



(11) **EP 1 577 538 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
30.05.2007 Patentblatt 2007/22

(51) Int Cl.:
F02M 45/08 (2006.01) **F02M 61/20** (2006.01)
F02M 47/02 (2006.01) **F02M 57/02** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **05100197.2**

(22) Anmeldetag: **14.01.2005**

(54) **Kraftstoffeinspritzeinrichtung für Brennkraftmaschinen mit Nadelhubdämpfung**

Fuel injection device for internal combustion engines with needle lift damping

Dispositif d'injection de combustible pour des moteurs à combustion interne avec amortissement de la levée de l'aiguille

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **05.03.2004 DE 102004010760**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.09.2005 Patentblatt 2005/38

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

(72) Erfinder:
• **Brenk, Achim**
75236 Kaempfelbach (DE)
• **Kropp, Martin**
71732 Tamm (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-02/090754 **WO-A-03/069151**
WO-A-20/04003377 **DE-A1- 10 304 605**
US-A- 5 899 389

EP 1 577 538 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Kraftstoffeinspritz-einrichtung für Brennkraftmaschinen nach dem Oberbe-griff des Anspruchs 1.

Stand der Technik

[0002] Ein Kraftstoffinjektor mit zwei Lochreihen von Einspritzdüsen, denen eine innere und koaxial dazu eine äußere Düsennadel zugeordnet ist, ist beispielsweise aus DE 102 05 970 A1 bekannt. Derartige Einspritzdü-sen, die druckabhängig ansteuerbar unterschiedliche Einspritzquerschnitte freigeben, werden auch als Vari-odüsen bezeichnet. Der äußeren und inneren Düsennadel ist jeweils ein Steuerkolben zugeordnet, die jeweils auf einen kraftstoffgefüllten hydraulischen Raum einwir-ken, so dass die hydraulischen Räume als aktiv beschalte-te Stellräume wirken. Die beiden Stellräume sind über einen Verbindungskanal hydraulisch miteinander verbunden. Der Stellraum der äußeren Düsennadel ist über eine Ablaufdrossel mit einem Niederdruck-Rück-laufsystem verbindbar. Der Verbindungskanal ist dabei so bemessen, dass beim Öffnen der Ablaufdrossel zuerst der Druck im Stellraum der äußeren Düsennadel ab-fällt und erst mit einer zeitlichen Verzögerung der Druck im Stellraum der inneren Düsennadel.

[0003] Zur Steigerung des Einspritzdrucks, der über dem Druckniveau des Druckspeichers (Common Rail) liegt, ist aus DE 102 29 417 A1 eine Kraftstoffeinspritz-einrichtung mit Druckübersetzungseinrichtung bekannt, bei der zusätzlich zur Verbesserung der Einspritzcharakteristik und zur Erhöhung des Wirkungsgrades ebenfalls eine Variodüse eingesetzt ist. Die Variodüse weist zwei koaxial angeordneten Düsennadeln auf. Dabei wird der Öffnungsdruck der inneren Düsennadel per Federunterstützung auf ein konstantes Niveau bzw. mit Hilfe eines zusätzlichen Assistenzdrucks auf ein bestimmtes Ver-hältnis von Raildruck und Öffnungsdruck eingestellt. Da-durch ist eine Anpassung des hydraulischen Durchflus-ses durch den Kraftstoffinjektor an den Lastpunkt des Verbrennungsmotors möglich. Dabei wird die innere Dü-sennadel so eingestellt, dass sie erst bei relativ hohen Drücken von beispielsweise größer 1500 bar öffnet, um somit gute Emissionswerte im Teillastzustand des Ver-brennungsmotors zu erreichen. Die Einstellung des kon-stanten Öffnungsdrucks für die innere Düsennadel ist da-bei sehr toleranzempfindlich, da mit der Öffnung der in-neren Düsennadel ein Mengensprung in der Einspritz-menge einhergeht. Insofern machen sich Exemplar-streuungen besonders unangenehm bemerkbar. Bei der anderen Variante, den Öffnungsdruck der inneren Dü-sennadel über das konstante Verhältnis von Assistenz-druck und Düsendruck zu erreichen, öffnet die innere Düsennadel auch bereits bei Teillast des Verbrennungs-motors.

[0004] Um die Auswirkungen der Streuungen in der Ansteuerdauer des Stellventils auf die Einspritzmenge

bei Kraftstoffeinspritzeinrichtungen mit Druckübersetzer zu verhindern, wurde bereits in DE 102 29 415.1 vorge-schlagen, die Öffnungsgeschwindigkeit einer einzelnen Düsennadel zu dämpfen, ohne dass ein schnelles Schlie-ßen der Düsennadel beeinträchtigt wird. Dabei ist im Schließraum der Düsennadel ein Dämpfungskolben axi-al geführt angeordnet, der einen Dämpfungsraum be-grenzt und über einen Überströmkanal mit dem Schließraum der Düsennadel in Verbindung steht.

Vorteile der Erfindung

[0005] Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzeinrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des An-spruchs 1 hat den Vorteil, dass sich die Öffnungsge-schwindigkeit der inneren Düsennadel und damit die Ein-spritzrate abstimmen lässt. Die innere Düsennadel der Variodüse ist dabei aktiv oder passiv schaltbar, so dass der Düsennöffnungsdruck der inneren Düsennadel so ein-gestellt werden kann, dass diese erst bei einer Anforde-rung im Volllastbereich öffnet. Dadurch ist eine verbes-serte Kleinstmengenfähigkeit und ein flaches Einspritz-mengenkennfeld für Kraftstoffinjektoren mit Variodüse erzielbar, so dass eine weitere Verbesserung der Emis-sionswerte und des Geräuschverhaltens erreicht wird. Insofern ist ein angepasster Einspritzratenverlauf mit dem Ziel der Geräuschreduzierung ohne Voreinsprit-zung in weiten Lastbereichen auch bei Höchstdruckein-spritzsystemen mit Drücken über 2000 bar möglich.

[0006] Mittels der erfindungsgemäßen Merkmalen, wonach die äußere Düsennadel zusätzlich mit einer Druckfläche einem Schließraum ausgesetzt ist und die mit dem Dämpfungsraum verbundene Ablaufdrossel ei-ne größere Drosselwirkung aufweist, werden Druckver-hältnisse im Dämpfungsraum und im Schließraum er-zielt, die bewirken, dass zuerst der Druck im Schließraum abfällt und erst mit einer zeitlichen Verzögerung auch der Druck im Dämpfungsraum. Dadurch öffnet zunächst die äußere Düsennadel und erst nach Einwirken der äuße-ren Düsennadel über den äußeren Dämpfungskolben auf den zugeordneten Dämpfungsraum hebt die innere Düsennadel ab.

[0007] Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind durch die Maßnahmen der Unteransprüche möglich.

[0008] Eine wirksame druckabhängige Steuerung der Öffnung der äußeren und der inneren Düsennadel in Ab-hängigkeit von den im Dämpfungsraum und im Schließraum herrschenden Drücken wird erreicht, wenn die in Schließrichtung wirkende Druckfläche der äußeren Düsennadel zwischen dem äußeren Dämpfungskolben und der Düsennadel ausgebildet ist und in eine zwischen dem Dämpfungskolben und der äußeren Düsennadel ausgebildeten Trennfuge weist. Besonders zweckmäßig ist es, wenn der Dämpfungsraum über eine hydraulische Verbindung mit dem Schließraum verbunden ist, wobei die hydraulische Verbindung von einem zwischen einem der äußeren Düsennadel zugeordneten äußeren Dämp-fungskolben und einem der inneren Düsennadel zuge-

ordneten inneren Dämpfungskolben ausgebildeten Verbindungskanal und einem zwischen der düsennadelseitigen Stirnflächen des äußeren Dämpfungskolbens und der dämpfungskolbenseitigen Stirnfläche der äußeren Düsennadel ausgebildeten Trennfuge gebildet ist. Dadurch wird ein schnelles Schließen der inneren Düsennadel ermöglicht, wobei die innere Düsennadel annähernd gleichzeitiges mit der äußeren Düsennadel schließt. Zur Unterstützung der Schließwirkung der inneren Düsennadel ist es zweckmäßig, wenn diese im Schließraum eine in Schließrichtung wirkende zusätzliche Druckfläche aufweist. Durch eine zusätzliche raildruckabhängige Entlastung des inneren Dämpfungskolbens über einen separaten inneren Dämpfungsraum wird ein Addieren der Schließkräfte der inneren Düsennadel derart bewirkt, dass ein Öffnen nur oberhalb eines einstellbaren Raildrucks erfolgt.

[0009] Eine weitere Ausführungsform, die keine Raildruckunterstützung benötigt, besteht darin, dass ein separater Dämpfungsraum für die innere Düsennadel mit Hilfe einer Steuerleitung und einer Drossel befüllt wird. Bei Erreichen eines Öffnungsdrucks von beispielsweise 1000 bar öffnet ein Rückschlagventil und die innere Düsennadel kann in Abhängigkeit des Drucks im Dämpfungsraums öffnen. Die Drossel muss dabei so gestaltet sein, dass die Entlastung des inneren Dämpfungsraums während der Einspritzung mit Raildruck kleiner 1000 bar nicht zu einem ungewollten Öffnen der inneren Düsennadel führt. Die Trägheit des Rückschlagventils ist dabei auf die Einspritzdauer abgestimmt, damit das Rückschlagventil nach Unterschreiten des nominellen Öffnungsdrucks lange genug geöffnet bleibt, um die innere Düsennadel zu aktivieren.

[0010] Bei einer weiteren Ausführungsform, die ebenfalls keine Raildruckunterstützung benötigt, wird der Dämpfungsraum mittels einer Kombination zweier Rückschlagventile gesteuert. Das erste Rückschlagventil hat hierbei einen wesentlich höheren Öffnungsdruck als das zweite Rückschlagventil.

Zeichnung

[0011] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert.

