



(11)

EP 2 499 350 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
20.08.2014 Patentblatt 2014/34

(51) Int Cl.:
F02M 47/02 ^(2006.01) **F02M 61/16** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **10762648.3**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2010/064647

(22) Anmeldetag: **01.10.2010**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2011/057863 (19.05.2011 Gazette 2011/20)

(54) VERFAHREN ZUM HERSTELLEN EINES KRAFTSTOFFEINSPRITZVENTILS

METHOD OF MANUFACTURING A FUEL INJECTOR

PROCÉDÉ DE FABRICATION D'UN INJECTEUR DE CARBURANT

(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: **10.11.2009 DE 102009046582**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
19.09.2012 Patentblatt 2012/38

(73) Patentinhaber: **Robert Bosch GmbH**
70442 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:

- **SPINDLER, Susanne**
70197 Stuttgart (DE)
- **AMELANG, Stephan**
75203 Koenigsbach-Stein (DE)
- **BURGER, Matthias**
71711 Murr (DE)
- **FALTIN, Christian**
70825 Korntal-Muenchingen (DE)
- **MAGEL, Hans-Christoph**
72764 Reutlingen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 1 408 230 US-B1- 6 213 098

EP 2 499 350 B1

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).

Beschreibung

Stand der Technik

5 **[0001]** Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Herstellen eines Kraftstoffeinspritzventils nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Ein derartiges Verfahren zum Herstellen eines Kraftstoffeinspritzventils (im Folgenden auch teilweise als "Injektor" bezeichnet) ist bereits allgemein bekannt und wird insbesondere bei Kraftstoffeinspritzventilen in so genannten Common-Rail-Einspritzsystemen angewandt. Bekannt sind dabei hubgesteuerte Common-Rail-Injektoren, deren Düsen-
 10 sennadel servobetrieben ist. Als Drucksteller sind Piezo- und Magnetventile im Einsatz, mit denen der Servokreislauf gesteuert wird. Zum schnellen Schließen der Ventilmadel wird häufig eine dauerhafte Niederdruckstufe eingebaut, die eine permanente, schließende Kraft auf die Ventilmadel ausübt. Der Nachteil hierbei ist jedoch die relativ hohe Leckage, die sich zwischen der Hoch- und der Niederdruckseite einstellt. Eine Leckage führt unweigerlich zu einer höheren Pumpenleistung, die in dem Common-Rail-Einspritzsystem benötigt wird, und somit zu Einbußen in der Effizienz des Systems. Dieser Sachverhalt wird besonders bei höheren Drücken problematisch.

[0003] Aus diesem Grund werden neueste Injektoren für höchste Einspritzdrücke (gemeint sind hier Drücke im Bereich von etwa 2000bar) leakagearm ausgeführt, indem auf die Niederdruckstufe verzichtet wird. Durch das Fehlen der Niederdruckstufe stehen jedoch nur geringe Schließkräfte für die Ventilmadel zur Verfügung. Dadurch ist die Ansprechzeit zwischen der Ansteuerung der Ventilmadel und dem Einspritzbeginn relativ gering. Die Ansprechzeit ist vor allem von der Steifigkeit der Ventilmadel abhängig. Gerade weil sie bei einem Injektor ohne Niederdruckstufe gering ist, führt bereits eine kleinste Änderung der Nadelsteifigkeit zu einer großen Verschiebung des Spritzbeginns und der eingespritzten Kraftstoffmenge. Die Steifigkeit der Ventilmadel ist vom Durchmesser und der Länge der Ventilmadel abhängig. Will man Injektoren verschiedener Baulänge bezüglich ihrer Ansprechzeit gleich ausbilden, so muss für jedes Muster bzw. jede Länge des Injektors eine entsprechende Taillierung bzw. Durchmesservariation der Ventilmadel ausgeführt werden. Auf
 20 diese Art und Weise kann die Steifigkeit der Ventilmadeln für alle Injektoren angeglichen werden. Dies hat jedoch relativ hohe Rüstzeiten zur Folge. Ideal wäre eine reine Variation der Nadellänge, während der Naddurchmesser für alle Injektorbaulängen gleich ist. Dies ist jedoch aufgrund der daraus begründeten Unterschiede in der Steifigkeit der Ventilmadeln nicht möglich.

[0004] Aus der US 6 213 098 B1 ist bekannt, bei der Herstellung eines Kraftstoffeinspritzventils das Volumen des Steuerraums zur Erzeugung der gewünschten Dynamik anzupassen.
 30

Offenbarung der Erfindung

[0005] Ausgehend von dem dargestellten Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum Herstellen eines Kraftstoffeinspritzventils nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 derart weiterzubilden, dass die Ansprechzeit bei Kraftstoffventilen unterschiedlicher Baulänge bzw. unterschiedlicher Länge ihrer Ventilmadeln zumindest weitgehend konstant ist. Diese Aufgabe wird bei einem Verfahren zum Herstellen eines Kraftstoffeinspritzventils mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst. Der Erfindung liegt dabei die Idee zugrunde, die unterschiedliche mechanische Steifigkeit aufgrund unterschiedlicher Längen der Ventilmadeln durch eine Variation der "hydraulischen Steifigkeit" des mit der Ventilmadel in Wirkverbindung geschalteten Steuerraums auszugleichen. Hierbei liegt die Erkenntnis zu-
 35 grunde, dass je größer das Volumen im Steuerraum ausgebildet ist, desto größer ist die Verzögerung bzw. die Ansprechzeit bis zum Öffnen der Einspritzöffnungen. Mit anderen Worten gesagt bedeutet dies, dass eine relativ kurze und somit steife Ventilmadel dadurch ausgeglichen wird, indem diese mit einem Steuerraum in Wirkverbindung geschaltet wird, welcher ein relativ großes Speichervolumen an Kraftstoff aufweist und umgekehrt.

[0006] Vorteilhafte Weiterbildungen des erfindungsgemäßen Verfahrens zum Herstellen eines Kraftstoffeinspritzventils sind in den Unteransprüchen angegeben. In den Rahmen der Erfindung fallen sämtliche Kombinationen aus zumindest zwei von in der Beschreibung, den Ansprüchen und/oder den Figuren offenbarten Merkmalen.

[0007] Erfindungsgemäß ist vorgesehen, dass die Ventilmadel aus zumindest einem im Steuerraum angeordneten, standardisierten ersten Abschnitt besteht, welcher auf der der Steuerkammer abgewandten Seite mit einem zweiten
 40 zylindrischen Abschnitt verbunden wird und, dass der Durchmesser des zweiten Abschnitts der Ventilmadel variiert wird, derart, dass zur Verkürzung der Verzugszeit der Durchmesser der Ventilmadel vergrößert und zu einer Verlängerung der Verzugszeit der Durchmesser der Ventilmadel verkleinert wird.

