

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 0 688 950 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**12.08.1998 Patentblatt 1998/33**

(51) Int Cl.6: **F02M 45/08, F02M 61/20**

(21) Anmeldenummer: **95107822.9**

(22) Anmeldetag: **23.05.1995**

(54) **Kraftstoffeinspritzsystem**

Fuel injection system

Système d'injection de carburant

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB IT**

(30) Priorität: **21.06.1994 DE 4421714**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**27.12.1995 Patentblatt 1995/52**

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

(72) Erfinder: **Kronberger, Maximilian, Dr.**  
**A-4400 Steyr (AT)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**WO-A-90/08256**                      **WO-A-90/08257**  
**DE-A- 3 644 257**

**EP 0 688 950 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

### Stand der Technik

Die Erfindung geht von einem Kraftstoffeinspritzsystem gemäß der Gattung des Patentanspruchs 1 aus. Bei einem solchen, durch die DE-A-36 44 257 bekannten System ist als Kraftstoffeinspritzpumpe eine Verteilereinspritzpumpe vorgesehen, mit einem hin- und hergehend angetriebenen und zugleich rotierenden Pumpenkolben, der bei seiner Drehbewegung und seinem Pumpenhub jeweils eine von mehreren Einspritzleitungen, die zu je einem Kraftstoffeinspritzventil führen, mit auf Einspritzdruck gebrachtem Kraftstoff versorgt. In diesen Spritzleitungen ist jeweils ein Druckventil vorgesehen, das bei Kraftstoffhochdruckförderung durch die Kraftstoffeinspritzdüse in Förderrichtung öffnet, bei Beendigung der Einspritzung schließt und zudem ein Druckhalteventil aufweist, das geeignet ist, Druckwellen zwischen dem Druckventil und dem Kraftstoffeinspritzventil abzubauen und in diesem Bereich einen angestrebten konstanten Standdruck während der Einspritzpausen zu halten. Dies ist eine bekannte Maßnahme, die regelmäßig dazu dient, daß mit dem konstant gehaltenen Standdruck in den Einspritzpausen immer gleiche Volumina notwendig sind, um in dem Bereich zwischen Druckventil und Kraftstoffeinspritzventil die dort vorhandene Kraftstoffmenge zum Beginn der Hochdruckeinspritzung auf das notwendige Druckniveau anzuheben. Diese Kraftstoffmengen können bei unterschiedlichen Restdrücken in diesem angesprochenen Bereich sehr unterschiedlich sein, so daß die dann tatsächlich zur Einspritzung gelangende und an der Kraftstoffeinspritzpumpe zugemessene Hochdruckeinspritzmenge unterschiedlich ist und es somit zu Einspritzmengenstreuungen kommt. Dies wird regelmäßig durch das beschriebene bekannte als Gleichdruckventil bezeichnete Druckventil vermieden. Ähnliche Wirkungen können mit sogenannten Gleichraumventilen erzielt werden, die im Moment des Schließens des Schließglieds des Druckventils dem Leitungssystem zwischen Druckventil und Kraftstoffeinspritzventil eine vorgegebene Kraftstoffentlastungsmenge entziehen. Damit wird auch der Restdruck bzw. der Standdruck auf einen bestimmten Wert gebracht, der unterhalb des Einspritzdruckes liegt, so daß zwischen Kraftstoffeinspritzventil und Druckventil nach Beendigung der Hochdruckeinspritzung hin- und herlaufende Druckwellen nicht zu einem Nachspritzen von Kraftstoff in den Brennraum der Brennkraftmaschine führen kann.

Vorteilhaft ist es ferner auch bei einer unterteilten Kraftstoffeinspritzung mit einer Voreinspritzung und einer Haupteinspritzung pro Arbeitstakt des jeweiligen zu versorgenden Zylinders der Brennkraftmaschine ebenfalls für einen gut gesteuerten Standdruck in den Einspritzpausen zu sorgen.