[0012] Es zeigen

- Figur 1 eine Prinzipdarstellung einer erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzeinrichtung gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel,
- Figur 2 das Ausführungsbeispiel gemäß Figur 1 in einer abgewandelten Ausführungsform,
- Figur 3 eine Prinzipdarstellung einer erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzeinrichtung gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel,
- Figur 4 eine Prinzipdarstellung einer erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzeinrichtung gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel,

Figur 5 eine erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzeinrichtung gemäß einem vierten Ausführungsbeispiel,

Figur 6 eine erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzeinrichtung gemäß einem fünften Ausführungsbeispiel,

Figur 7 eine Darstellung der Druckverläufe des Kraftstoffinjektors gemäß Figur i.

10 Ausführungsbeispiele

[0013] Die in den Figuren 1 bis 6 dargestellte Kraftstoffeinspritzeinrichtung umfasst einen Kraftstoffinjektor 1 und einen Hochdruckspeicher 2 (Common Rail), wobei der Kraftstoffinjektor 1 über den Hochdruckspeicher 2 mit unter hohem Druck stehendem Kraftstoff versorgt wird. Der Kraftstoffinjektor 1 enthält einen Druckverstärker 5, ein Steuerventil 8 sowie ein Einspritzventil 6, über welches in einen nicht dargestellten Brennraum einer Brennkraftmaschine am brennraumseitigen Ende Kraftstoff eingespritzt wird. Das Steuerventil 8, das beispielsweise als 3/2-Wege-Ventil ausgeführt ist, wird bei den vorliegenden Ausführungsbeispielen von einem Elektromagneten betätigt. Es ist aber auch möglich, das Steuerventil 8 von einem Piezo-Aktor zu betätigen.

[0014] Das Einspritzventil 6 verfügt über eine koaxiale Düsennadel mit einer äußeren Düsennadel 11 und einer inneren Düsennadel 12. Die Düsennadeln 11, 12 sind ineinander liegend geführt und unabhängig voneinander betätigbar. Das Einspritzventil 6 besitzt ferner zwei Lochreihen von Einspritzdüsen, wobei äußere Einspritzdüsen 61 der äußeren Düsennadel 11 und innere Einspritzdüsen 62 der inneren Düsennadel 12 zugeordnet sind. Die äußere Düsennadel 11 weist innerhalb eines Düsenraums 27 eine Druckschulter 63 auf. Brennraumseitig ist die innere Düsennadel 12 mit einer Druckfläche 64 ausgeführt, die den inneren Einspritzdüsen 62 vorgeschaltet ist. An der dem Brennraum abgewandten Seite ist ein Schließraum 29 angeordnet, in den die äußere Düsennadel 11 mit einer in Schließrichtung wirkenden dämpfungskolbenseitigen Stirnfläche 37 liegt. Der koaxialen Düsennadel ist eine Dämpfungseinrichtung 40 zugeordnet, die im Zusammenhang mit den einzelnen Ausführungsbeispielen näher erläutert wird.

[0015] Vom schematisch angedeuteten Hochdruckspeicherraum 2 gelangt Kraftstoff über eine kombiniertes Rückschlag-/Drosselventil 13 und eine Raildruckleitung 14 in einen Druckraum 15 des Druckverstärkers 5. Der Druckverstärker 5 umfasst neben dem erwähnten Druckraum 15, einen Rückraum 16 und einen Hochdruckraum 25. Innerhalb des Druckverstärkers 5 ist ein axial verschiebbarer Stufenkolben 9 aufgenommen, der einen ersten Teilkolben 18 umfasst, der im Vergleich zu einem zweiten Teilkolben 19 mit einem eine Führung ermöglichenden größeren Durchmesser ausgebildet ist. Der Stufenkolben 9 kann dabei sowohl aus zwei separaten Bauteilen bestehen als auch aus einem Bauteil gefertigt werden. Der Stufenkolben 9 weist ferner eine in den

Druckraum 15 hinein ragende Kolbenstange 17 mit Federhalter 20 für eine Rückstellfeder 21 auf, die dem Federhalter 21 entgegengesetzt an einer Scheibe 22 aufliegt. Der zweite Teilkolben 19 begrenzt mit seiner Stirnfläche den Hochdruckraum 25, an welchem eine Hochdruckleitung 26 angeschlossen ist, die den Düsenraum 27 des Einspritzventils 6 mit unter sehr hohem Druck stehendem Kraftstoff beaufschlagt.

[0016] Vom Rückraum 16 des Druckverstärkers 5 zweigt eine erste Leitung 23 und eine zweite Leitung 24 ab, wobei die erste Leitung 23 zu einem Anschluss des Steuerventils 8 und die zweite Leitung 24 über eine Schließraumdrössel 31 in den Schließraum 29 des Einspritzventils 6 führt. Der Schließraum 29 ist über ein Rückschlagventil 32 ferner an die Hochdruckleitung 26 angeschlossen.

[0017] Der zweite Anschluss des Steuerventils 8 ist über eine Steuerleitung 33 mit dem Druckraum 15 des Druckverstärkers 5 verbunden. Der dritte Anschluss des Steuerventils 8 ist an eine Rücklaufleitung 34 angeschlossen, die in ein Niederdruck-Rücklaufsystem 35 führt.

[0018] Bei dem in Figur 1 und 2 dargestellten Ausführungsbeispiel verfügt die Dämpfungseinrichtung 40 über einen ersten, äußeren Dämpfungskolben 41, der in einer an den Schließraum 29 sich anschließenden Bohrung 42 geführt ist, und über einen zweiten, inneren Dämpfungskolben 43, der in Form einer Kolbenstange durch den ersten Dämpfungskolben 41 hindurchgeführt ist. Der äußere Dämpfungskolben 41 ist mittels einer Druckfeder 44 im Schließraum 29 vorgespannt und besitzt innerhalb des Schließraums 29 eine düsenadelseitige Stirnfläche 47, die an der dämpfungskolbenseitigen Stirnfläche 37 der äußeren Düsennadel 11 anliegt. Zwischen der düsenadelseitigen Stirnfläche 47 und der dämpfungskolbenseitigen Stirnfläche 37 ist eine Trennfuge 45 ausgebildet. Der äußere Dämpfungskolben 41 weist außerdem eine ringförmige Stirnfläche 51 auf. Der innere Dämpfungskolben 43 hat eine kreisförmige Stirnfläche 52 und steht mit der inneren Düsennadel 12 in Wirkbeziehung, wobei der innere Dämpfungskolben 43 einstückig oder zweistückig mit der inneren Düsennadel 12 hergestellt werden kann. Die ringförmige Stirnfläche 51 des äußeren Dämpfungskolbens 41 und die kreisförmige Stirnfläche 52 des inneren Dämpfungskolbens 43 weisen jeweils in einen Dämpfungsraum 50. Zwischen dem inneren Dämpfungskolben 43 und der Innenzylinderwandung des äußeren Dämpfungskolbens 41 ist ein Strömungskanal 46 in Form eines Ringspaites ausgeführt, der vom Dämpfungsraum 50 zur Trennfuge 45 führt. Der Dämpfungsraum 50 ist über eine Leitung 53 mit einer Ablaufdrössel 54 an die zweite Leitung 24 angeschlossen.

[0019] Weiterhin ist zur Unterstützung der inneren Düsennadel 12 eine weitere Druckfläche 36 am inneren Dämpfungskolben 43 ausgebildet, die beispielsweise innerhalb des Strömungskanals 46 in Schließrichtung wirkt. Damit ist das Öffnen der inneren Düsennadel 12 sowohl abhängig vom Druck im Schließraum 29 als auch

vom Druck innerhalb des gemeinsamen Dämpfungsraums 50.

[0020] In einem Grundzustand, bei dem die Düsen 61, 62 von der äußeren und der inneren Düsennadel 11, 12 verschlossen sind, sind alle Druckräume im Druckverstärker 5 mit Rail- bzw. Systemdruck beaufschlagt. Der Stufenkolben 9 ist dabei druckausgeglichen. In diesem Zustand ist der Druckverstärker 5 deaktiviert, wobei der Stufenkolben 9 über die Rückstellfeder 21 in seine Ausgangslage zurückgestellt und der Druckraum 15 dabei über das Rückschlagventil 13 befüllt wurde. Im Grundzustand liegt außerdem Raildruck im Schließraum 29 und im Dämpfungsraum 50 an. Aufgrund der Flächenverhältnisse der Stirnflächen 51, 52 und der Druckflächen 63, 64 wirkt eine hydraulische Schließkraft auf die innere und äußere Düsennadel 11, 12. Die auf den äußeren Dämpfungskolben 41 und damit auf die äußere Düsennadel 11 einwirkende Druckfeder 44 unterstützt außerdem den Schließvorgang. In Folge dessen kann der Raildruck ständig im Düsenraum 27 anstehen, ohne dass die äußere Düsennadel 11 sich öffnet.

[0021] Um ein Öffnen der äußeren Düsennadel 11 zu bewirken, muss der Druck im Düsenraum 27 über den Raildruck ansteigen, was durch Zuschalten des Druckverstärkers 5 erreicht wird. Dies wird, wie in den Figuren 1 bis 7 dargestellt, durch eine Druckentlastung des Rückraums 16 des Druckverstärkers 5 eingeleitet, indem durch Aktivierung des Elektromagneten das Steuerventil 8 in die dargestellte Schaltstellung gebracht wird. Dadurch wird der Rückraum 16 vom Raildruck bzw. von der Systemdruckversorgung abgetrennt und mit der Rücklaufleitung 34 und dadurch mit dem Niederdruck-Rücklaufsystem 35 verbunden. Der Druck im Rückraum 16 fällt ab, wodurch der Druckverstärker 5 aktiviert wird und dabei der Stufenkolben 9 mit dem Teilkolben 19 den im Hochdruckraum 25 befindlichen Kraftstoff komprimiert. Der verdichtete Kraftstoff wird über die Hochdruckleitung 26 in den Düsenraum 27 geleitet. Gleichzeitig wird der Schließraum 29 über die Schließraumdrössel 31 entlastet, so dass durch Einwirkung des Hochdrucks auf die Druckschulter 63 die äußere Düsennadel 11, wie dargestellt, angehoben wird, wodurch die Einspritzung über die äußeren Einspritzdüsen 61 beginnt. Durch die dabei entstehende Aufwärtsbewegung der äußeren Düsennadel 11 wird durch die Stirnfläche 51 des ersten Dämpfungskolbens 41 ein Volumen im Dämpfungsraum 50 komprimiert, wobei der komprimierte Kraftstoff aus dem Dämpfungsraum 50 über die Ablaufdrössel 54 in die entlastete Leitung 24 strömen kann. Die Ablaufdrössel 54 besitzt dabei eine größere Drösselwirkung als die Schließraumdrössel 31, so dass es zu der Dämpfungswirkung des äußeren Dämpfungskolbens 41 im Dämpfungsraum 50 kommen kann. Durch eine geeignete Dimensionierung der Ablaufdrössel 54 lässt sich die Öffnungsgeschwindigkeit der äußeren Düsennadel 11 und damit die Einspritzrate abstimmen. Nach dem Abheben der äußeren Düsennadel 11 und Freigeben der äußeren Einspritzdüsen 61 wirkt der Druck im Druckraum 27