[0008] Hierbei ist es zu einer Begrenzung der Anzahl der möglichen unterschiedlichen Durchmesser der Ventilmadeln besonders vorteilhaft, wenn der Durchmesser der Ventilmadel in Durchmesserstufen variiert wird und, dass eine Feinabstimmung der Verzugszeit über eine Anpassung des Volumens des Steuerraums über eine Variation der Länge des zweiten zylindrischen Abschnitts erfolgt. Es findet hiermit eine Kombination einer Ventilmadel mit einem bestimmten Durchmesser mit einer Ventilmadel einer bestimmten Länge statt, derart, dass der in den Steuerraum hineinragende Abschnitt des standardisierten ersten Abschnitts ein bestimmtes Steuervolumen ausbildet.
 55

[0009] Darüber hinaus ist es besonders vorteilhaft, wenn unter Berücksichtigung des minimal und maximal möglichen Volumens des Steuerraums und der zur Verfügung stehenden Durchmesserstufen der Ventilnadeln derjenige Durchmesser der Ventilnadel ausgewählt wird, welcher zu einem minimalen Volumen des Steuerraums führt. Dies bedeutet, dass stets die Ventilnadel ausgewählt wird, welche den geringsten Durchmesser aufweist. Die weitere Anpassung der Verzugszeit wird somit über eine Verlängerung bzw. Verkürzung der Ventilnadel ausgeführt.

[0010] Eine besonders wirtschaftliche Herstellbarkeit der Kraftstoffventile ergibt sich darüber hinaus, wenn der zweite Abschnitt der Ventilnadel auf der dem standardisierten ersten Abschnitt gegenüberliegenden Seite mit einem standardisierten dritten Abschnitt verbunden ist.

[0011] Die Verbindung zwischen zumindest dem zweiten Abschnitt der Ventilnadel und dem standardisierten ersten Abschnitt sowie ggf. zwischen dem zweiten Abschnitt der Ventilnadel und dem dritten Abschnitt erfolgt bevorzugt durch Laserschweißen. Dadurch lassen sich hochfeste Verbindungen relativ wirtschaftlich herstellen.

[0012] Besonders wirtschaftlich lassen sich nach dem erfindungsgemäßen Verfahren hergestellte Kraftstoffventile bezüglich ihrer Baulänge herstellen, wenn das Injektorgehäuse des Kraftstoffeinspritzventils ein standardisiertes Oberteil mit dem Schließelement, einem Betätigungsmechanismus für das Schließelement und ggf. dem Ventilstück und ein standardisiertes Unterteil mit einem Düsenkörper aufweist und, dass zwischen dem Oberteil und dem Unterteil ein die Gesamtbaulänge des Injektorgehäuses bestimmendes Mittelteil angeordnet ist.

[0013] Weitere Vorteile des erfindungsgemäßen Verfahrens zum Herstellen eines Kraftstoffeinspritzventils sowie des Kraftstoffventils ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele sowie anhand der Zeichnungen.

[0014] Diese zeigen in:

Fig. 1 und 2 erfindungsgemäße erste Kraftstoffeinspritzventile, bei denen deren Injektorgehäuse eine maximale bzw. eine minimale Baulänge aufweist, jeweils im Längsschnitt und

Fig. 3 und 4 zweite erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzventile, bei denen die Injektorgehäuse eine maximale bzw. eine minimale Gesamtlänge aufweisen, ebenfalls im Längsschnitt.

[0015] Gleiche Bauteile bzw. Bauteile mit gleicher Funktion sind in den Figuren mit derselben Bezugsziffer versehen.

[0016] In der Fig. 1 ist ein erstes Kraftstoffeinspritzventil 10 dargestellt, wie es insbesondere in sogenannten Common-Rail-Einspritzsystemen Verwendung findet. Hierbei steht das Kraftstoffeinspritzventil 10 über eine Zulaufleitung 1 mit einem Kraftstoffspeicher, einem sogenannten Rail 2, in Verbindung. In dem Rail 2 ist unter hohem Druck, beispielsweise einem Druck von etwa 2000bar, stehender Kraftstoff gespeichert. Hierbei steht das Rail 2 mit einer Kraftstoffhochdruckpumpe 3 in Verbindung, welche aus einem Kraftstoffspeicher, insbesondere einem Kraftstofftank 4, Kraftstoff ansaugt und verdichtet. Von dem Kraftstoffeinspritzventil 10 nicht benötigter Kraftstoff wird über eine unter niedrigem Druck stehende Rücklaufleitung 5 wieder dem Kraftstofftank 4 rückgeführt.

[0017] Ein soweit beschriebenes Kraftstoffeinspritzsystem 7 weist für jeden Zylinder einer Brennkraftmaschine ein eigenes Kraftstoffeinspritzventil 10 auf, die allesamt mit dem Rail 2 verbunden sind.

[0018] Das Kraftstoffeinspritzventil 10 weist ein insgesamt mit 11 bezeichnetes Injektorgehäuse auf. Hierbei besteht das längliche Injektorgehäuse 11 aus drei Baugruppen, einem standardisierten Oberteil 12, einem von der Baulänge des Kraftstoffeinspritzventils 10 abhängigen, insbesondere ringförmig, ggf. mit unterschiedlichen Durchmessern ausgebildeten Mittelteil 13 und einem ebenfalls standardisierten Unterteil 14. Zwischen dem Oberteil 12 und dem Mittelteil 13 ist in einer Dichtungsnut ein Dichtring 15 eingesetzt, wobei die druckfeste Verbindung zwischen dem Mittelteil 13 und dem Oberteil 12 beispielsweise durch eine umlaufende Laserverschweißung oder durch ein umlaufendes Bördeln erfolgt. Demgegenüber ist zwischen dem Mittelteil 13 und dem Unterteil 14 unter Zwischenlage eines Dichtrings 17 beispielhaft eine Schraubverbindung 18 ausgebildet, um das Mittelteil 13 mit dem Unterteil 14 druckfest zu verbinden.

[0019] In dem Oberteil 12 ist ein druckausgeglichenes Magnetventil 20 eingesetzt bzw. angeordnet, welches einen Magnetkern 21 sowie eine in dem Magnetkern 21 angeordnete Magnetspule 22 aufweist. Das Magnetventil 20 weist weiterhin einen als Schließelement wirkenden Magnetanker 23 auf, der in einem stiftförmigen Führungsglied 24 axial beweglich geführt ist. Das Führungsglied 24 ist in einer Durchgangsbohrung 25 des Magnetkerns 21 angeordnet und weist eine Stufe 26 auf, zwischen der und der zugewandten Seite des Magnetankers 23 sich eine Druckfeder 28 abstützt. Die Druckfeder 28 ist hierbei in einem Federraum 29 angeordnet, welcher ebenso wie der Bereich des Oberteils 12, in dem sich der Magnetkern 21 befindet, zumindest mittelbar mit der Rücklaufleitung 5 und somit mit Niederdruck verbunden ist.

[0020] Der Magnetanker 23 wird in unbestromtem Zustand der Magnetspule 22 gegen einen Sitz 30 eines Ventilstücks 32 gedrückt. Hierbei ist das Ventilstück 32 in einen oberen Abschnitt des Mittelteils 13 eingeschraubt und sitzt hierbei an einer Stufe 33 des Mittelteils 13 auf. In der Längsachse des Ventilstücks 32 ist eine Durchgangsbohrung 34 mit einer Abströmdrossel 35 angeordnet. Die Abströmdrossel 35 ist mit einem Steuerraum 37 verbunden, welcher als Sacklochbohrung 38 auf der dem Magnetanker 23 gegenüberliegenden Seite des Ventilstücks 32 ausgebildet ist. In die Sack-

lochbohrung 38 ragt auf der der Abströmdrossel 35 gegenüberliegenden, offenen Stirnseite ein erster Führungsabschnitt 39 einer Ventilnadel 40 hinein.