Bei einem Kraftstoffeinspritzsystem zur Einbringung von Vor- und Haupteinspritzmengen, die gemäß

Gattung des Patentanspruchs mittels eines elektrisch gesteuerten Ventils gesteuert werden, ergibt sich weiterhin der Nachteil, daß beim Öffnen und Schließen des elektrisch gesteuerten Ventils erhebliche Druckstöße im Leitungssystem entstehen. Die elektrisch gesteuerten Ventile, meist Magnetventile, sind dabei so ausgelegt, daß sie auch bei hohen Drehzahlen schnell genug kurzzeitig öffnen und schließen mit hoher Stellgeschwindigkeit, um die für die Voreinspritzung auch bei hohen Drehzahlen notwendigen kleinen Kraftstoffeinspritzmengen im definierten Abstand zur Haupteinspritzung steuern zu können. Das bedingt hohe Schaltgeschwindigkeiten der elektrisch gesteuerten Ventile, was die genannten Druckstöße hervorruft. Besonders wirken sich solche Druckstöße dann bei niedrigen Drehzahlen aus und insbesondere im Bereich zwischen der Voreinspritzung und der Haupteinspritzung, da hier zeitlich gesehen wenig Möglichkeit besteht, hin- und herlaufende Druckwellen zu kompensieren. Diese Druckstöße, die bezüglich ihrer Höhe zum jeweiligen Einspritzbeginn von Vor- oder Haupteinspritzung wirksam sind, beeinflussen das Öffnen bzw. Schließen des Einspritzventils. Besonders kritisch ist dabei das Öffnen des Einspritzventils, da bei selbstzündenden Brennkraftmaschinen der effektive Kraftstoffeinspritzbeginn die Verbrennung in der Brennkraftmaschine steuert und maßgeblich für Leistung, Geräusch der Brennkraftmaschine und Abgasemission ist. Maßgeblich ist ferner bei Brennkraftmaschinen, die für die Versorgung von Vor- und Haupteinspritzung vorgesehen sind, die Einspritzrate und deren Verlauf bei der Voreinspritzung. Ferner soll die voreingespritzte Menge zum Beginn der Haupteinspritzung vollständig umgesetzt sein, so daß auch dem Einspritzbeginn bei der Haupteinspritzung zu diesem Zwecke eine wesentliche Bedeutung zukommt. Diese Zusammenhänge werden wesentlich von dem Öffnungsverhalten der Ventilmadel des Einspritzventils beeinflusst. Diese druckgesteuerte Ventilmadel reagiert wesentlich auf die verschiedensten Druckverhältnisse, die aufgrund der Kraftstoffhochdruckförderung einerseits und aufgrund der Steuerung dieser Kraftstoffhochdruckförderung durch elektrisch gesteuerte Ventile eintreten.

Durch die WO 90/08 296 ist weiterhin ein Kraftstoffeinspritzventil bekannt, mit dem ausgelöst durch die Hochdruckförderung einer Kraftstoffeinspritzpumpe eine Vor- und eine Haupteinspritzung verwirklicht werden soll. Dabei ist innerhalb des Kraftstoffeinspritzventils ein Ausweichkolben vorgesehen, der vom zugeführten Kraftstoffhochdruck entgegen der Kraft einer vorgespannten Feder um einen bestimmten Betrag ausgelenkt werden kann. Parallel zu diesem Ausweichkolben ist die Druckbeaufschlagung der Ventilmadel des Kraftstoffeinspritzventils vorgesehen, die durch den zugeführten Kraftstoffdruck entgegen der Kraft einer vorgespannten Ventillfeder eine Einspritzöffnung bei Einspritzbeginn freigibt. Die Ventillfeder ist zugleich auch die Rückstellfeder des Ausgleichkolbens. Somit erzielt man bei dieser bekannten Lösung und bei entsprechen-