ebenfalls auf die Druckfläche 64 der inneren Düsennadel 12. Auf Grund des auf die Stirnfläche 52 im Dämpfungsraum 50 wirkenden Drucks und des auf die Druckfläche 64 an der Düsennadel 12 wirkenden Drucks wird eine resultierende Schließkraft wirksam, die die innere Düsennadel 12 geöffnet. Der Öffnungszeitpunkt der inneren Düsennadel 12 lässt sich dabei über eine Abstimmung der Druckfläche der Stirnfläche 52 über den Durchmesser des inneren Dämpfungskolbens 43 sowie den Durchfluss der Ablaufdrossel 54 beeinflussen. Die Stirnfläche 52 des inneren Dämpfungskolbens 43 ist zweckmäßigerweise derart dimensioniert, dass die innere Düsennadel 12 bei Erreichen des Maximalhubs der äußeren Düsennadel 11 öffnet. Durch diese Abstimmung öffnet die innere Düsennadel 12 für einen weiten Raildruckbereich, d.h., auch in Teillast passiv durch Erreichen des Hubanschlags der äußeren Düsennadel 11.

[0022] Der Schließvorgang der Variodüse wird durch einen weiteren Schaltvorgang des Steuerventils 8 durch Druckbeaufschlagung der Steuerleitung 33 eingeleitet, wodurch über die Leitungen 23, 24 der Rückraum 16 und der Schließraum 29 wieder an den Raildruck bzw. Systemdruck angelegt wird. Das Schließen der äußeren Einspritzdüsen 61 erfolgt durch Befüllen des Schließraums 29 und des dort anliegenden Drucks, der über die Trennfuge 45 auf die in Schließrichtung wirkende dämpfungskolbenseitige Stirnfläche 37 der äußeren Düsennadel 11 wirkt, sowie mit Unterstützung der auf den äußeren Dämpfungskolben 41 wirkenden Druckfeder 44. Weil die Drosselwirkung der Ablaufdrossel 54 größer ist als die Drosselwirkung der Schließraumdrossel 31 entsteht zwischen Schließraum 29 und Dämpfungsraum 50 ein Druckunterschied. Aufgrund des Druckunterschieds wirkt zunächst über die Trennfuge 45 eine Kraft auf die in Schließrichtung wirkende dämpfungskolbenseitige Stirnfläche 37 der äußeren Düsennadel 11. Gleichzeitig wird durch das Freigeben der Trennfuge 45 Kraftstoff im Wesentlichen ungedrosselt über die hydraulische Verbindung Trennfuge 45 und Strömungskanal 46 in den Dämpfungsraum 50 geleitet, so dass anhand der Drücke an der Stirnfläche 52 und der Druckfläche 64 eine resultierende Schließkraft auch auf die innere Düsennadel 12 wirkt, die diese nach unten zum Schließen der inneren Einspritzdüsen 62 bewegt. Dadurch wird ein schnelles Schließen der inneren Düsennadel 12 erreicht, das gleichzeitig mit der äußeren Düsennadel 11 einsetzt.

[0023] Der Ablauf der Bewegungen der Düsennadeln 11 und 12 und des Druckverlaufes an den Druckflächen der Düsennadeln 11, 12 und im Dämpfungsraum 50 sowie der resultierenden Schließkraft für die innere Düsennadel 12 wird nachfolgend anhand der in Figur 7 dargestellten Druck- und Kraftverläufe erläutert, wobei der Düsendruck an den Druckflächen der Düsennadeln 11, 12 mit p_1 , der Dämpferdruck im Dämpfungsraum 50 mit p_2 und die aus den Druckkräften an der Druckfläche 64 und der Stirnfläche 52 der inneren Düsennadel 12 wirkenden Druckkräfte resultierenden Schließkraft der inneren Düsennadel 12 mit F_s bezeichnet sind.

Zunächst besitzt der Düsendruck p_1 und der Dämpferdruck p_2 den Wert des Raildrucks p_R von beispielsweise 1350 bar. Die Schließkraft F_s ist bis dahin als resultierende Kraft zwischen den Druckkräften an der Druckfläche 64 und der Stirnfläche 52 positiv. Der Zeitpunkt t_1 stellt den Schaltzeitpunkt des Steuerventils 8 dar, mit dem das Steuerventil 8 eine Druckentlastung des Rückraums 16 des Druckverstärkers 5 durch die in Figur 1 dargestellte Schaltstellung einleitet. Etwas zeitverzögert setzt dann auf Grund der Bewegung des Stufenkolbens 9 eine Komprimierung des Kraftstoffs im Hochdruckraum 25 ein, so dass der Düsendruck p_1 ansteigt, wodurch die äußere Düsennadel 11 abhebt und es zur Einspritzung über die äußeren Einspritzdüsen 61 kommt. Dabei wird gleichzeitig der äußere Dämpfungskolben 41 in Richtung Dämpfungsraum 50 bewegt, was zunächst einen leichten Druckanstieg des Dämpferdrucks p_2 bis zu einem Zeitpunkt t_2 bewirkt. Das leichte Absinken der Schließkraft F_s an der inneren Düsennadel 11 kommt daher, weil aufgrund des Öffnens der äußeren Düsennadel 11 und des Druckanstiegs im Dämpfungsraum 50 zunächst nur eine geringe Kräfteverschiebung an der inneren Düsennadel 12 eintritt. Zum Zeitpunkt t_2 ist die äußere Düsennadel 11 und damit der äußere Dämpfungskolben 41 am oberen Endanschlag und der Druck p_2 im Dämpfungsraum 50 sinkt danach stark ab. Gleichzeitig sinkt die auf die innere Düsennadel 12 wirkende Schließkraft F_s sprunghaft unterhalb Null, d.h., dass die auf die Druckfläche 64 wirkende Kraft die auf die Stirnfläche 52 wirkende Kraft übersteigt. Dadurch kommt es zum Öffnen der inneren Düsennadel 12 kurz nach t_2 . Der Zeitpunkt t_3 ist der zweite Schaltzeitpunkt des Steuerventils 8, der die Entlastung der Leitung 23 über die Rücklaufleitung 24 abschließt, so dass der Aufbau eines druckausgeglichene Systems beginnt. Mit dem Zeitpunkt t_3 wird erneut Rail- bzw. Systemdruck über die Schließraumdrossel 31 im Schließraum 29 sowie über die Ablaufdrossel 54 und über die Trennfuge 45 und den Strömungskanal 46 im Dämpfungsraum 50 aufgebaut. Gleichzeitig wird der Stufenkolben 9 durch die Rückstellfeder 21 in seine Ausgangsstellung gebracht. Der Druck p_2 im Dämpfungsraum 50 steigt somit wieder an und gleichzeitig erhöht sich die Kraftkomponente an der Stirnfläche 52 und die Schließkraft F_s steigt ebenfalls, so dass beim Nulldurchgang wieder eine positive Schließkraft F_s auf die innere Düsennadel 12 wirkt und die inneren Einspritzdüsen 62 zum Zeitpunkt t_4 verschlossen werden. Durch die Unterstützung der Druckfeder 44 hat zum gleichen Zeitpunkt die äußere Düsennadel 11 die äußeren Einspritzdüsen 61 verschlossen. Gleichzeitig hat der Verlauf des Düsendrucks p_1 zum Zeitpunkt t_4 den Raildruck p_R von 1350 bar wieder erreicht. Der im Druckverlauf erkennbare Unterschwinger bezüglich des Düsendrucks p_1 wird durch die kurzzeitige Dekompression des Druckraums 25 durch Zurückfahren des Stufenkolbens 9 ausgelöst. Kurz darauf ist zum Zeitpunkt t_5 der eingeschwungene Zustand erreicht, das System ist druckausgeglichene und

die Einspritzdüsen 61, 62 sind geschlossen. Ein erneuter Öffnungsvorgang der Einspritzdüsen 61, 62 setzt mit erneuter Ansteuerung des Steuerventils 8 ein.

[0024] Figur 2 zeigt eine weitergebildete Ausführungsform des Ausführungsbeispiels in Figur 1, wobei zusätzlich zur Ablaufdrossel 54 eine Befüllungsleitung 55 in den Dämpfungsraum 50 führt und ein Rückschlagventil 56 zwischengeschaltet ist, das gegen eine Entleerung des Dämpfungsraums 50 in die Leitung 24 wirkt. Dadurch ist in der Schaltstellung zum Schließen der Düsennadeln 11, 12 ein zur Ablaufdrossel 54 zusätzlicher Pfad zum Befüllen des Dämpfungsraums 50 geschaffen. Bei dieser Ausführungsform kann die in Figur 1 beschriebene zusätzliche Befüllung des Dämpfungsraums 50 über die Trennfuge 45 und den Strömungskanal 46 entfallen. Es ist aber genauso denkbar, beide Befüllungspfade vorzusehen.