[0021] Die im Wesentlichen zylindrisch ausgebildete Ventilnadel 40 weist an ihrem dem Ventilstück 32 gegenüberliegenden Ende einen zweiten Führungsabschnitt 41 auf, an den sich eine Ventilspitze 42 anschließt. Mittels einer Druckfeder 43, die sich zwischen einem Bund 44 der Ventilnadel 40 und der zugewandten Stirnfläche des Ventilstücks 32 abstützt, wird die Ventilspitze 42 gegen einen Sitz 46 eines Düsenkörpers 47 gedrückt. Der Sitz 46 begrenzt einen Düsenraum 48, in den wenigstens eine als Kraftstoffaustrittsöffnung 49 dienende Durchgangsbohrung mündet. Der Düsenkörper 47 ist hierbei in das Unterteil 14 des Injektorgehäuses 11 eingesetzt.

[0022] Die Funktion eines soweit beschriebenen Kraftstoffeinspritzventils 10 ist bereits allgemein bekannt und wird daher wie folgt nur kurz erläutert: In unbestromtem Zustand des Magnetventils 20 wird der Magnetanker 23 durch die Kraft der Druckfeder 28 gegen den Sitz 30 gedrückt, sodass der Steuerraum 37 verschlossen ist. Weiterhin wird die Ventilnadel 40 mittels der Druckfeder 43 gegen den Sitz 46 gedrückt, sodass auch die Kraftstoffaustrittsöffnung 49 verschlossen ist. Bei einer Bestromung des Magnetventils 20 bzw. der Magnetspule 22 hebt der Magnetanker 23 von dem Sitz 30 ab, sodass ein Durchgang von dem unter hohem Kraftstoffdruck stehenden Steuerraum 37 in einen Ankerraum 51 geschaffen wird, der mit der Rücklaufleitung 5 in Verbindung steht. Das Abströmen des Kraftstoffes aus dem Steuerraum 37 bewirkt, dass die Ventilnadel 40 von ihrem Sitz 46 abhebt, und Kraftstoff aus dem über die Zulaufleitung 1 unter Hochdruck stehenden Hochdruckspeicherraum 52 und dem Düsenraum 48 durch die Kraftstoffaustrittsöffnung 49 aus dem Kraftstoffeinspritzventil 10 ausströmt und in den Brennraum der Brennkraftmaschine abgegeben wird.

[0023] Die Ventilnadel 40 weist aufgrund ihrer Länge L_1 sowie ihres Materials und somit ihres Elastizitätsmoduls und ihrer Querschnittsfläche A eine bestimmte Steifigkeit auf. In unbestromtem Zustand des Magnetventils 20 wird die Ventilnadel 40 gegen den Sitz 46 gedrückt, wobei sich eine elastische Verformung der Ventilnadel 40 aufgrund der oben beschriebenen Materialeigenschaften sowie der Geometrie der Ventilnadel 40 einstellt. Beim Bestromen der Magnetspule 20 und des damit verbundenen Druckabbaus in dem Steuerraum 37 erfolgt das Abheben der Ventilnadel 40 von dem Sitz 46 erst, sobald der an der oberen Stirnfläche 53 der Ventilnadel 40 herrschende Druck bzw. die entsprechende Axialkraft soweit reduziert ist, bis die Ventilnadel 40 wieder ihre ursprüngliche Länge annimmt. Gleichzeitig wird erwähnt, dass auch der Druckabbau im Steuerraum 37, d.h. der Zeitraum zwischen dem Abheben des Magnetankers 23 von dem Sitz 30 bis zur Reduktion der Axialkraft an der Stirnfläche 53, einen gewissen Zeitraum beansprucht, der von der Größe des Volumens des Steuerraums 37 abhängt. Die Summe der Verzögerungen, hervorgerufen zum einen durch den Druckabbau im Steuerraum 37 und zum anderen hinsichtlich der elastischen Verformung der Ventilnadel 40, wird als Verzugszeit oder Ansteuerzeit t bezeichnet.

[0024] In der Fig. 2 ist ein Kraftstoffeinspritzventil 10a dargestellt, welches sich von dem in der Fig. 1 dargestellten Kraftstoffeinspritzventil 10 dadurch unterscheidet, dass es insgesamt eine kleinere Baulänge aufweist. Erfindungsgemäß ist vorgesehen, dass die kleinere Baulänge über eine Verkleinerung bzw. Verkürzung des Mittelteils 13 erfolgt, während das Unterteil 14 und das Oberteil 12 jeweils als standardisierte Bauteile ausgebildet sind, welche sowohl beim Kraftstoffeinspritzventil 10 als auch beim Kraftstoffeinspritzventil 10a in identischer Weise vorhanden sind. Gleichzeitig sind auch die übrigen, nicht direkt mit dem Mittelteil 13 und der Ventilnadel 40 in Wirkverbindung angeordneten Bauelemente in identischer Art und Weise vorhanden. Somit unterscheidet sich das Kraftstoffeinspritzventil 10a von dem Kraftstoffeinspritzventil 10 lediglich in der Länge des Mittelteils 13 sowie in der Länge der Ventilnadel 40a. Da die Länge L_2 der Ventilnadel 40a, ebenso wie die Länge des Mittelteils 13 gegenüber dem Kraftstoffeinspritzventil 10 geringer ist, weist das Kraftstoffeinspritzventil 10a bezüglich der Ventilnadel 40a eine geringere Ansprechzeit auf, da (vorausgesetzt, dass die Ventilnadel 40 und die Ventilnadel 40a aus demselben Material bestehen und dieselbe Querschnittsfläche A aufweisen) die Länge L_2 der Ventilnadel 40a gegenüber der Länge L_1 der Ventilnadel 40 geringer ist. Dies würde somit insgesamt gesehen ebenfalls zu einer verkürzten Ansteuerzeit t des Kraftstoffeinspritzventils 10a führen. Um die Ansteuerzeiten t sowohl des Kraftstoffeinspritzventils 10 als auch des Einspritzventils 10a gleich groß auszubilden, ist es erfindungsgemäß vorgesehen, dass der Teil der Ansteuerzeit t , welcher durch das Volumen des Steuerraums 37 beeinflusst wird, bei dem Kraftstoffeinspritzventil 10a gegenüber dem Kraftstoffeinspritzventil 10 vergrößert ist. Dies erfolgt durch eine Vergrößerung des Volumens des Steuerraums 37 derart, dass der in den Steuerraum 37 hineinragende Führungsabschnitt 39a der Ventilnadel 40a in seiner Länge verringert ist. Mit anderen Worten gesagt bedeutet das, dass die Verkürzung der Ansteuerzeit t aufgrund der geringen Länge L_2 der Ventilnadel 40a durch eine Verlängerung des Anteils der Ansteuerzeit t aufgrund des vergrößerten Volumens des Steuerraums 37 ausgeglichen wird.