der Auslegung der Feder mit Beginn der Hochdruckförderung der Kraftstoffpumpe zunächst eine Einspritzung, der dann ein Ausweichen des Ausweichkolbens folgt. Diese Ausweichbewegung entzieht dem zugeführten Kraftstoff ein bestimmtes Volumen, so daß der Druck der Ventilmadel unter den Öffnungsdruck absinkt, zumal die Vorspannung der Feder durch die Bewegung des Ausweichkolbens erhöht wurde. Bis zu einer weiteren Drucksteigerung durch die weitere Förderung der Kraftstoffeinspritzpumpe bleibt die Ventilmadel dann in Schließstellung und öffnet dann die Einspritzöffnungen zur Durchführung der Haupteinspritzung. Diese Steuerung von Vor- und Haupteinspritzung ist stark von der Dynamik und den vorgegebenen bauseitigen Parametern abhängig. Es kommt häufig zu Störungen des Einspritzverlaufes. Manchmal weicht der Ausweichkolben zu spät aus, so daß die Voreinspritzmenge ungewünscht erhöht wird, manchmal beginnt die Voreinspritzung zu spät, so daß im Verhältnis zur Haupteinspritzung eine zu geringe Voreinspritzmenge eingespritzt wird, und es kann auch vorkommen, daß die Unterbrechung zwischen Vor- und Haupteinspritzung nicht ausreichend ausgeprägt ist. Das bekannte Kraftstoffeinspritzventil weist ferner noch auf der Rückseite der Ventilmadel einen Dämpfungsraum auf, der über eine Drosselverbindung mit dem die Feder aufnehmenden kraftstoffgefüllten Raum verbunden ist. Dieser Raum steht unter geringem Druck, z. B. dem der Vorförderpumpe der Kraftstoffeinspritzpumpe bzw. dem Rücklaufdruck. Die Drosselstelle zwischen dem Dämpfungsraum und dem kraftstoffgefülltem Raum ist dabei so ausgebildet, daß die Ventilmadel zunächst einen relativ großen Drosselquerschnitt in ihrer Ausgangs- bzw. Schließstellung freigibt, dann aber diesen Drosselquerschnitt im Laufe der Öffnungsbewegung der Ventilmadel reduziert wird, so daß ein zunehmender Dämpfungseffekt oder eine zunehmende Rückstellkraft auf die Ventilmadel wirksam wird. Die dort im Zusammenhang mit der Steuerung der Voreinspritzung ausgeführte Konstruktion soll eine exakte Trennung zwischen Vor- und Haupteinspritzung ermöglichen unter Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens des Ausweichkolbens, der zugleich auch das Öffnungsverhalten der Ventilmadel beeinflusst. Durch die Drosselöffnung wird die Öffnungsbewegung der Ventilmadel gebremst, so daß durch die Volumenentnahme der Ventilmadel beim Öffnen der Ventilmadel zum Beginn der Voreinspritzung keine zu große Druckabsenkungsgeschwindigkeit beim auf die Ventilmadel wirkenden Kraftstoffdruck auftritt. Dies ist besonders im Bereich der niedrigen Drehzahl wirksam, wo die Kraftstofförderrate der Kraftstoffeinspritzpumpe geringer ist und somit nicht schnell genug ein durch das Öffnen der Ventilmadel hervorgerufener Druckabfall kompensiert werden kann. Diese Maßnahme ist insbesondere auch bedeutsam für die Auslösung der Ausweichbewegung des die Unterbrechung zwischen Vor- und Haupteinspritzung erzeugenden Ausweichkolbens.

Bei der gattungsgemäßen Kraftstoffeinspritzpumpe

wird im Gegensatz dazu die Unterteilung zwischen Vor- und Haupteinspritzung allein durch das Magnetventil zu gezielten Zeitpunkten gesteuert. Hier treten andere, bereits eingangs beschriebene Nachteile aufgrund der schnellen Schaltbewegungen des elektrischen Steuerventils mit starken Druckstößen auf. Aufgabe der Erfindung ist es, bei einer gattungsgemäßen Kraftstoffeinspritzpumpe diese Nachteile mit ihrer Auswirkung auf die Einspritzgenauigkeit zu vermeiden. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Kennzeichens des Patentanspruchs 1 gelöst.