[0025] Bei dem in Figur 3 dargestellten zweiten Ausführungsbeispiel ist jedem Dämpfungskolben 41, 43 jeweils ein separater Dämpfungsraum zugeordnet. Der äußere Dämpfungskolben 41 weist dabei in einen ersten Dämpfungsraum 71. Der innere Dämpfungskolben 43 wird von einem Steuerkolben 70 gebildet, der in einem Zylinderraum 72 geführt ist, wobei der Zylinderraum 72 einen oberhalb des Steuerkolbens 70 liegenden zweiten Dämpfungsraum 73 und einen unterhalb des Steuerkolbens 70 liegenden Steuerraum 74 aufweist. Der zweite Dämpfungsraum 73 ist mit einer Leitung 75 über die Leitung 24 an den Rückraum 16 des Druckverstärkers 5 angeschlossen. Der Steuerraum 74 ist über eine weitere Leitung 76 mit dem Druckraum 15 des Druckverstärkers 5 verbunden und mit Raildruck beaufschlagt. Der Steuerkolben 70 weist eine in den zweiten Dämpfungsraum 73 weisende Stirnfläche 77 auf. In den Steuerraum 74 weisend besitzt der Steuerkolben 70 eine Ringfläche 78. Durch den mit Raildruck beaufschlagten Steuerraum 74 ist der Steuerkolben 70 zusätzlich raildruckabhängig entlastet. Mittels einer Rückstellfeder 79 wird das Abheben des Steuerkolbens 70 vom Dämpfungskolben 43 vermieden. Gleichzeitig bietet die Rückstellfeder 79 eine bessere Abstimmbarkeit des Öffnungsmechanismus.

[0026] Dieses Ausführungsbeispiel erfordert die in Schließrichtung auf die innere Düsennadel 12 wirkende zusätzliche Druckfläche 36, die als Druckstufe am inneren Dämpfungskolben 43 ausgebildet ist. Die Schließkraft für die innere Düsennadel 12 resultiert somit aus einer "UND"-Funktion der Kräfteverhältnisse am Steuerkolben 70 und an der Druckstufe 36. Damit ist das Öffnen der inneren Düsennadel sowohl abhängig vom Raildruck als auch von den Druckverhältnissen im Dämpfungsraum 71. Das Öffnen der inneren Düsennadel 12 folgt somit nur oberhalb eines über die Kräfteverhältnisse am Steuerkolben 70 einstellbaren Raildrucks. Zum Öffnen der coaxialen Düsennadel wird zunächst das Steuerventil 8 in die gezeigte Schaltstellung gebracht, so dass

der Rückraum 16, der Steuerraum 29, der erste Dämpfungsraum 71 und der zweite Dämpfungsraum 73 dückentlastet werden. Durch die Druckentlastung des Rückraums 16 erfolgt, wie bei den Ausführungsbeispielen in Figur 1 beschrieben, eine Komprimierung des Druckraums 25, so dass eine Druckerhöhung über die Hochdruckleitung 26 an die Druckschulter 63 der äußeren Düsennadel 11 weitergegeben wird. Die äußere Düsennadel 11 hebt von den äußeren Einspritzdüsen 61 ab und bewegt den äußeren Dämpfungskolben 41 in die gezeigte Stellung. Durch die Komprimierung des Kraftstoffs im ersten Dämpfungsraum 71 erfolgt eine Dämpfung der äußeren Düsennadel 11 mittels des Dämpfungskolbens 41. Gleichzeitig wirkt der komprimierte Kraftstoff über den Strömungskanal 46 auf die Druckstufe 36 der inneren Düsennadel 12, so dass diese in ihrer Schließstellung während des Öffnens der äußeren Düsennadel 12 verharrt. Ein Öffnen der inneren Düsennadel 12 setzt ein, wenn die auf die Düsennadel 12 in Schließrichtung wirkende Schließkraft kleiner ist als die auf die Druckfläche 64 wirkende Öffnungskraft. Die Schließkraft setzt sich dabei zusammen aus der anhand des Drucks im ersten Dämpfungsraum 71 auf die Druckstufe 36 wirkenden Kraft und aus der aus dem Flächenverhältnis der Stirnfläche 77 und der Ringfläche 78 resultierenden Kraft am Steuerkolben 70. Da die Kraft an der Druckstufe 36 im ersten Dämpfungsraum 71 vernachlässigbar gering ist, ist die Kraft zum Öffnen der inneren Düsennadel 12 im Wesentlichen von der am Steuerkolben 70 resultierenden Kraft abhängig, die anhand des Raildrucks im Steuerraum 74 festzulegen ist.

[0027] Zum Schließen der coaxialen Düsennadel wird das Steuerventil 8 in die zweite Schaltstellung gebracht, so dass der Steuerraum 29, der erste Dämpfungsraum 71 und der zweite Dämpfungsraum 73 wieder mit Raildruck beaufschlagt werden, wobei auf Grund der unterschiedlichen Drosselwirkungen der Schließraumdrossel 31 und der Ablaufdrossel 54 der Schließraum 29 schneller befüllt wird. Der in den Schließraum 29 gelangende Kraftstoff strömt jedoch über die Trennfuge 45 und den Strömungskanal 46 ebenfalls in den ersten Dämpfungsraum 71, so dass ein entsprechender Druck auf die Stirnfläche 51 des äußeren Dämpfungskolbens 41 und auf die Druckstufe 36 des inneren Dämpfungskolbens 43 wirkt. Gleichzeitig wird über die Verbindungsleitung 75 und die weitere Leitung 76 ein druckausgeglichener Zustand im zweiten Dämpfungsraum 73 und im Steuerraum 74 eingestellt. Die resultierende Schließkraft für die innere Düsennadel 12 wird dabei über die zusätzliche Druckfläche 36 erzielt, wobei die Rückstellfeder 79 die Schließwirkung der inneren Düsennadel 12 unterstützt. Die Rückstellfeder 79 dient bei einer zweiteiligen Ausführung von Steuerkolben 70 und von inneren Dämpfungskolben 43 auch dazu, dass zwischen diesen kein Spalt entsteht bzw. ein Trennen der Bauteile vermieden wird.

[0028] Beim Ausführungsbeispiel gemäß Figur 4 ist ebenfalls ein erster Dämpfungsraum 81 und ein zweiter Dämpfungsraum 82 vorgesehen, wobei der zweite Dämpfungsraum 82 lediglich auf die innere Düsennadel 12 wirkt. Der zweite Dämpfungsraum 82 ist über eine

Leitung 83, an die ein gegen den Zulauf zum Dämpfungsraum 82 gerichtetes Rückschlagventil 84 eingesetzt ist, und über die Leitung 24 an den Rückraum 16 des Druckverstärkers 5 gelegt. Parallel zum Rückschlagventil 84 ist eine weitere Drossel 85 geschaltet, über die ein Befüllen des zweiten Dämpfungsraums 82 erfolgt. Bei diesem Ausführungsbeispiel mit einem separaten zweiten Dämpfungsraum 82 für die innere Düsennadel 12 ist somit keine Raildruckunterstützung notwendig. Der Öffnungsdruck für die innere Düsennadel 12 wird über das Rückschlagventil 84 eingestellt, so dass beispielsweise bei Erreichen eines Öffnungs-Raildrucks von 1000 bar das Rückschlagventil 84 öffnet und die innere Düsennadel 12 in Abhängigkeit vom Druck im ersten Dämpfungsraum 81 öffnet. Die Drossel 85 muss dabei so gestaltet sein, dass die Entlastung des zweiten Dämpfungsraums 82 während der Einspritzung mit Raildruck kleiner 1000 bar nicht zu einem ungewollten Öffnen der Innennadel führt. Die Trägheit des Rückschlagventils 84 ist auf die Einspritzdauer des Einspritzventils 6 abgestimmt, damit das Rückschlagventil 84 nach Unterschreiten des nominalen Öffnungsdrucks lange genug geöffnet bleibt, um die innere Düsennadel 12 zu aktivieren.

[0029] Beim Ausführungsbeispiel nach Figur 5 benötigt der zweite Dämpfungsraum 82 ebenfalls keine Raildruckunterstützung. Hierbei ist der zweite Dämpfungsraum 82 an Stelle der Drossel 85 in Figur 4 über ein weiteres Rückschlagventil 86 mit der Leitung 24 verbunden, wobei das weitere Rückschlagventil 86 in entgegengesetzte Richtung zum Rückschlagventil 84 wirkt. Das Rückschlagventil 84 hat hierbei beispielsweise wieder einen Öffnungsdruck von ca. 1000 bar, während das weitere Rückschlagventil 86 einen Öffnungsdruck von beispielsweise nur ca. 100 bar aufweist. Dadurch wird der zweite Dämpfungsraum 82 erst bei einem Raildruck von größer 1000 bar entlastet, aber über das weitere Rückschlagventil 86 schon ab ca. 100 bar wieder befüllt. Auch bei diesem Ausführungsbeispiel muss die Trägheit der Rückschlagventile 84, 86 geeignet abgestimmt sein, wobei das weitere Rückschlagventil 86 ein möglichst schnelles und das Rückschlagventil 84 ein eher träges Schaltverhalten aufweisen sollte.

[0030] Figur 6 zeigt ein Ausführungsbeispiel, bei dem der zweite Dämpfungsraum 82 über das Rückschlagventil 84, wie bei den Ausführungsbeispielen in Figur 4 und 5, mit dem Rückraum 16 der Dämpfungseinrichtung 5 verbunden ist. Hierbei existiert eine zusätzliche Verbindung des zweiten Dämpfungsraums 82 über eine in den Druckraum 15 des Druckverstärkers 5 führende Leitung 87, wobei in die Leitung 87 eine weitere Drossel 88 integriert ist. Damit ist der zweite Dämpfungsraum 82 über die Drossel 88 an Raildruck angekoppelt. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist eine zusätzliche Steuermenge während der Einspritzdauer über die inneren Einspritzdüsen 62 notwendig.

[0031] Bei allen Ausführungsbeispielen sind die Düsen 61, 62 und die Dämpfungsräume 50, 71, 81, 82 druckbeaufschlagt. Um eine Leckage über die Führung

zwischen der inneren Düsennadel 12 und der äußeren Düsennadel 11 zu vermeiden, sind an sich bekannte Maßnahmen zu wahlen, wie zum Beispiel doppelter Düsennadelsitz an der äußeren Düsennadel 11 oder es ist eine zusätzliche Leckageabfuhr zwischen den Düsennadeln 11, 12 vorzusehen.

