustand durch den Druck im Druckraum (5) eine in Richtung des Ventilsitzes (7) gerichtete hydraulische Schließkraft erfährt.

11. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der mechanische Koppler (20) im Niederdruckraum (18) angeordnet ist und der Niederdruckraum (18) mit einer Ablaufbohrung (25) verbunden ist, so dass im Niederdruckraum (18) stets ein niedriger Druck herrscht.

12. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Aktor ein Piezoaktor (40), ein Magnetaktor oder ein magnetostriktiver Aktor ist.

Claims

1. Fuel injection valve for internal combustion engines, having a valve needle (8) which is arranged in a longitudinally displaceable manner in a pressure chamber (5), and having a valve sealing surface (9) which is formed on the valve needle (8) and which interacts with a valve seat (7) for the purpose of opening and

closing at least one injection orifice (10), wherein the pressure chamber (5) can be filled with fuel at injection pressure, wherein the hydraulic forces exerted on the valve needle (8) by the pressure in the pressure chamber (5) at least substantially cancel one another out when the valve needle (8) is in contact with the valve seat (7), **characterized in that** a pin projection (13) is formed on the valve needle (8) opposite the valve sealing surface (9), which pin projection protrudes into a low-pressure chamber (18) and is connected to a mechanical coupler (20) via which an opening force can be exerted on the valve needle (8).

2. Fuel injection valve according to Claim 1, **characterized in that** an electric actuator (40) is at least indirectly connected to the mechanical coupler (20), such that the force of the actuator (40) can be transmitted via the mechanical coupler (20) to the valve needle (8).

3. Fuel injection valve according to Claim 2, **characterized in that** the mechanical coupler (20) comprises a rocker arm (22) which has two ends (122, 222), wherein the actuator (40) acts at least indirectly on the first end (122), and the second end (222) is connected to the pin projection (13).

4. Fuel injection valve according to Claim 3, **characterized in that** the rocker arm (22) has a pivot point (24) about which the rocker arm (22) moves in pivoting fashion during the opening movement of the valve needle (8), wherein the effective lever from the pivot point (24) to the first end (122) is smaller than the effective lever to the second end (222), such that the movement of the actuator (40) is boosted by the rocker arm (22).

5. Fuel injection valve according to Claim 2, **characterized in that**, between the actuator (40) and the mechanical coupler (20), there is arranged a hydraulic coupler (30) via which the force of the actuator (40) is transmitted to the mechanical coupler (20).

6. Fuel injection valve according to Claim 5, **characterized in that** the hydraulic coupler (30) has a primary piston (32), which is operatively connected to the actuator, and a secondary piston (33), which is separated from said primary piston by a hydraulic working chamber (34).

7. Fuel injection valve according to Claim 6, **characterized in that** the primary piston (32) has a larger diameter than the secondary piston (33), such that the movement of the actuator (40) is boosted by the hydraulic coupler (30).

8. Fuel injection valve according to Claim 1, **characterized in that** a gap-type throttle (14) is provided between the valve needle (8) and the wall of the pressure chamber (5) such that, when the valve needle (8) is open, a pressure gradient prevails between the region of the pressure chamber (5) upstream of the gap-type throttle (14) and the region downstream of the gap-type throttle (14).

9. Fuel injection valve according to Claim 8, **characterized in that** the pressure difference amounts to approximately 10% of the upstream pressure, but at least 50 bar and at most 150 bar.

10. Fuel injection valve according to Claim 8, **characterized in that** the valve needle (8), when in the open state, is subjected to a hydraulic closing force, directed towards the valve seat (7), by the pressure in the pressure chamber (5).

11. Fuel injection valve according to Claim 1, **characterized in that** the mechanical coupler (20) is arranged in the low-pressure chamber (18), and the low-pressure chamber (18) is connected to a discharge bore (25) such that a low pressure prevails in the low-pressure chamber (18) at all times.

12. Fuel injection valve according to Claim 2, **characterized in that** the actuator is a piezo actuator (40), a solenoid actuator or a magnetostrictive actuator.

Revendications

1. Soupape d'injection de carburant pour moteurs à combustion interne, comprenant un pointeau de soupape (8) qui est disposé de manière déplaçable longitudinalement dans un espace de pression (5) et comprenant une surface d'étanchéité de soupape (9) réalisée sur le pointeau de soupape (8), laquelle coopère avec un siège de soupape (7) pour ouvrir et fermer au moins une ouverture d'injection (10), l'espace de pression (5) pouvant être rempli de carburant sous pression d'injection, les forces hydrauliques s'exerçant sur le pointeau de soupape (8), qui se produisent sous l'effet de la pression dans l'espace de pression (5), étant au moins essentiellement supprimées lors de l'application du pointeau de soupape (8) sur le siège de soupape (7), **caractérisée en ce qu'**à l'opposé de la surface d'étanchéité de soupape (9) est réalisée une goupille saillante (13) sur le pointeau de soupape (8), laquelle pénètre dans un espace basse pression (18) et est connectée à un coupleur mécanique (20) par le biais duquel une force d'ouverture peut être exercée sur le pointeau de soupape (8).

2. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 1, **caractérisée en ce qu'**un actionneur élec-

trique (40) est connecté de manière au moins indirecte au coupleur mécanique (20), de telle sorte que la force de l'actionneur (40) puisse être transmise au pointeau de soupape (8) par le biais du coupleur mécanique (20).

3. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 2, **caractérisée en ce que** le coupleur mécanique (20) comprend un levier basculant (22) qui présente deux extrémités (122 ; 222), l'actionneur (40) agissant de manière au moins indirecte sur la première extrémité (122) et la deuxième extrémité (222) étant connectée à la goupille saillante (13).

4. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 3, **caractérisée en ce que** le levier basculant (22) présente un centre de rotation (24) autour duquel se déplace de manière rotative le levier basculant (22) lors du mouvement d'ouverture du pointeau de soupape (8), l'effet de levier actif depuis le centre de rotation (24) jusqu'à la première extrémité (122) étant inférieur à l'effet de levier actif jusqu'à la deuxième extrémité (222), de telle sorte que le mouvement de l'actionneur (40) soit renforcé par le levier basculant (22).

5. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 2, **caractérisée en ce qu'**entre l'actionneur (40) et le coupleur mécanique (20) est disposé un coupleur hydraulique (30) par le biais duquel la force de l'actionneur (40) est transmise au coupleur mécanique (20).

6. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 5, **caractérisée en ce que** le coupleur hydraulique (30) présente un piston primaire (32) en liaison fonctionnelle avec l'actionneur et un piston secondaire (33) séparé de celui-ci par un espace de travail hydraulique (34).

7. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** le piston primaire (32) présente un diamètre supérieur à celui du piston secondaire (33), de telle sorte que le mouvement de l'actionneur (40) soit renforcé par le coupleur hydraulique (30).

8. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 1, **caractérisée en ce qu'**entre le pointeau de soupape (8) et la paroi de l'espace de pression (5) est réalisée une fente d'étranglement (14), de telle sorte que lorsque le pointeau de soupape (8) est ouvert, il règne un gradient de pression entre la région de l'espace de pression (5) en amont de la fente d'étranglement (14) et la région en aval de la fente d'étranglement (14).

9. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 8, **caractérisée en ce que** la différence de pression vaut approximativement 10 % de la pression en amont, mais au moins 50 bar et au maximum 150 bar.

10. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 8, **caractérisée en ce que** le pointeau de soupape (8), dans l'état ouvert, est soumis par la pression dans l'espace de pression (5) à une force de fermeture hydraulique orientée dans la direction du siège de soupape (7).

11. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le coupleur mécanique (20) est disposé dans l'espace basse pression (18) et l'espace basse pression (18) est connecté à un alésage d'écoulement (25) de telle sorte qu'il règne toujours une faible pression dans l'espace basse pression (18).

12. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 2, **caractérisée en ce que** l'actionneur est un actionneur piézoélectrique (40), un actionneur magnétique ou un actionneur magnétostrictif.