#### Vorteile der Erfindung

Durch die erfindungsgemäße Lösung werden Druckstöße, die auf die Schaltbewegungen des elektrisch gesteuerten Ventils zurückzuführen sind, und die die Dynamik der Ventilmadel des Kraftstoffeinspritzventils beeinflussen würden, dadurch gemindert, daß die Ventilmadel zwar schnell auf eine Erhöhung des Druckes bzw. auf die Steuerung des Einspritzbeginns durch Schließen der Entlastung des Pumpenarbeitsraumes mittels des elektrisch gesteuerten Ventils anspricht, daß aber in der Folge die Bewegung der Ventilmadel in vorteilhafter Weise kontrolliert wird. Durch die zunehmende Verringerung des Querschnitts der Drosselöffnung bei Auslenkung der Ventilmadel wird deren Bewegung im wesentlichen unabhängig von unterschiedlichen Druckaufbaugeschwindigkeiten bzw. Druckstößen. Die Ventilmadel führt eine gleichmäßige Hubbewegung durch, die durch die Drosselöffnung bzw. durch den an dieser ausströmenden Kraftstoff gesteuert wird. Umgekehrt, wenn zur Beendigung der Voreinspritzung der Pumpenarbeitsraum über das elektrisch gesteuert Ventil schnell entlastet wird und daraus resultierenden Druckwellen zwischen Kraftstoffeinspritzpumpe und Kraftstoffeinspritzventil auftreten, wird ab Beginn der Umkehrung der Bewegung der Ventilmadel in Richtung Schließstellung infolge Hohlraumbildung im Dämpfungsraum praktisch keine Drosselung wirksam sein, so daß die erwünschte schnelle Schließbewegung der Ventilmadel erreicht wird. Im Zusammenhang mit dem schnellschaltenden elektrisch gesteuerten Ventil ergeben sich somit neue Vorteile und positive Auswirkungen auf das Steuerungsergebnis des erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzsystems. In den Unteransprüchen sind vorteilhafte Weiterbildungen der erfindungsgemäßen Lösung angegeben, denen vorteilhafte Anpassungen an die Gegebenheiten des jeweiligen Einspritzsystems und dessen Dynamik möglich sind.

Zwei Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung in Verbindung mit der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen Figur 1 eine Prinzipdarstellung einer Kraftstoffeinspritzpumpe, die von einem Magnetventil gesteuert wird, Figur 2 einen Längsschnitt durch den mittleren Teil eines ersten Ausführungsbeispiels eines Kraftstoffeinspritzventils als Teil des erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzsys-

stems, Figur 3 ein erstes Ausführungsbeispiel des erfindungswesentlichen Teils des Kraftstoffeinspritzventils gemäß Figur 2 und Figur 4 ein zweites Ausführungsbeispiel des erfindungswesentlichen Teils am Kraftstoffeinspritzventil.

#### Beschreibung

Die erfindungsgemäße Lösung ist anhand einer Verteilereinspritzpumpe realisierbar, wie sie schematisch in der Figur 1 dargestellt ist. Es handelt sich dort um eine Verteilereinspritzpumpe der Axialkolbenbauart, wenn auch der Gegenstand der Erfindung auch bei anderen Kraftstoffeinspritzpumpen verwendbar ist, wie z. B. Verteilereinspritzpumpen der Radialkolbenpumpenbauart oder Einzelpumpen mit nur einem Pumpenkolben zur Versorgung eines einzelnen Zylinders einer Brennkraftmaschine oder Reihenpumpen. Bei der Verteilereinspritzpumpe der in Figur 1 gezeigten Art ist ein Pumpenkolben 1 vorgesehen, der in einer Zylinderbohrung 2 verschieb- und verdrehbar angeordnet ist und dort stirnseitig einen Pumpenarbeitsraum 10 einschließt. Der Pumpenkolben ist dabei mit einer Nockenscheibe 6, die axial nach unten weisende Nocken aufweist, z. B. über eine nicht weiter gezeigte Feder gekoppelt. Die Nockenscheibe wird rotierend von einer nicht weiter gezeigten Antriebswelle in bekannter Weise angetrieben, wobei die Nockenscheibe unter Einfluß der Feder auf einem bekannten axial feststehenden Rollerring abläuft und in der Folge den Pumpenkolben in eine hin- und hergehende Pumpen- und ansaugende Bewegung versetzt. Bei seiner Drehbewegung in Zuordnung zu einem Pumpenförderhub, bei dem aus dem Pumpenarbeitsraum 10 Kraftstoff unter Hochdruck verdrängt wird, kommt der Pumpenkolben mit einer von mehreren Einspritzleitungen 7 über eine Verteilernut 8 in der Mantelfläche des Pumpenkolbens in Verbindung. Die Verteilernut ist dabei über einen Längskanal 9 ständig mit dem Pumpenarbeitsraum verbunden. Die Einspritzleitung führt über ein Druckventil 12 zu einem Kraftstoffeinspritzventil 3, das dem jeweiligen Zylinder einer Brennkraftmaschine zugeordnet ist.