[0032] Es ist außerdem denkbar, die in den Figuren 1 bis 7 beschriebene Dämpfungseinrichtung 40 für die koaxiale Düsennadel auch ohne Druckverstärker 5 einzusetzen. Dabei ist die in den Hochdruckraum 25 führende Leitung 26 an Raildruck anzuschließen.

Bezugszeichenliste

15 [0033]

- | | |
|-------|--|
| 1 | Kraftstoffinjektor |
| 2 | Hochdruckspeichenaum |
| 5 | Druckverstärker |
| 20 6 | Einspritzventil |
| 8 | Steuerventil |
| 9 | Stufenkolben |
| 11 | Äußere Düsennadel |
| 12 | Innere Düsennadel |
| 25 13 | Kombiniertes Rückschlag-/Drosselventil |
| 14 | System- bzw. Raildruckleitung |
| 15 | Druckraum |
| 16 | Rückraum |
| 17 | Kolbenstange |
| 30 18 | Erster Teilkolben |
| 19 | Zweiter Teilkolben |
| 20 | Federhalter |
| 21 | Rückstellfeder |
| 22 | Scheibe |
| 35 23 | Erste Leitung |
| 24 | Zweite Leitung |
| 25 | Hochdruckraum |
| 26 | Hochdruckleitung |
| 27 | Düsenraum |
| 40 29 | Schließraum |
| 31 | Schließraumdrossel |
| 32 | Erstes Rückschlagventil |
| 33 | Steuerleitung |
| 34 | Rücklaufleitung |
| 45 35 | Niederdruck-Rücklaufsystem |
| 36 | Weitere Druckfläche |
| 37 | Dämpfungskolbenseitige Stirnfläche |
| 40 | Dämpfungseinrichtung |
| 41 | Erster Dämpfungskolben |
| 50 42 | Bohrung |
| 43 | Zweiter Dämpfungskolben |
| 44 | Druckfeder |
| 45 | Trennfuge |
| 46 | Strömungskanal |
| 55 47 | Düsennadelseitige Stirnfläche |
| 50 | Dämpfungsraum |
| 51 | Ringförmige Stirnfläche |
| 52 | Kreisförmige Stirnfläche |

53 Leitung
 54 Ablaufdrossel
 55 Befüllungsleitung
 56 Zusätzliches Rückschlagventil
 61 äußere Einspritzdüsen
 62 innere Einspritzdüsen
 63 Druckschulter
 64 Druckfläche
 70 Steuerkolben
 71 erster Dämpfungsraum
 72 Zylinderraum
 73 Zweiter Dämpfungsraum
 74 Steuerraum
 75 Verbindungsleitung
 76 Weitere Leitung
 77 Stirnfläche
 78 Ringfläche
 79 Rückstellfeder
 81 Erster Dämpfungsraum
 82 Zweiter Dämpfungsraum/Steuerraum
 83 Leitung
 84 Rückschlagventil
 85 Drossel
 86 Weiteres Rückschlagventil
 87 Leitung
 88 Weitere Drossel
 90 weiteres Schaltventil

Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzeinrichtung für Verbrennungsmaschinen mit einem von einer Kraftstoffhochdruckquelle versorgbaren Kraftstoffinjektor, der ein Einspritzventil mit einem Brennraum zuweisenden Einspritzdüsen aufweist, wobei den Einspritzdüsen eine innere Düsennadel und koaxial dazu angeordnet eine äußere Düsennadel zugeordnet ist, die druckabhängig ansteuerbar unterschiedliche Einspritzquerschnitte an den Einspritzdüsen freigeben bzw. verschließen, wobei jeder Düsennadel jeweils ein Dämpfungskolben zugeordnet ist, die relativ zueinander beweglich sind und die auf mindestens einen kraftstoffgefüllten Raum einwirken, und wobei der kraftstoffgefüllte Raum über eine Ablaufdrossel mit einem Niederdruck-Rücklaufsystem verbindbar ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** der kraftstoffgefüllte Raum einen Dämpfungsraum (50, 71, 81) für die Dämpfungskolben (41, 43) bildet, dass ein Schließraum (29) vorgesehen ist, dem eine in Schließrichtung wirkende Druckfläche (37) der äußeren Düsennadel (11) ausgesetzt ist, dass der Schließraum (29) über eine Schließraumdrossel (31) mit dem Niederdruck-Rücklaufsystem (35) verbindbar ist, und dass die Ablaufdrossel (54) eine größere Drosselwirkung aufweist als die Schließraumdrossel (31).
2. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die in Schließrichtung wirkende Druckfläche (37) zwischen dem Dämpfungskolben (41) für die äußere Düsennadel (11) und der Düsennadel (11) ausgebildet ist und in eine zwischen dem Dämpfungskolben (41) und der äußeren Düsennadel (11) ausgebildeten Trennfuge (45) weist.
3. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der der äußeren Düsennadel (11) zugeordnete Dämpfungsraum (50, 71, 81) über eine hydraulische Verbindung mit dem Schließraum (29) verbindbar ist.
4. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die hydraulische Verbindung von einem zwischen dem der äußeren Düsennadel (11) zugeordneten äußeren Dämpfungskolben (41) und dem der inneren Düsennadel (12) zugeordneten inneren Dämpfungskolben (43) ausgebildeten Verbindung (46) sowie der zwischen einer düsenadelseitigen Stirnflächen (47) des äußeren Dämpfungskolbens (41) und der in Schließrichtung wirkenden Stirnfläche (37) der äußeren Düsennadel (11) ausgebildeten Trennfuge (45) gebildet ist.
5. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der der inneren Düsennadel (12) zugeordnete innere Dämpfungskolben (43) im Schließraum (29) eine in Schließrichtung wirkende zusätzliche Druckfläche (36) aufweist.
6. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** für beide Dämpfungskolben (41, 43) ein gemeinsamer Dämpfungsraum (50) vorgesehen ist.
7. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** parallel zur Ablaufdrossel (54) ein Rückschlagventil (56) geschaltet ist, das eine Entleerung des Dämpfungsraums (50) sperrt und lediglich eine Befüllungsrichtung freigibt.
8. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein erster Dämpfungsraum (71, 81) für den auf die äußere Düsennadel (11) einwirkenden äußeren Dämpfungskolben (41) und ein zweiter Dämpfungsraum (71, 82) für den auf die innere Düsennadel (12) einwirkenden inneren Dämpfungskolben (43) vorgesehen sind.
9. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der innere Dämpfungskolben (43) über einen Steuerkolben (70) wirkt, dem ein Steuerraum (74) mit einer raildruckabhängigen Entlastung zugeordnet ist.

10. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Dämpfungsraum (82) über eine weitere Ablaufdrossel (85) und über ein parallel dazu geschaltetes Rückschlagventil (84) mit dem Niederdruck-Rücklaufsystem (35) verbunden ist, wobei das Rückschlagventil (84) die Befüllungsrichtung des zweiten Dämpfungsraums (82) sperrt und mit dem Öffnungsdruck auf den Öffnungsdruck der inneren Düsennadel (11) eingestellt ist.
11. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Dämpfungsraum (82) über zwei parallel geschaltete Rückschlagventile (84, 86) mit dem Niederdruck-Rücklaufsystem (35) verbunden ist und dass die beiden Rückschlagventile (84, 86) in entgegengesetzter Richtung sperren, wobei das die Befüllung sperrende Rückschlagventil (84) einen Öffnungsdruck zum Entleeren des zweiten Dämpfungsraums (82) aufweist, der wesentlich höher ist als der Öffnungsdruck des die Entleerung sperrenden Rückschlagventils (86) und der auf den Öffnungsdruck der inneren Düsennadel (11) eingestellt ist.
12. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Dämpfungsraum (82) über ein die Befüllung sperrendes Rückschlagventil (84) mit dem Niederdruck-Rücklaufsystem (35) verbunden ist, wobei der Öffnungsdruck des Rückschlagventils (84) auf den Öffnungsdruck der inneren Düsennadel (12) eingestellt ist, und dass der zweite Dämpfungsraum (82) über eine weitere Drossel (88) mit Raildruck beaufschlagbar ist.
13. Kraftstoffeinspritzeinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Druckübersetzungseinrichtung (5) mit einem Rückraum (16) vorgesehen ist, der mit dem Niederdruck-Rücklaufsystem (35) verbindbar ist, und dass der Dämpfungsraum (50, 71, 81, 82) mit dem Rückraum (16) in Verbindung steht.

Claims

1. Fuel injection device for internal combustion engines having a fuel injector which can be supplied by a high-pressure fuel source and which has an injection valve with injection nozzles pointing to a combustion chamber, an inner nozzle needle and an outer nozzle needle which is arranged coaxially thereto being assigned to the injection nozzles, said inner and outer nozzle needles clearing or closing different injection cross sections on the injection nozzles which can be actuated as a function of the pressure, each nozzle needle being assigned in each case one damping

piston which are moveable relative to one another and act on at least one fuel-filled space, and it being possible to connect the fuel-filled space to a low-pressure return flow system via an outflow throttle, **characterized in that** the fuel-filled space forms a damping space (50, 71, 81) for the damping pistons (41, 43), **in that** a closing space (29) is provided to which a pressure surface (37), acting in the closing direction, of the outer nozzle needle (11) is subjected, **in that** the closing space (29) can be connected to the low-pressure return flow system (35) via a closing space throttle (31), and **in that** the outflow throttle (54) has a larger throttle effect than the closing space throttle (31).