[0025] In den Fig. 3 und 4 ist ein drittes Kraftstoffeinspritzventil 60 und ein viertes Kraftstoffeinspritzventil 60a dargestellt. Die Kraftstoffeinspritzventile 60, 60a unterscheiden sich von den Kraftstoffeinspritzventilen 10, 10a durch die Verwendung einer anders aufgebauten Ventilnadel 62, 62a. Hierbei sind die Ventilnadeln 62 und 62a jeweils dreiteilig ausgebildet. Jede der Ventilnadeln 62, 62a besteht aus einem standardisierten, in den Steuerraum 37 hineinragenden Oberteil 63 sowie einem standardisierten Unterteil 64, welches den zweiten Führungsbereich 41 und die Ventilspitze 42 trägt. Das Oberteil 63 und das Unterteil 64 sind mittels eines zylindrisch ausgebildeten Mittelteils 65, 65a miteinander verbunden. Hierbei findet als Verbindungstechnik zwischen dem Mittelteil 65, 65a und dem Oberteil 63 bzw. zwischen dem Mittelteil

65, 65a und dem Unterteil 64 bevorzugt das Laserschweißen Verwendung.

[0026] Wie man aus einer Zusammenschau der Fig. 3 und 4 erkennt, weist das Mittelteil 65 einen größeren Durchmesser D_1 auf, als das Mittelteil 65a mit dem Durchmesser D_2 . Somit weist auch das Mittelteil 65 eine größere Querschnittsfläche A_1 auf als das Mittelteil 65a mit der Querschnittsfläche A_2 . Während es bei den Kraftstoffeinspritzventilen 10 und 10a vorgesehen ist, die Ansteuerzeit t ausschließlich über eine Variation des Volumens des Steuerraums 37 zu beeinflussen, wird bei den Kraftstoffeinspritzventilen 60, 60a die Ansteuerzeit t hauptsächlich durch eine Variation des Durchmessers D bzw. der Querschnittsfläche A des Mittelteils 65, 65a beeinflusst. Hierbei ist es vorteilhafterweise vorgesehen, dass die unterschiedlichen Durchmesser D der Mittelteile 65, 65a zur Reduktion der Typenvielfalt lediglich in Stufen vorliegen, d.h., dass lediglich eine begrenzte Anzahl von Durchmessern D vorgesehen ist bzw. in der Fertigung zur Montage von Kraftstoffeinspritzventilen 60, 60a vorliegen. Ober die Variation bzw. Auswahl der Mittelteile 65, 65a wird dabei eine Grobanpassung der Ansteuerzeiten t bewirkt. Hierbei ist vorgesehen, dass, sollte sich eine bestimmte Ansteuerzeit t mittels zweier unterschiedlicher Durchmesser D verwirklichen lassen, stets der geringere Durchmesser D verwendet wird. Dies hat zur Folge, dass (im Vergleich zu dem größeren Durchmesser D) das Volumen des Steuerraums 37 kleiner ist, um die geringere Steifigkeit des mit dem relativ kleineren Durchmesser D ausgestatteten Mittelteils 65 auszugleichen. Die Feinabstimmung bezüglich der Ansteuerzeit t erfolgt bei dem gewählten Durchmesser D nunmehr durch eine entsprechende Verkürzung bzw. Reduzierung der Länge des Mittelteils 65, 65a derart, dass der Bereich des Oberteils 63, welcher sich in dem Ventilstück 32 befindet, etwas geringer in den Steuerraum 37 hineinragt.

[0027] Hierbei lässt sich das Verhältnis aus der Vergrößerung des Ventilnadelhubs ΔH aufgrund der Vergrößerung des Volumens des Steuerraums 37 zur Verkürzung des Nadelhubs aufgrund der Verkürzung der Ventilnadel ΔL berechnen nach:

$$\Delta H / \Delta L = (E(37) \times A(37)) / (E(65; 65a) \times A(65; 65a))$$

Wobei

$E(37)$ der Elastizitätsmodul des Kraftstoffs im Bereich des Steuerraums 37,

$A(37)$ die Querschnittsfläche A im Bereich des Steuerraums 37,

$E(65; 65a)$ der Elastizitätsmodul des Abschnitts 65; 65a,

$A(65; 65a)$ die Querschnittsfläche A im Bereich des Abschnitts 65; 65a bedeutet und wobei das Verhältnis $\Delta H / \Delta L$ erfindungsgemäß zwischen 100 und 500 liegt.

[0028] Die soweit beschriebenen Kraftstoffeinspritzventile 10, 10a und 60, 60a lassen sich in vielfältiger Art und Weise abwandeln bzw. modifizieren. Insbesondere kann auch die Magnetbaugruppe bzw. das Magnetventil 20 anders aufgebaut sein bzw. durch einen Piezo ersetzt werden. Auch wird ergänzend erwähnt, dass die Auslegung der Kraftstoffeinspritzventile 10, 10a, 60, 60a so erfolgen kann, dass das Magnetventil 20 bereits wieder geschlossen sein kann, bevor die Einspritzung beginnt bzw. die Durchgangsbohrung 34 freigegeben wird. Auf diese Art und Weise lassen sich Streuungen zwischen hintereinander folgenden Einspritzungen sowie Gegendruckabhängigkeiten reduzieren.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Herstellen eines Kraftstoffeinspritzventils (10; 10a; 60; 60a), bei dem eine wenigstens eine Kraftstoffaustrittsöffnung (49) verschließende Ventilnadel (40; 40a; 62; 62a) in ein Injektorgehäuse (11) eingesetzt wird, wobei das dem wenigstens eine Kraftstoffaustrittsöffnung (49) gegenüberliegende Ende der Ventilnadel (40; 40a; 62; 62a) in einem Ventilstück (32) geführt ist, das einen unter Druck stehenden, mit Kraftstoff befüllten Steuerraum (37) aufweist, wobei der Steuerraum (37) auf der der Ventilnadel (40; 40a; 62; 62a) abgewandten Seite von einem beim Öffnen einen Durchlass bildenden Schließelement (23) verschließbar ist, das zumindest mittelbar mit einem unter Niederdruck stehenden Kraftstoffrücklauf (5) verbunden ist, wobei nach dem Öffnen des Steuerraums (37) mittels des Schließelementes (23) im Steuerraum (37) vorhandenes Kraftstoffvolumen durch den Durchlass abströmt, wobei sich die Ventilnadel (40; 40a; 62; 62a) in Richtung des Schließelementes (23) bewegt, wobei die wenigstens eine Kraftstoffaustrittsöffnung (49) freigegeben wird und wobei zwischen dem Öffnen des Steuerraums (37) und dem Öffnen der wenigstens einen Kraftstoffaustrittsöffnung (49) eine Verzugszeit (t) aufgrund der Größe des Volumens des Steuerraumes (37) und aufgrund der durch den Elastizitätsmodul, den Durchmesser (D) und die Länge (L) der Ventilnadel (40; 40a; 62; 62a) hervorgerufenen Steifigkeit der Ventilnadel (40; 40a; 62; 62a) auftritt, **dadurch gekennzeichnet,** **dass** die Ventilnadel (62; 62a) aus zumindest einem im Steuerraum (37) angeordneten, standardisierten ersten Abschnitt (63) besteht, welcher auf der der Steuerkammer (37) abgewandten Seite mit einem zweiten zylindrischen