Die Versorgung des Pumpenarbeitsraumes 10 mit Kraftstoff erfolgt über eine Saugleitung 15, die von einem Saugraum 17, der im wesentlichen nur noch gestrichelt dargestellt ist, und innerhalb des Gehäuses der Kraftstoffeinspritzpumpe eingeschlossen ist, versorgt. Der Saugraum erhält Kraftstoff von einer Kraftstoffförderpumpe 18, die synchron zur Kraftstoffeinspritzpumpe, z. B. von der Antriebswelle her, angetrieben wird und somit Kraftstoff in drehzahlabhängigen Mengen in den Saugraum fördert. Mit Hilfe eines zusätzlichen Drucksteuerventils 19 wird der Druck im Saugraum üblicherweise drehzahlabhängig gesteuert, wenn mit Hilfe dieses Drucks Zusatzfunktionen der Kraftstoffeinspritzpumpe gesteuert werden sollen. Über eine Überlaufdrossel 22 fließt beständig Kraftstoff zum Vorratsbehälter 23 zurück, so daß für eine dadurch erzielte Kühlung der Ein-

spritzpumpe bzw. Entgasung des Saugraumes gesorgt ist. Die Saugleitung 15 führt über ein Rückschlagventil 16 in den Pumpenarbeitsraum, wobei das Rückschlagventil in Richtung Pumpenarbeitsraum öffnet. Parallel zu diesem Rückschlagventil ist ein elektrisch gesteuertes Ventil 24 vorgesehen, das eine Bypassleitung 21 zum Druckventil 16 steuert und mit dessen Hilfe beim Öffnen des Ventils eine Verbindung zwischen Pumpenarbeitsraum 10 und Saugraum 17 hergestellt ist und beim Schließen des Ventils der Pumpenarbeitsraum 10 verschlossen ist. Das als Magnetventil symbolisierte elektrisch gesteuerte Ventil 24 wird von einer Steuereinrichtung 25 entsprechend Betriebsparametern in an sich bekannter Weise gesteuert.

Mit Hilfe dieses elektrisch gesteuerten Ventils, das z. B. beim Saughub des Pumpenkolbens zusätzlich zum Rückschlagventil 16 Kraftstoff dem Pumpenarbeitsraum zuleitet, wird der Beginn der Hochdruckförderung des Pumpenkolbens derart gesteuert, daß mit Hilfe dieses Ventils auch der Spritzbeginn gesteuert wird. Beim Verschließen baut sich im Pumpenarbeitsraum 10 Einspritzdruck auf, der über Längskanal 9 und die Verteilernut 8 einer der Einspritzleitungen 7 zugeführt wird. Mit dem Wiederöffnen des elektrisch gesteuerten Ventils wird diese Hochdruckförderung unterbrochen, so daß die Schließzeit des Ventils den Einspritzzeitpunkt und die Einspritzmenge bestimmt. Weiterhin kann durch dieses Ventil auch eine Voreinspritzung realisiert werden, indem es zu Beginn der Voreinspritzung geschlossen, nach Zumessung der Voreinspritzmenge wieder geöffnet, nach einer Pause über den Förderbeginn der Haupteinspritzmenge wieder geschlossen und zur Beendigung der Haupteinspritzung wieder geöffnet wird.

In Figur 2 ist das in Figur 1 nur angedeutete Kraftstoffeinspritzventil in Teilen im Schnitt dargestellt. Im Kraftstoffventil wird über eine Zuführbohrung 27 im Gehäuse 26 des Kraftstoffeinspritzventils Kraftstoff zugeführt, der danach über einen Druckkanal 28 einem Druckraum 29 zugeführt wird. In diesen Druckraum ragt eine Ventilnadel 31 mit einer dem Druckraum zugewandten Druckschulter 32, von der sich die Ventilnadel mit verjüngtem Durchmesser fortsetzt und in eine Kegelspitze 33 übergeht, mit der in einem Ventilsitz 34 mündende Einspritzbohrungen 36 verschlossen werden, solange sich die Ventilnadel mit ihrer Kegelspitze in Anlage am Ventilsitz befindet. Die Ventilnadel ist in einer Längsbohrung 37 geführt und ragt mit ihrer Rückseite 38 in einen Dämpfungsraum 39, dessen der Rückseite 38 gegenüberliegende Begrenzungswand einen Anschlag 40 für die Ventilnadel bildet.