2. Fuel injection device according to Claim 1, **characterized in that** the pressure surface (37) which acts in the closing direction is formed between the damping piston (41) for the outer nozzle needle (11) and the nozzle needle (11) and points into a partition line (45) formed between the damping piston (41) and the outer nozzle needle (11).
3. Fuel injection device according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the damping space (50, 71, 81) which is assigned to the outer nozzle needle (11) can be connected to the closing space (29) via a hydraulic connection.
4. Fuel injection device according to Claim 3, **characterized in that** the hydraulic connection is formed by a connection (46) between the outer damping piston (41) assigned to the outer nozzle needle (11) and the inner damping piston (43) assigned to the inner nozzle needle (12), and by the partition line (45) between a nozzle needle end face (47) of the outer damping piston (41) and the end face (37) of the outer nozzle needle (11) which acts in the closing direction.
5. Fuel injection device according to Claim 1, **characterized in that** the inner damping piston (43) which is assigned to the inner nozzle needle (12) has an additional pressure surface (36) acting in the closing direction in the closing space (29).
6. Fuel injection device according to one of Claims 1 to 5, **characterized in that** a common damping space (50) is provided for the two damping pistons (41, 43).
7. Fuel injection device according to Claim 6, **characterized in that** a non-return valve (56) which blocks emptying of the damping space (50) and clears only one filling direction is connected parallel to the outflow throttle (54).
8. Fuel injection device according to one of Claims 1

to 5, **characterized in that** a first damping space (71, 81) is provided for the outer damping piston (41) which acts on the outer nozzle needle (11), and a second damping space (71, 82) is provided for the inner damping piston (43) which acts on the inner nozzle needle (12).

9. Fuel injection device according to Claim 8, **characterized in that** the inner damping piston (43) acts via a control piston (70) to which a control space (74) with a rail-pressure-dependent relieving means is assigned.

10. Fuel injection device according to Claim 8, **characterized in that** the second damping space (82) is connected to the low-pressure return line system (35) via a further outflow throttle (85) and via a non-return valve (84) which is connected parallel thereto, the non-return valve (84) blocking the filling direction of the second damping space (82) and being set with its opening pressure at the opening pressure of the inner nozzle needle (11).

11. Fuel injection device according to Claim 8, **characterized in that** the second damping space (82) is connected to the low-pressure return flow system (35) via two non-return valves (84, 86) which are connected in parallel, and **in that** the two non-return valves (84, 86) block in opposite directions, the non-return valve (84) which blocks the filling having an opening pressure for emptying the second damping space (82) which is significantly higher than the opening pressure of the non-return valve (86) which blocks the emptying and which is set to the opening pressure of the inner nozzle needle (11).

12. Fuel injection device according to Claim 8, **characterized in that** the second damping space (82) is connected to the low-pressure return flow system (35) via a non-return valve (84) which blocks the filling, the opening pressure of the non-return valve (84) being set to the opening pressure of the inner nozzle needle (12), and **in that** rail pressure can be applied to the second damping space (82) via a further throttle (88).

13. Fuel injection device according to one of the preceding claims, **characterized in that** a pressure intensifying device (5) is provided with a back space (16) which can be connected to the low-pressure return flow system (35), and **in that** the damping space (50, 71, 81, 82) is connected to the back space (16).

Revendications

1. Dispositif d'injection de carburant pour des moteurs à combustion interne, comprenant un injecteur de

carburant alimenté à partir d'une source de carburant haute pression, et présentant une soupape d'injection munie de buses d'injection dirigées vers une chambre de combustion, dans lequel

on associe aux buses d'injection une aiguille de buse intérieure et coaxialement à celle-ci une aiguille de buse extérieure qui ouvrent ou ferment des sections d'injection différentes en fonction de la pression au niveau des buses d'injection,

on associe à chaque aiguille de buse un piston amortisseur, mobiles les uns par rapport aux autres et agissant sur au moins un volume rempli de carburant, et relié par un étranglement d'évacuation à un système de reflux basse pression,

caractérisé en ce que

le volume rempli de carburant forme un volume d'amortissement (50, 71, 81) pour les pistons amortisseurs (41, 43),

un volume de fermeture (29) est exposé à une surface de pression (37) de l'aiguille de buse extérieure (11) agissant dans la direction de fermeture,

on peut relier le volume de fermeture (29) par un étranglement de volume de fermeture (31) au système de reflux basse pression (35), et l'étranglement d'évacuation (54) présente un plus grand effet d'étranglement que l'étranglement de volume de fermeture (31).

2. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 1,

caractérisé en ce que

la surface de pression (37) agissant dans la direction de fermeture est formée entre le piston amortisseur (41) de l'aiguille de buse extérieure (11) et l'aiguille de buse (11) et est dirigée vers un joint de séparation (45) situé entre le piston amortisseur (41) et l'aiguille de buse extérieure (11).

3. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 1 ou 2,

caractérisé en ce qu'

on peut relier le volume d'amortissement (50, 71, 81) associé à l'aiguille de buse extérieure (11) au volume de fermeture (29) par une liaison hydraulique.

4. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 3,

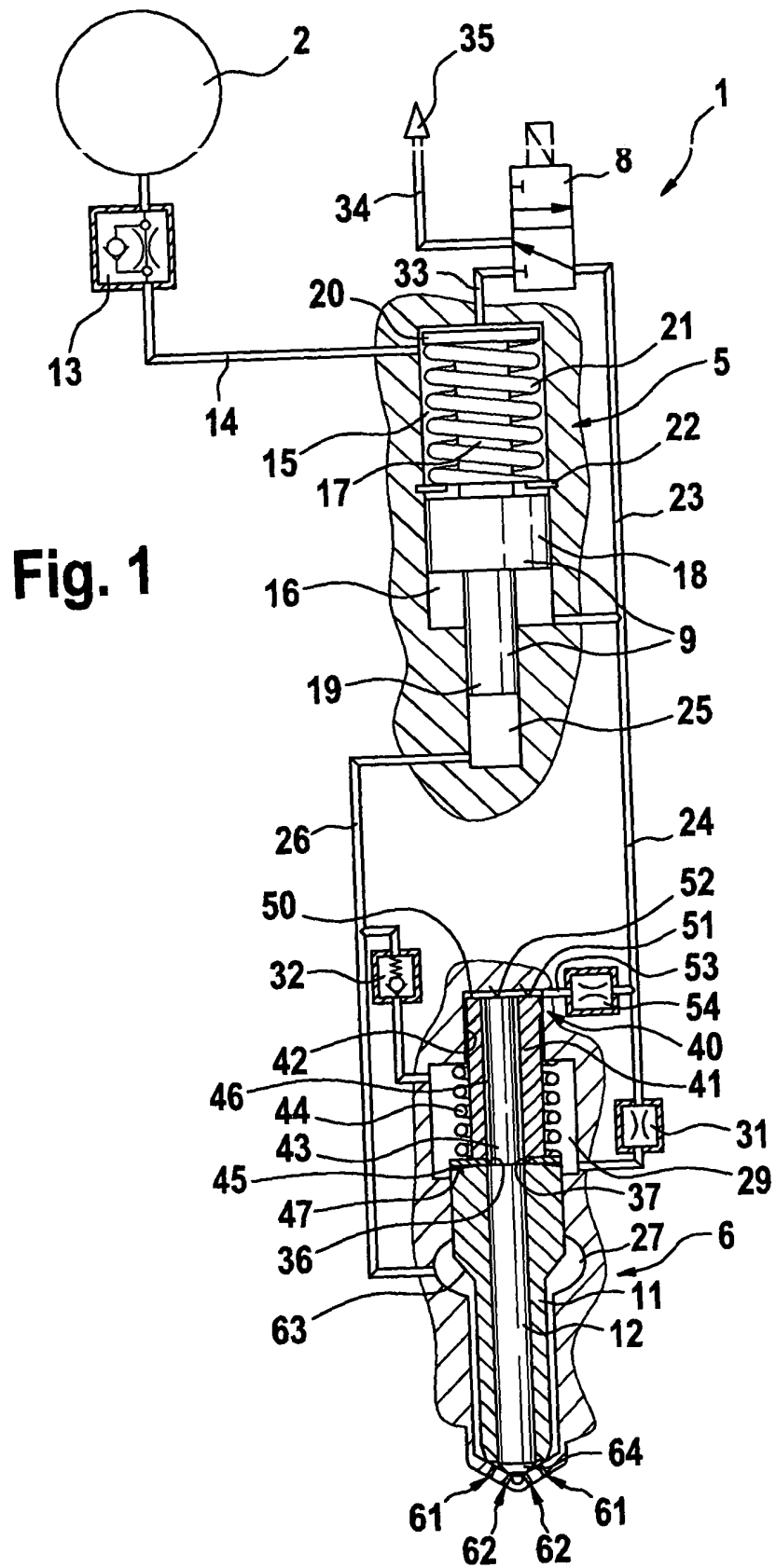
caractérisé en ce que

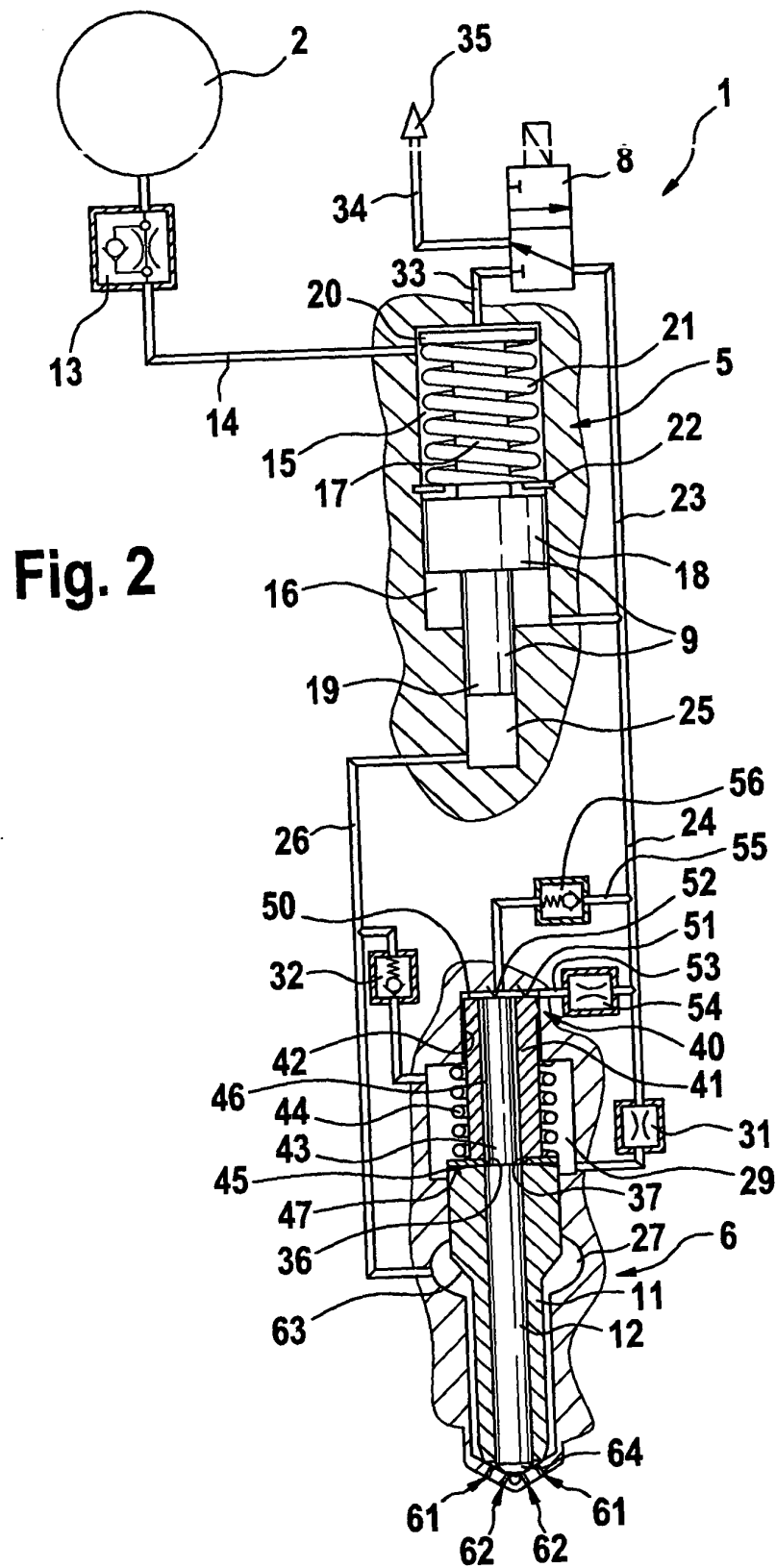
la liaison hydraulique est formée par une liaison (46) entre le piston amortisseur extérieur (41) associé à l'aiguille de buse extérieure (11) et le piston amortisseur intérieur (43) associé à l'aiguille de buse intérieure (12), ainsi que par le joint de séparation (45) formé entre une surface frontale (47) côté aiguille de buse du piston amortisseur extérieur (41) et la surface frontale (37) de l'aiguille de buse extérieure (11) agissant dans la direction de fermeture.

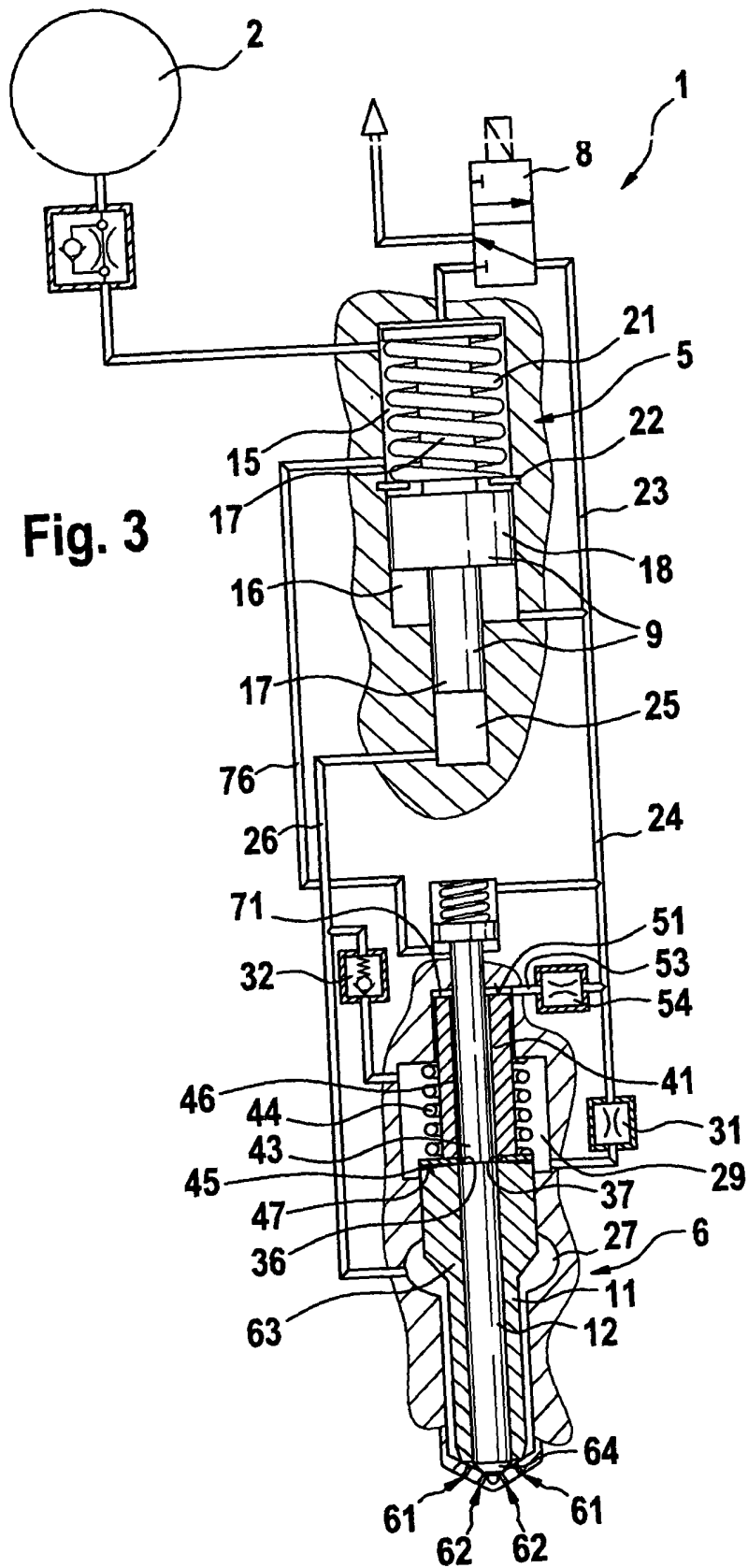
5. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 1,
caractérisé en ce que
 le piston amortisseur intérieur (43) associé à l'aiguille de buse intérieure (12) présente dans le volume de fermeture (29) une surface de pression (36) supplémentaire agissant dans la direction de fermeture. 5
6. Dispositif d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications 1 à 5,
caractérisé par
 un volume d'amortissement (50) commun pour les deux pistons amortisseurs (41, 43). 10
7. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 6,
caractérisé en ce que
 parallèlement à l'étranglement d'évacuation (54), on monte un clapet anti-retour (56) qui bloque un vidage du volume d'amortissement (50) et ne libère qu'une direction de remplissage. 20
8. Dispositif d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications 1 à 5,
caractérisé par
 un premier volume d'amortissement (71, 81) pour le piston amortisseur extérieur (41) agissant sur l'aiguille de buse extérieure (11) et un deuxième volume d'amortissement (71, 82) pour le piston amortisseur intérieur (43) agissant sur l'aiguille de buse intérieure (12). 30
9. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 8,
caractérisé en ce que
 le piston amortisseur intérieur (43) agit par l'intermédiaire d'un piston de commande (70) associé une chambre de commande (74) déchargée en fonction de la pression de rampe. 35
10. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 8,
caractérisé en ce que
 le deuxième volume d'amortissement (82) est relié au système de reflux basse pression (35), par un autre étranglement d'évacuation (85) et par un clapet anti-retour (84) monté parallèlement à celui-ci le clapet anti-retour (84) bloquant la direction de remplissage du deuxième volume d'amortissement (82) et étant réglé avec la pression d'ouverture sur la pression d'ouverture de l'aiguille de buse intérieure (11). 40
11. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 8,
caractérisé en ce que
 le deuxième volume d'amortissement (82) est relié au système de reflux basse pression (35) par deux clapets anti-retour (84, 86) montés en parallèle, et 55

les deux clapets anti-retour (84, 86) ferment dans des directions opposées, le clapet anti-retour (84) bloquant le remplissage présentant pour vider le deuxième volume d'amortissement (82) une pression d'ouverture nettement supérieure à la pression d'ouverture du clapet anti-retour (86) bloquant le vidage, et réglée sur la pression d'ouverture de l'aiguille de buse intérieure (11).

12. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 8,
caractérisé en ce que
 le deuxième volume d'amortissement (82) est relié au système de reflux basse pression (35) par un clapet anti-retour (84) bloquant le remplissage, la pression d'ouverture du clapet anti-retour (84) étant réglée sur la pression d'ouverture de l'aiguille de buse intérieure (12), et le deuxième volume d'amortissement (82) peut être alimenté en pression de rampe par un autre étranglement (88). 20
13. Dispositif d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisé en ce qu'
 un dispositif amplificateur de pression (5) présente une chambre de retour (16) que l'on peut relier au système de reflux basse pression (35), et le volume d'amortissement (50, 71, 81, 82) est en communication avec la chambre de retour (16). 30