Abschnitt (65; 65a) der Ventalnadel (62; 62a) verbunden wird, und dass der Durchmesser (D) des zweiten zylindrischen Abschnitts (65; 65a) variiert wird, derart, dass zur Verkürzung der Verzugszeit (t) der Durchmesser (D) des zweiten zylindrischen Abschnitts (65; 65a) vergrößert und zu einer Verlängerung der Verzugszeit (t) der Durchmesser (D) des zweiten zylindrischen Abschnitts (65; 65a) verkleinert wird, und zur Erzielung gleicher Verzugszeiten (t) bei Kraftstoffeinspritzventilen (10; 10a; 60; 60a) mit unterschiedlich langen Injektorgehäusen (11) und unterschiedlich langen Ventilnadeln (40; 40a; 62; 62a) zumindest das Volumen des Steuerraums (37) derart angepasst wird, dass zur Verkürzung der Verzugszeit (t) das Volumen des Steuerraums (37) verkleinert und zu einer Verlängerung der Verzugszeit (t) das Volumen des Steuerraums (37) vergrößert wird, wobei der Durchmesser (D) des zweiten zylindrischen Abschnitts (65; 65a) in Durchmesserstufen variiert wird und eine Feinabstimmung der Verzugszeit (t) über eine Anpassung des Volumens des Steuerraums (37) über eine Variation der Länge des zweiten zylindrischen Abschnitts (65; 65a) erfolgt.

2. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,

dass die Geometrie des Steuerraums (37) in dem Bereich, in dem die Ventalnadel (40; 40a; 62; 62a) geführt ist als zylindrische Bohrung (38) mit stets demselben Durchmesser und stets derselben Tiefe ausgebildet ist und, dass die Anpassung des Volumens des Steuerraums (37) über eine Verkürzung oder Verlängerung des in dem Steuerraum (37) geführten Abschnitts (39; 39a) der Ventalnadel (40; 40a; 62; 62a) erfolgt.

3. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,

dass unter Berücksichtigung des minimal und maximal möglichen Volumens des Steuerraums (37) und der zur Verfügung stehenden Durchmesserstufen der Ventalnadel (62; 62a) derjenige Durchmesser (D) der Ventilnadeln (62; 62a) ausgewählt wird, welcher zu einem minimalen Volumen des Steuerraums (37) führt.

4. Verfahren nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet,

dass sich das Verhältnis aus der Vergrößerung des Ventalnadelhubs ΔH aufgrund der Vergrößerung des Volumens des Steuerraums (37) zur Verkürzung des Nadelhubs aufgrund der Verkürzung der Ventalnadel ΔL berechnet nach:

$$\Delta H / \Delta L = (E(37) \times A(37)) / (E(65; 65a) \times A(65; 65a))$$

wobei

$E(37)$ der Elastizitätsmodul des Kraftstoffs im Bereich des Steuerraums (37),

$A(37)$ die Querschnittsfläche (A) im Bereich des Steuerraums (37),

$E(65; 65a)$ der Elastizitätsmodul des Abschnitts (65; 65a),

$A(65; 65a)$ die Querschnittsfläche (A) im Bereich des Abschnitts (65; 65a)

bedeutet und wobei

das Verhältnis $\Delta H / \Delta L$ zwischen 100 und 500 liegt.

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1, 3 oder 4,
dadurch gekennzeichnet,

dass der zweite Abschnitt (65; 65a) der Ventalnadel (62; 62a) auf der dem standardisierten ersten Abschnitt (63) gegenüberliegenden Seite mit einem standardisierten dritten Abschnitt (64) verbunden ist.

6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1, 3, 4 oder 5,
dadurch gekennzeichnet,

dass die Verbindung zumindest zwischen dem zweiten Abschnitt (65; 65a) der Ventalnadel (62; 62a) und dem standardisierten ersten Abschnitt (63) und ggf. zwischen dem zweiten Abschnitt (65; 65a) der Ventalnadel (62; 62a) und dem dritten Abschnitt (64) durch Laserschweißen erfolgt.

Claims

1. Method for producing a fuel injection valve (10; 10a; 60; 60a), in which method a valve needle (40; 40a; 62; 62a) which closes off at least one fuel outlet orifice (49) is inserted into an injector housing (11), wherein the opposite end of the valve needle (40; 40a; 62; 62a) from the at least one fuel outlet orifice (49) is guided in a valve piece (32) which has a pressurized, fuel-filled control chamber (37), wherein the control chamber (37) can be closed off, on the side facing away from the valve needle (40; 40a; 62; 62a), by a closing element (23) which, when opened, forms a passage and which is connected at least indirectly to a fuel return line (5) at low pressure, wherein after the opening of the control chamber (37) by means of the closing element (23), fuel volume present in the control chamber (37) flows out through the passage, wherein the valve needle (40; 40a; 62; 62a) moves in the direction of the closing element (23), wherein the at least one fuel outlet orifice (49) is opened up, and wherein between the opening of the control chamber (37) and the opening of the at least one fuel outlet orifice (49) there is a delay time (t) owing to the size of the volume of the control chamber (37) and owing to the stiffness of the valve needle (40; 40a; 62; 62a) arising from the modulus of elasticity, the diameter (D) and the length (L) of the valve needle (40; 40a; 62; 62a),

characterized

in that the valve needle (62; 62a) is composed of at least a standardized first portion (63) arranged in the control chamber (37), which first portion is connected, on the side facing away from the control chamber (37), to a second cylindrical portion (65; 65a) of the valve needle (62; 62a), and in that the diameter (D) of the second cylindrical portion (65; 65a) is varied such that, to shorten the delay time (t), the diameter (D) of the second cylindrical portion (65; 65a) is increased and, to lengthen the delay time (t), the diameter (D) of the second cylindrical portion (65; 65a) is decreased, to attain equal delay times (t) in fuel injection valves (10; 10a; 60; 60a) with injector housings (11) of different length and with valve needles (40; 40a; 62; 62a) of different length, at least the volume of the control chamber (37) is adapted such that, to shorten the delay time (t), the volume of the control chamber (37) is decreased and, to lengthen the delay time (t), the volume of the control chamber (37) is increased, wherein the diameter (D) of the second cylindrical portion (65; 65a) is varied in diameter steps, and fine adjustment of the delay time (t) is carried out by means of an adaptation of the volume of the control chamber (37) by means of a variation of the length of the second cylindrical portion (65; 65a).

2. Method according to Claim 1,

characterized

in that the geometry of the control chamber (37) in the region in which the valve needle (40; 40a; 62; 62a) is guided is in the form of a cylindrical bore (38) with always the same diameter and always the same depth, and in that the volume of the control chamber (37) is adapted by means of a shortening or lengthening of that portion (39; 39a) of the valve needle (40; 40a; 62; 62a) which is guided in the control chamber (37).

3. Method according to Claim 1,

characterized

in that, taking into consideration the minimum and maximum possible volume of the control chamber (37) and the available diameter steps of the valve needle (62; 62a), that diameter (D) of the valve needles (62; 62a) is selected which leads to a minimum volume of the control chamber (37).

4. Method according to Claim 3,

characterized

in that the ratio of the enlargement of the valve needle stroke ΔH owing to the enlargement of the volume of the control chamber (37) to the shortening of the needle stroke owing to the shortening of the valve needle ΔL is calculated as follows:

$$\Delta H / \Delta L = (E(37) \times A(37)) / (E(65; 65a) \times A(65; 65a)),$$

where

E(37) is the modulus of elasticity of the fuel in the region of the control chamber (37),

A(37) is the cross-sectional area (A) in the region of the control chamber (37),

E(65; 65a) is the modulus of elasticity of the portion (65; 65a),

A(65; 65a) is the cross-sectional area (A) in the region of the portion (65; 65a),

and where

the ratio $\Delta H / \Delta L$ lies between 100 and 500.