Koaxial zur Achse der Ventilnadel führt aus dem Dämpfungsraum 40 eine Verbindungsöffnung 42 in ein innerhalb des Kraftstoffeinspritzventils angeordnetes kraftstoffgefülltes Raum 43. In diesem kraftstoffgefüllten Raum 43 ist eine Druckfeder 45 angeordnet, die sich gehäusefest abstützt und andererseits an einem Federsteller 46 anliegt, der durch die vorgespannte Druckfeder auf einen Druckzapfen 48 gepreßt wird, der durch die

Verbindungsöffnung 41 vom kraftstoffgefüllten Raum in den Dämpfungsraum 39 ragt und die Kraft der Druckfeder 45 auf die Ventalnadel 31 überträgt.

Wie in den Figuren 3 und 4 größer dargestellt, weist der Druckzapfen 48 eine Ausnehmung 50 auf, die in Figur 3 in einer Ebene längs der Achse 51 der Ventalnadel einen trapezförmigen Verlauf hat. In Figur 3 ist dabei die Ventalnadel in ihrer Ausgangsstellung entsprechend verschlossenen Einspritzbohrungen gezeigt. Die Ausnehmung 50 verbindet dabei durch ihre Form den Dämpfungsraum 39 mit dem kraftstoffgefüllten Raum 43. Die Verbindungsöffnung ist in diesem Ausführungsbeispiel zudem so ausgeführt, daß sie vom kraftstoffgefüllten Raum 43 sich trichterartig verengt und somit am Übergang zum Dämpfungsraum eine Drossellippe 53 bildet, die zusammen mit der Ausnehmung 50 den Querschnitt einer Drosselöffnung 54 bildet. Für diese Ausbildung einer Drossellippe ist es günstig, wenn die Verbindungsöffnung eine Bohrung ist, diese Bohrung zwischen druckgefülltem Raum 43 und Dämpfungsraum dämpfungsraumseitig als Stufenbohrung auszuführen, so daß der Drossellippe 53 zunächst noch ein Absatz folgt und dann erst der Übergang zum Anschlag 40 erfolgt.

In der gezeigten Stellung ist der Querschnitt der Drosselöffnung 54 am größten und wird dann infolge der Aufwärtsbewegung der Ventalnadel mit der die Trapezform bildenden geneigten seitlichen Begrenzungswand der Ausnehmung 50 zunehmend reduziert.

Eine zweite Ausführungsform ist in Figur 4 dargestellt. Hier ist die Ausnehmung 150 zur Seite des kraftstoffgefüllten Raums 43 hin mit in einer Radialebene zur Achse 51 der Ventalnadel liegenden Begrenzungswand 56 versehen, während die zum Dämpfungsraum 39 weisende Begrenzungswand 57 der Ausnehmung im schrägen Winkel zur Achse 51 verläuft. Die Verbindungsöffnung ist wiederum als Stufenbohrung ausgeführt und hat im vorliegenden Falle keine Drossellippe. Die zum Dämpfungsraum weisende Kante 58 bildet hier zusammen mit der Ausnehmung 151 den sich mit dem Hub der Ventalnadel laufend ändernden Drosselquerschnitt.

Neben der in den Figuren 3 und 4 realisierten kontinuierlichen Änderung des Drosselquerschnitts kann durch entsprechende Ausgestaltung der Ausnehmung 50 bzw. 150 auch eine gestufte Reduzierung des Drosselquerschnitts erzielt werden. Wesentlich ist, daß bei Hubbeginn der Ventalnadel ein größter Querschnitt als Überströmquerschnitt zwischen Dämpfungsraum 39 und Raum 43 vorhanden ist, der über eine Entlastungsbohrung 59 entlastbar ist und auch über diese Bohrung mit unter geringem Druck stehenden Kraftstoff versorgt werden kann. Dieser Kraftstoff kann dem Rücklauf der Kraftstoffeinspritzpumpe, dem Saugraum oder einer Leckleitung entnommen werden. Leckkraftstoff tritt auch vom Druckraum 59 über die Führung der Ventalnadel in den Dämpfungsraum 39 ein, so daß dieser stets mit Kraftstoff gefüllt ist. Die anfänglich nur geringe Dros-