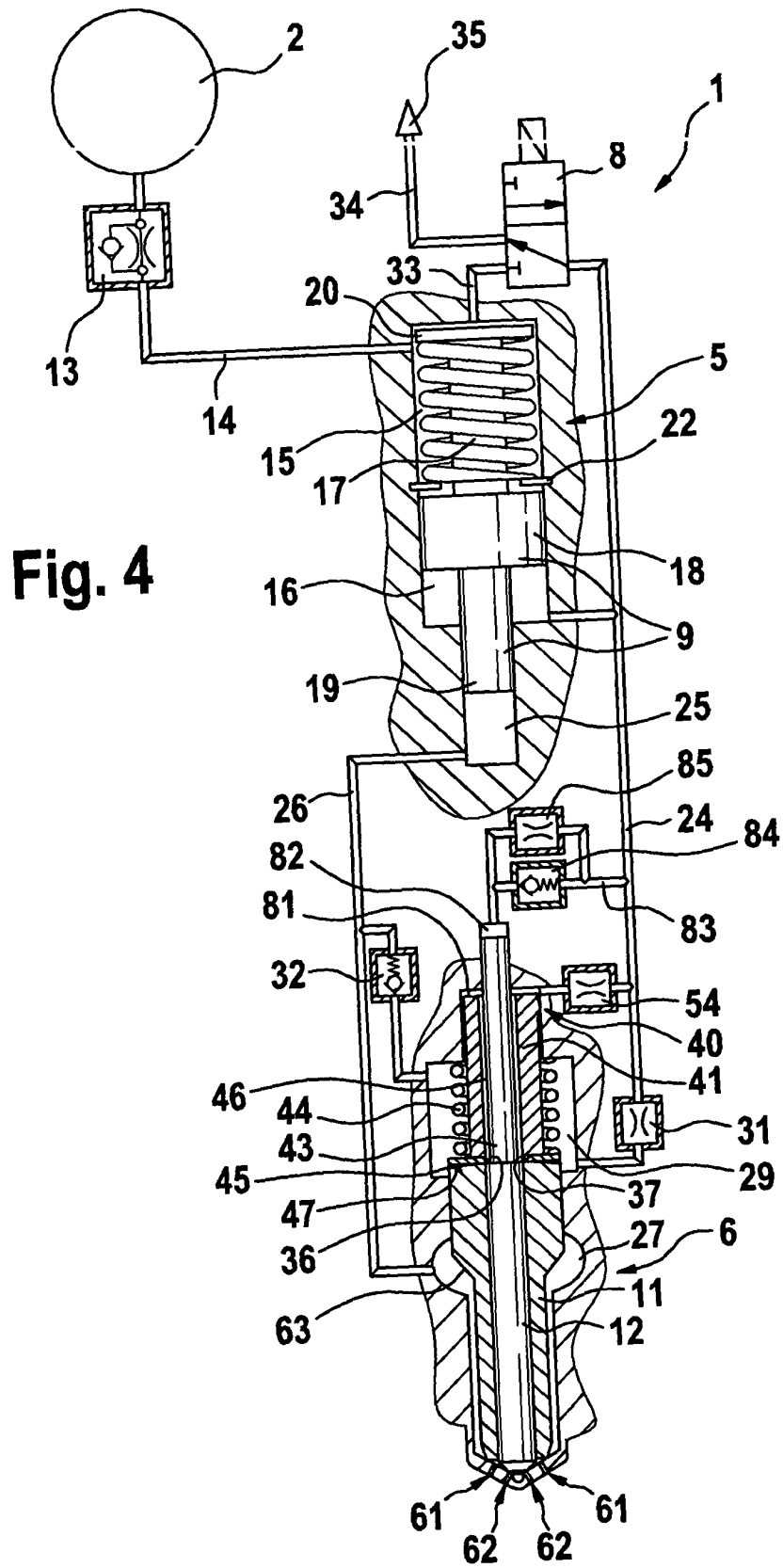


Fig. 5

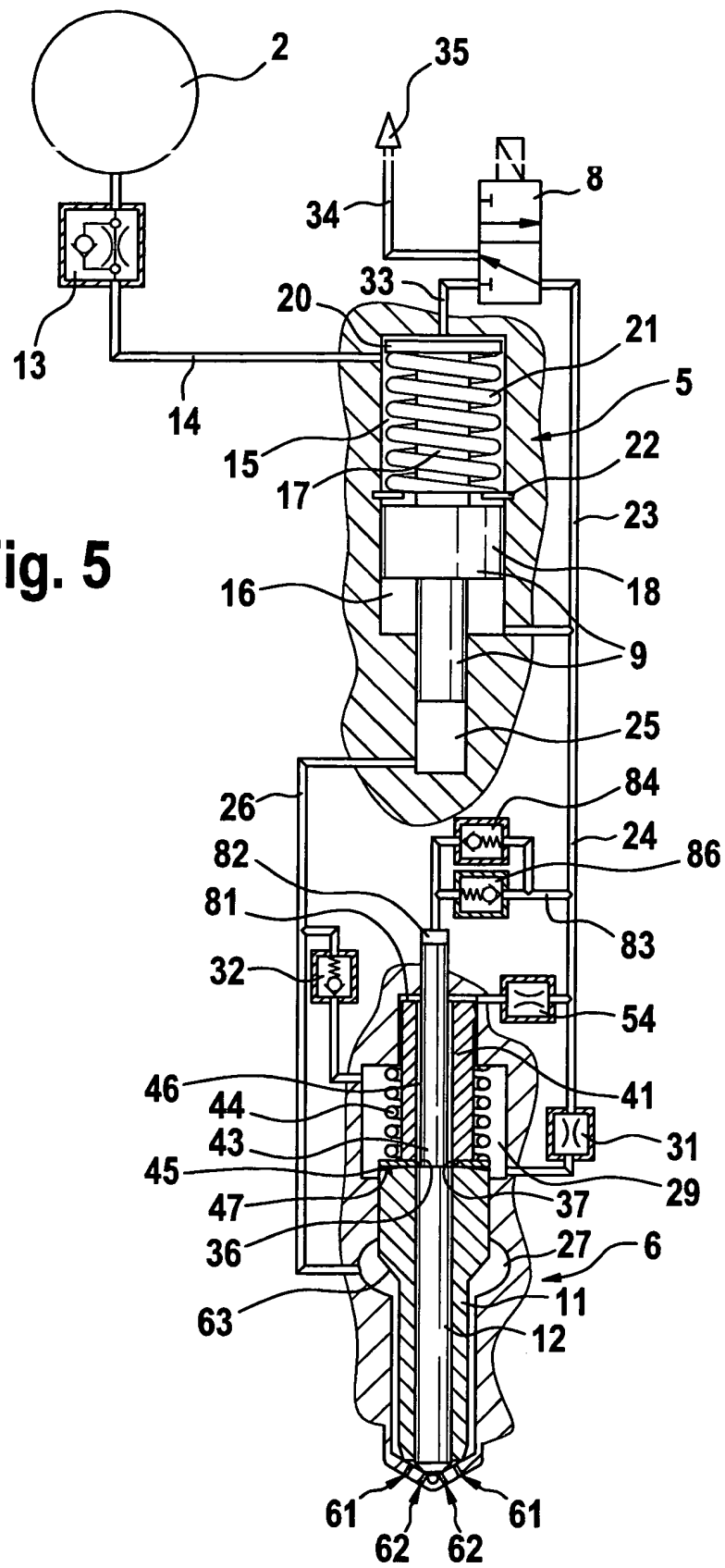


Fig. 6

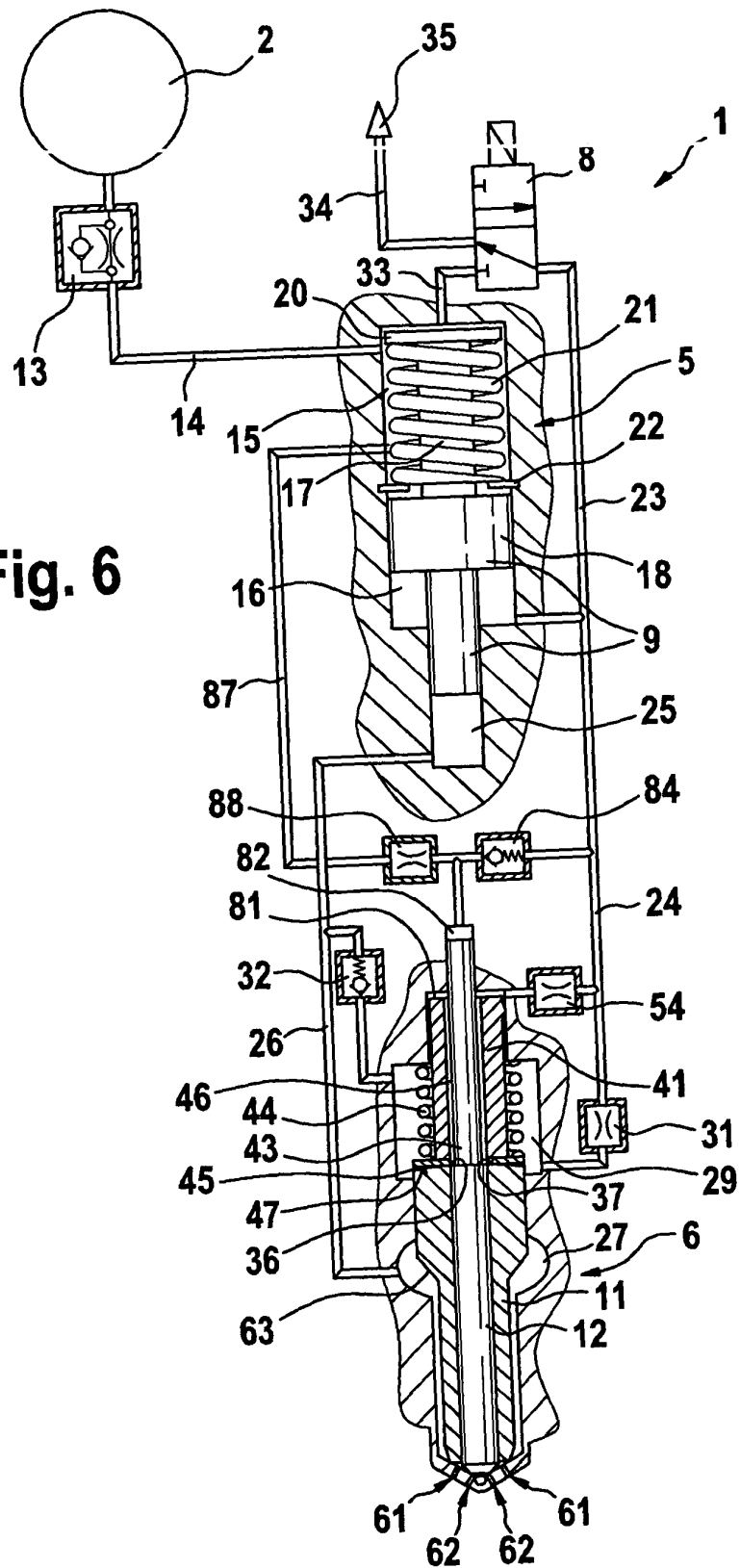


Fig. 7