5. Method according to one of Claims 1, 3 and 4,
characterized

in that the second portion (65; 65a) of the valve needle (62; 62a) is connected, on the opposite side from the standardized first portion (63), to a standardized third portion (64).

6. Method according to one of Claims 1, 3, 4 and 5,
characterized

in that the connection at least between the second portion (65; 65a) of the valve needle (62; 62a) and the standardized first portion (63) and if appropriate between the second portion (65; 65a) of the valve needle (62; 62a) and the third portion (64) is realized by laser welding.

Revendications

1. Procédé de fabrication d'une soupape d'injection de carburant (10 ; 10a ; 60 ; 60a), dans lequel une aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a) fermant au moins une ouverture de sortie de carburant (49) est insérée dans un boîtier d'injecteur (11), l'extrémité de l'aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a) opposée à l'au moins une ouverture de sortie de carburant (49) étant guidée dans une pièce de soupape (32) qui comprend un espace de commande (37) sous pression rempli de carburant, l'espace de commande (37) pouvant être fermé, du côté opposé à l'aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a), par un élément de fermeture (23) formant un passage lors de l'ouverture, lequel élément de fermeture est raccordé au moins indirectement à une conduite de retour de carburant (5) sous basse pression, le volume de carburant présent dans l'espace de commande (37) s'écoulant à travers le passage après l'ouverture de l'espace de commande (37) au moyen de l'élément de fermeture (23), l'aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a) se déplaçant en direction de l'élément de fermeture (23), l'au moins une ouverture de sortie de carburant (49) étant libérée et, entre l'ouverture de l'espace de commande (37) et l'ouverture de l'au moins une ouverture de sortie de carburant (49), un temps de retard (t) se produisant en raison de la grandeur du volume de l'espace de commande (37) et en raison de la rigidité de l'aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a) provoquée par le module d'élasticité, le diamètre (D) et la longueur (L) de l'aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a),
caractérisé

en ce que l'aiguille de soupape (62 ; 62a) est constituée d'au moins une première partie (63) standardisée disposée dans l'espace de commande (37), laquelle est raccordée à une deuxième partie cylindrique (65 ; 65a) de l'aiguille de soupape (62 ; 62a) du côté opposé à la chambre de commande (37), et en ce que le diamètre (D) de la deuxième partie cylindrique (65 ; 65a) est modifié de telle sorte que, pour raccourcir le temps de retard (t), le diamètre (D) de la deuxième partie cylindrique (65 ; 65a) est augmenté et, pour prolonger le temps de retard (t), le diamètre (D) de la deuxième partie cylindrique (65 ; 65a) est réduit et, pour obtenir des temps de retard (t) égaux en cas de soupapes d'injection de carburant (10 ; 10a ; 60 ; 60a) présentant des boîtiers d'injecteur (11) de différentes longueurs et des aiguilles de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a) de différentes longueurs, au moins le volume de l'espace de commande (37) est ajusté de telle sorte que, pour raccourcir le temps de retard (t), le volume de l'espace de commande (37) est réduit et, pour prolonger le temps de retard (t), le volume de l'espace de commande (37) est augmenté, le diamètre (D) de la deuxième partie cylindrique (65 ; 65a) étant modifié par échelons de diamètre et un réglage fin du temps de retard (t) s'effectuant par le biais d'un ajustage du volume de l'espace de commande (37) au moyen d'une variation de la longueur de la deuxième partie cylindrique (65 ; 65a).

2. Procédé selon la revendication 1,
caractérisé

en ce que la géométrie de l'espace de commande (37) dans la région dans laquelle l'aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a) est guidée est réalisée sous forme d'alésage cylindrique (38) présentant toujours le même diamètre et présentant toujours la même profondeur, et en ce que l'ajustage du volume de l'espace de commande (37) s'effectue par le biais d'un raccourcissement ou d'un prolongement de la partie (39 ; 39a) de l'aiguille de soupape (40 ; 40a ; 62 ; 62a) guidée dans l'espace de commande (37).

3. Procédé selon la revendication 1,
caractérisé

en ce qu'en tenant compte du volume minimal et maximal possible de l'espace de commande (37) et des échelons de diamètres disponibles de l'aiguille de soupape (62 ; 62a), le diamètre (D) des aiguilles de soupape (62 ; 62a) qui mène à un volume minimal de l'espace de commande (37) est sélectionné.

4. Procédé selon la revendication 3,

caractérisé

en ce que le rapport de l'augmentation de la course d'aiguille de soupape ΔH en raison de l'augmentation du volume de l'espace de commande (37) au raccourcissement de la course d'aiguille en raison du raccourcissement de l'aiguille de soupape ΔL est calculé comme suit :

$$\Delta H / \Delta L = (E(37) \times A(37)) / (E(65 ; 65a) \times (A(65 ; 65a)))$$

E (37) signifiant le module d'élasticité du carburant dans la région de l'espace de commande (37),
A (37) signifiant l'aire en section transversale (A) dans la région de l'espace de commande (37), E(65 ; 65a) signifiant le module d'élasticité de la partie (65 ; 65a),
A(65 ; 65a) signifiant l'aire en section transversale (A) dans la région de la partie (65 ; 65a),
et
le rapport $\Delta H / \Delta L$ se situant entre 100 et 500.

5. Procédé selon l'une quelconque des revendications 1, 3 ou 4,

caractérisé

en ce que la deuxième partie (65 ; 65a) de l'aiguille de soupape (62 ; 62a) est raccordée, du côté opposé à la première partie standardisée (63), à une troisième partie standardisée (64).

6. Procédé selon l'une quelconque des revendications 1, 3, 4 ou 5,

caractérisé

en ce que le raccordement au moins entre la deuxième partie (65 ; 65a) de l'aiguille de soupape (62 ; 62a) et la première partie standardisée (63) et éventuellement entre la deuxième partie (65 ; 65a) de l'aiguille de soupape (62 ; 62a) et la troisième partie (64) s'effectue par soudage au laser.