Fig. 1

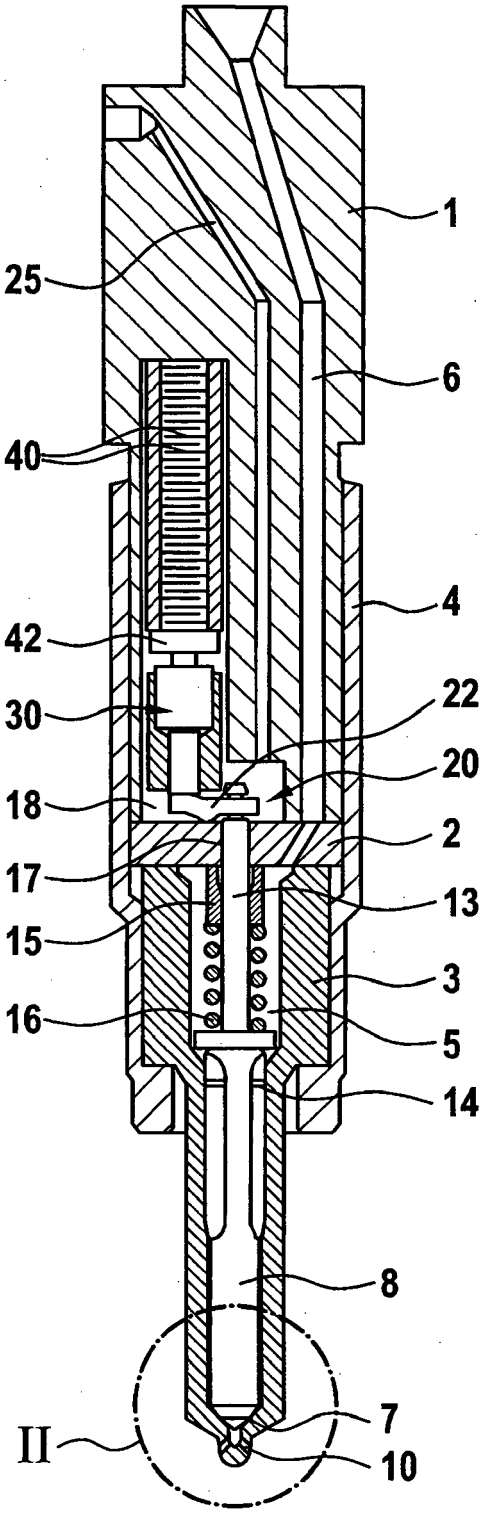


Fig. 2

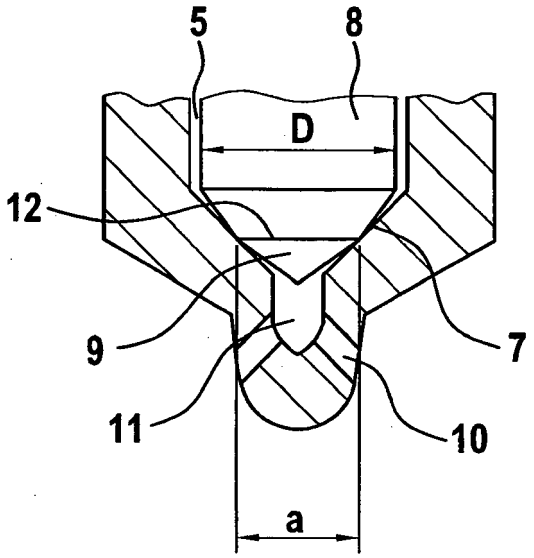


Fig. 3

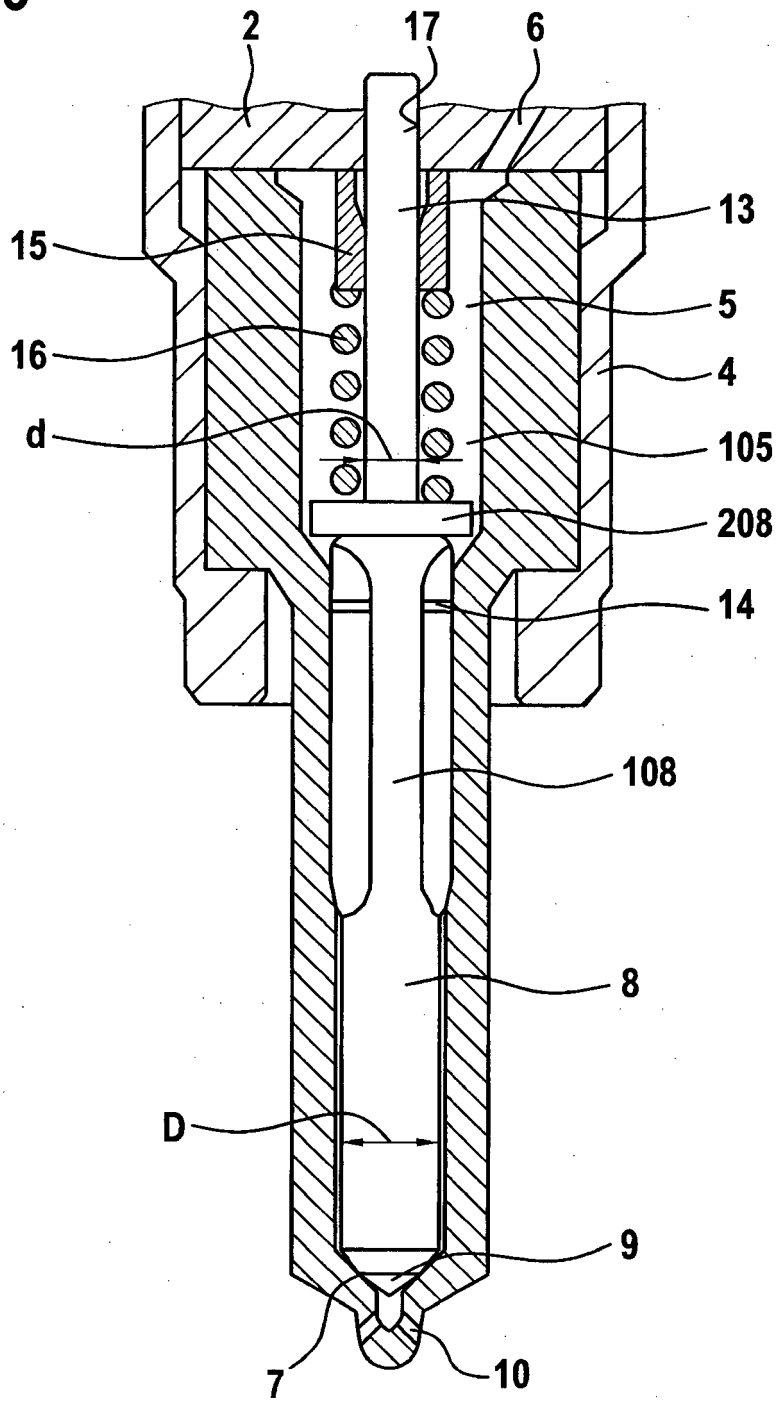
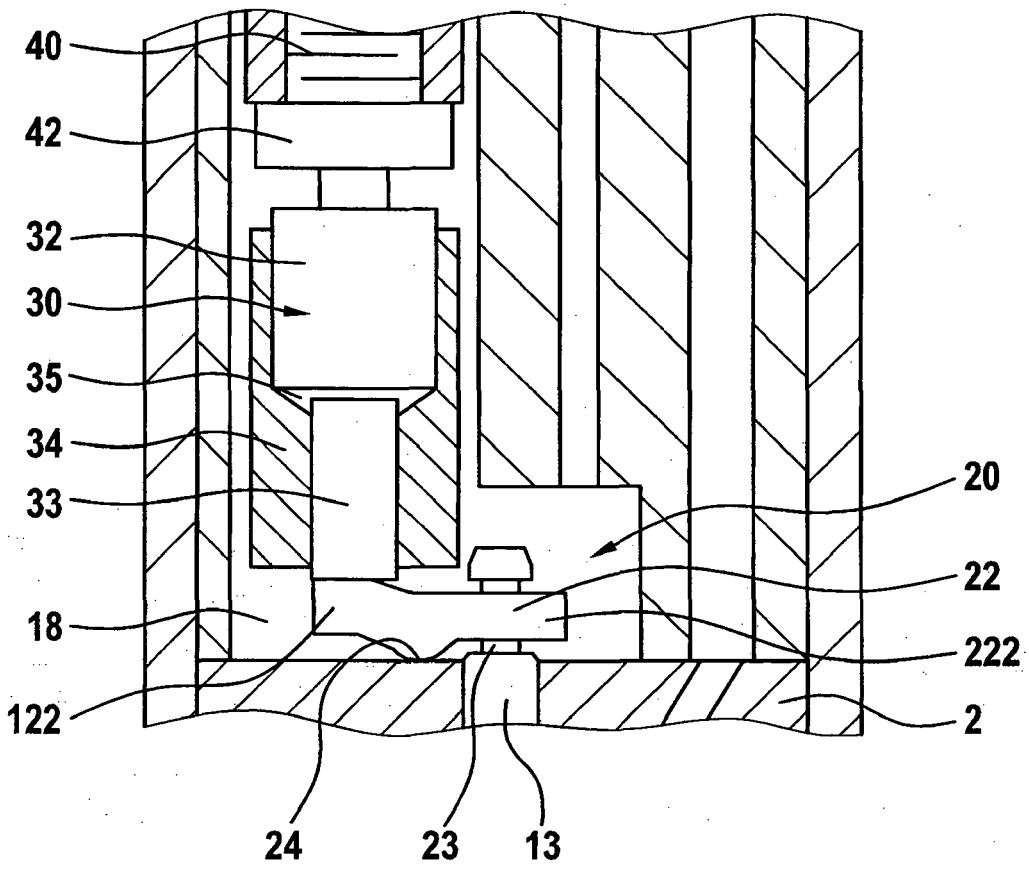


Fig. 4



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 102006026399 A1 **[0003]**
- DE 10220498 A1 **[0004]**
- DE 102008042136 A1 **[0005]**
- WO 2010142753 A **[0006]**