Fig. 1

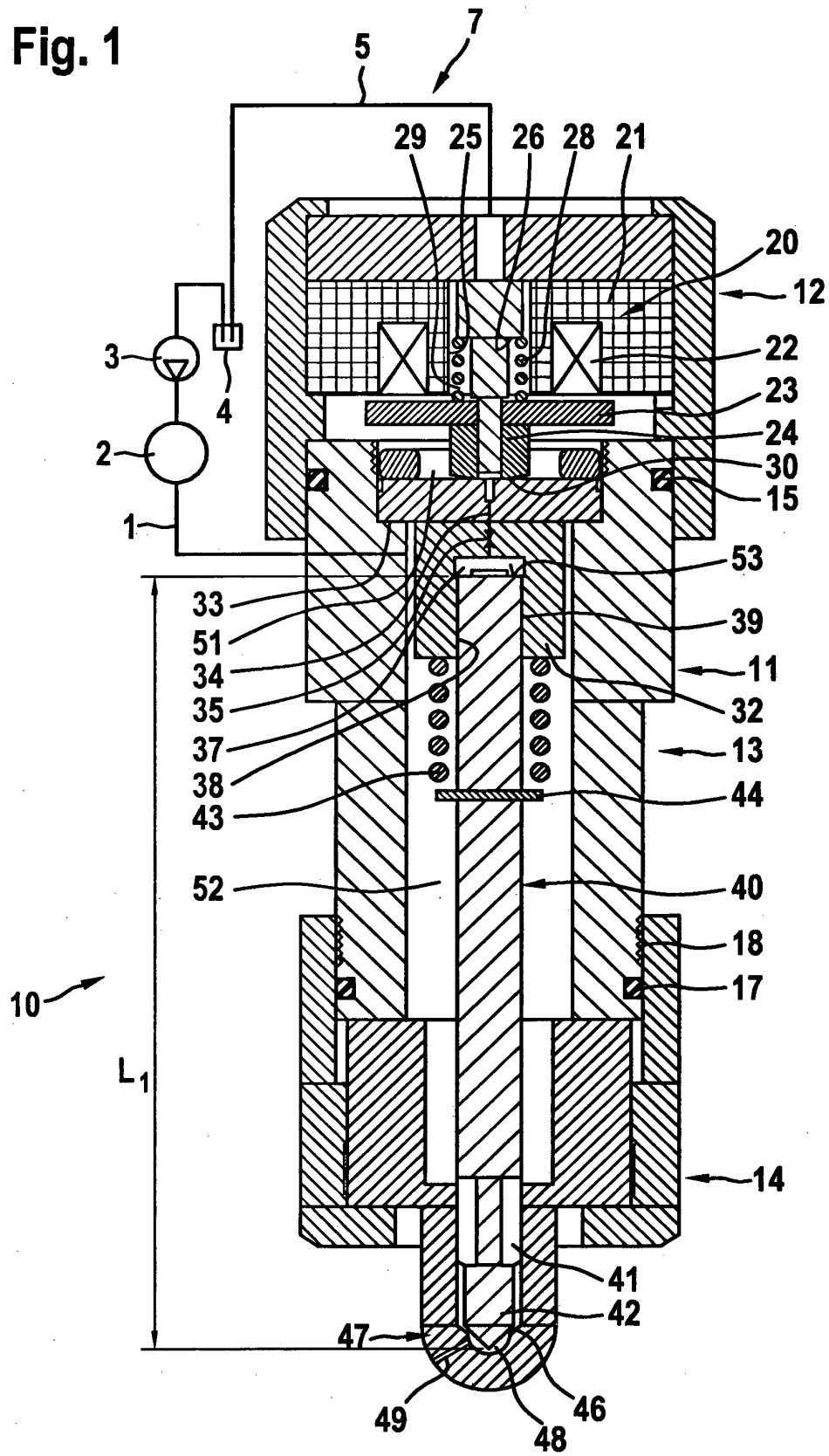


Fig. 2

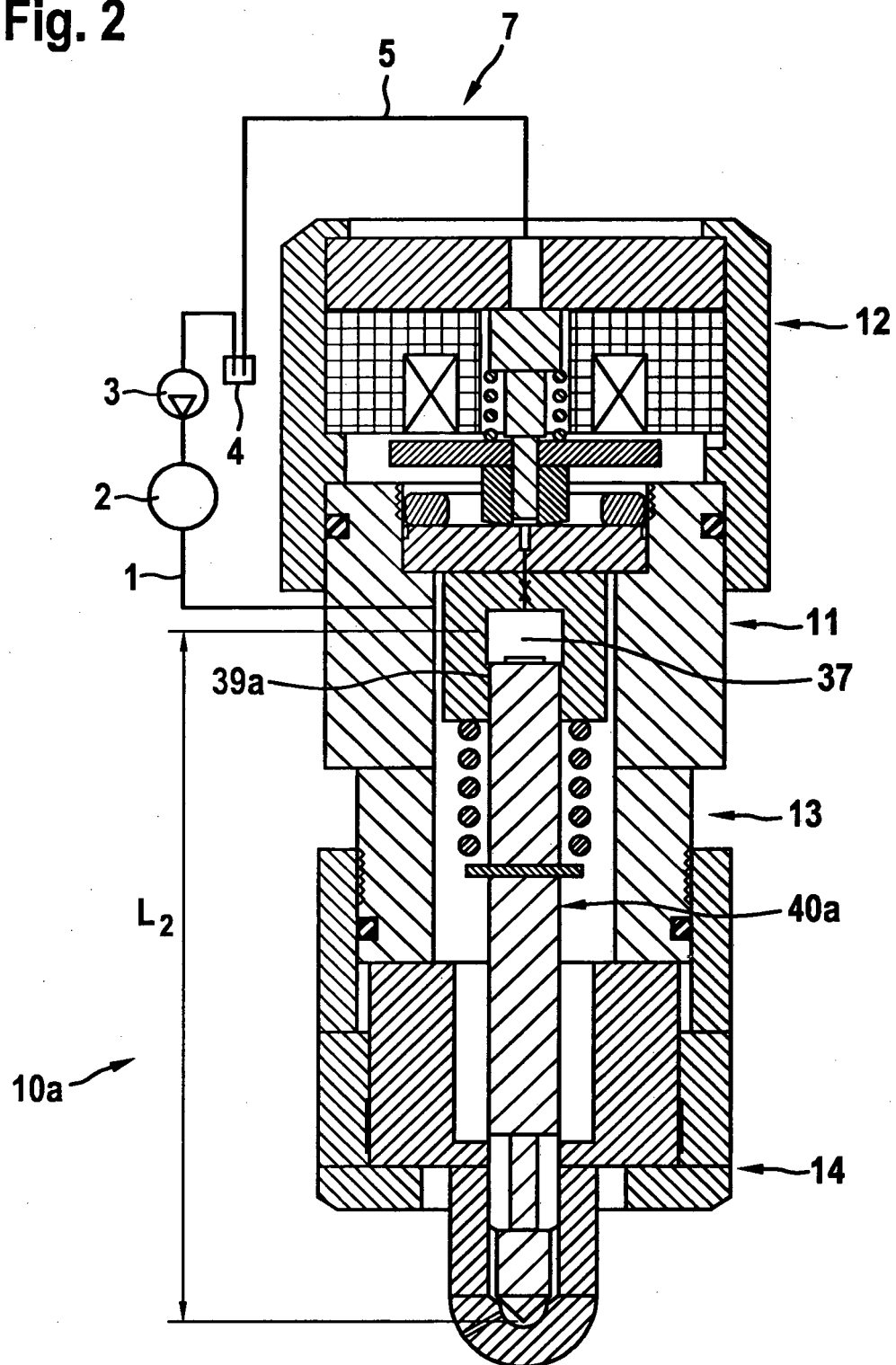


Fig. 3

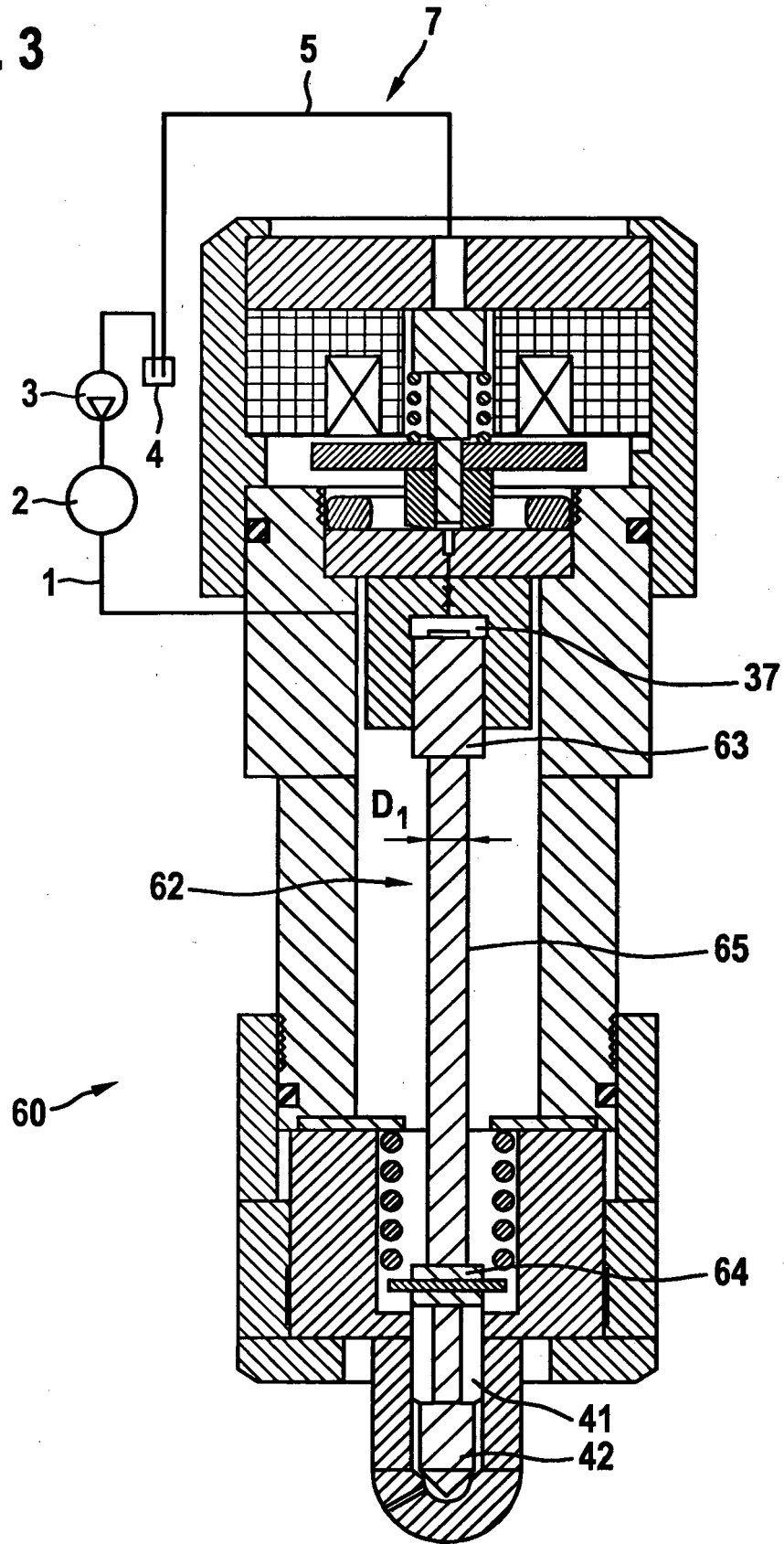
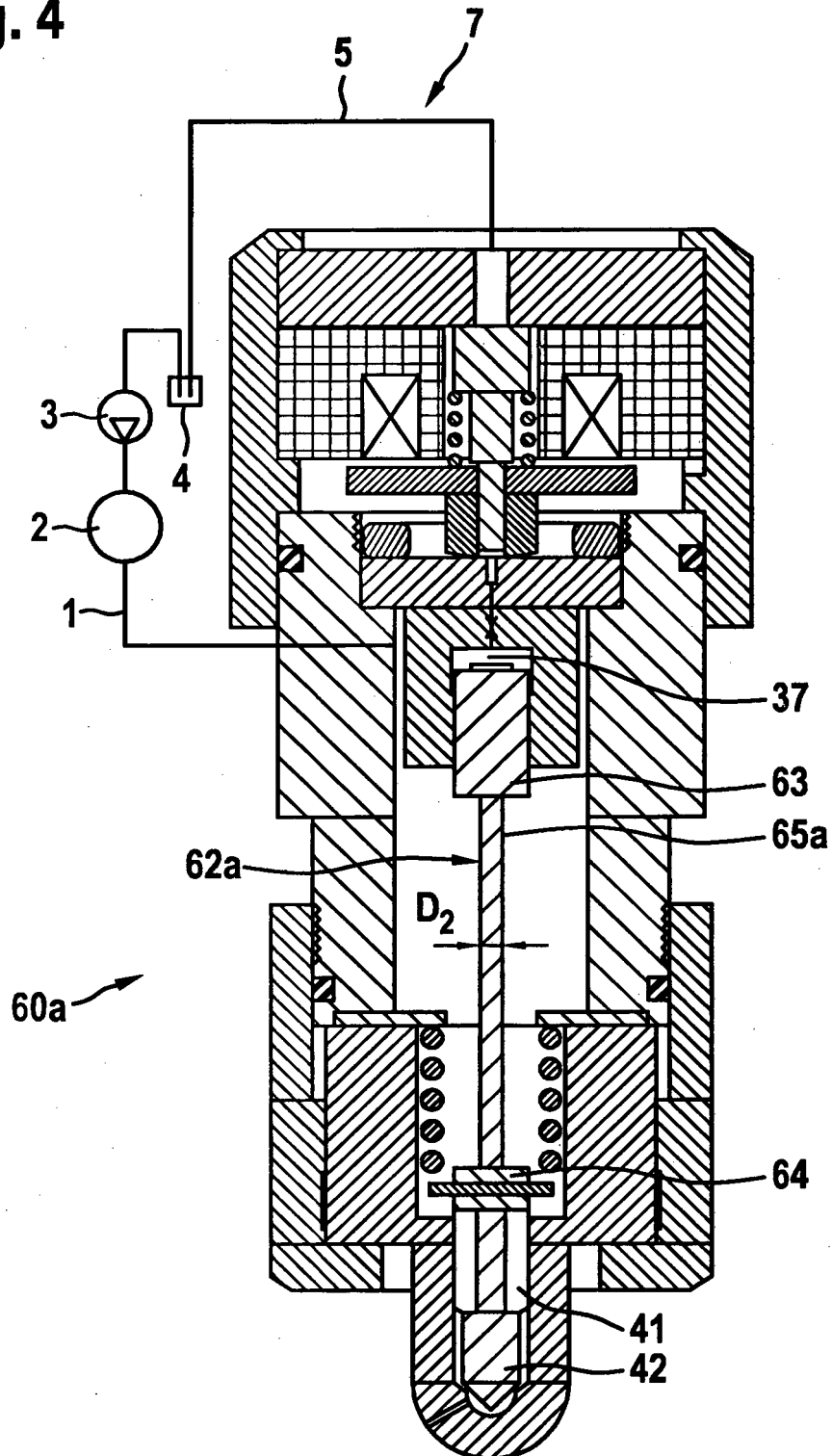


Fig. 4



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

- US 6213098 B1 [0004]