selung der Entlastung des Dämpfungsraumes 39 bewirkt grundsätzlich ein kontrolliertes Abheben der Ventalnadel bei Druckbeaufschlagung durch Einspritzdruck auf ihre Druckschulter 32, so daß es zu keinem unkontrollierten Druckabfall im Druckraum 29 kommt. Bei Weiterbewegung der Ventalnadel erhöht sich mit abnehmendem Drosselquerschnitt die Dämpfung, so daß die Ventalnadel bis Erreichen ihres Hubanschlages eine kontrollierte, gleichmäßige Öffnungsbewegung durchführt. Der Massenstrom nimmt mit der Quadratwurzel des Einspritzdruckes, also degressiv zu. Damit wird die Abhängigkeit von Druckstößen bei der Öffnungsbewegung der Ventalnadel verringert und das Einspritzergebnis in hohem Maße unabhängig von unkontrollierbaren dynamischen Hubschwankungen im Einspritzsystem, die durch schlagartige Belastung und Entlastung des Systems über das elektrisch gesteuerte Ventil entstehen. Es wird die Einspritzgenauigkeit wesentlich erhöht in Verbindung mit der Möglichkeit, Menge und Zeit der Voreinspritzung in Abhängigkeit von vielen Parametern zu steuern.

Wird die Änderung des Drosselquerschnitts im Laufe der Öffnungsbewegung der Ventalnadel bis zu ihrem höchsten Öffnungshub bei Erreichen eines Öffnungsanschlages derart durch geeignete Ausgestaltung der Ausnehmung am Zapfen gestaltet, daß der Drosselquerschnitt zum Öffnungshubbeginn der Ventalnadel groß, dann insbesondere zunehmend verringert wird und schließlich danach wieder vergrößert wird, so erhält man zum Ende der Einspritzphase eine schnellere Öffnungsbewegung der Ventalnadel. Diese Erhöhung der Öffnungsgeschwindigkeit der Ventalnadel bewirkt dabei eine größere Einspritzrate zum Ende der Einspritzphase hin, und dies führt insgesamt zu einer Verkürzung der Einspritzdauer. Dabei kann der Drosselquerschnitt bzw. der Verbindungsquerschnitt zwischen Dämpfungsraum und kraftstoffgefülltem Raum zum Ende des Ventalnadelhubes durchaus größer sein als der Drosselquerschnitt zu Hubbeginn der Ventalnadel. In einfacher Weise sind solche Querschnitte durch Anschliffe an dem Druckzapfen verwirklichtbar, die mit den beiden Begrenzungskanten einer zylindrisch ausgebildeten Verbindungsöffnung 41 zusammenwirken.

Die Schließbewegung der Ventalnadel ist wegen des sich schnell vergrößernden Drosselquerschnitts und dem Wegfall der Dämpfungswirkung des Dämpfungsraumes 39 kaum behindert, so daß die Ventalnadel nach Spritzende schnell schließt und die Voreinspritzperiode bzw. die Haupteinspritzung exakt beendet werden.

## Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzsystem mit einer Kraftstoffeinspritzpumpe mit einem Pumpenarbeitsraum (10) und einem aus dem Pumpenarbeitsraum mit auf Einspritzdruck gebrachtem Kraftstoff versorgten

Kraftstoffeinspritzventil (13), sowie mit einem elektrisch gesteuerten Ventil (24), über das der Pumpenarbeitsraum (10) der Kraftstoffeinspritzpumpe zur Steuerung von Einspritzmenge und Einspritzdauer und zur Unterbrechung der Einspritzung zwischen Vor- und Haupteinspritzung mit einem Entlastungsraum (17), verbunden oder geschlossen wird, dadurch gekennzeichnet, daß das Einspritzventil (13) zur Steuerung von wenigstens einer Einspritzöffnung (36) eine Ventalnadel (31) aufweist, die in Öffnungsrichtung vom vom Pumpenarbeitsraum (10) her zugeführten Kraftstoff beaufschlagt und in Schließrichtung durch eine Feder (45) belastet ist, die in einem kraftstoffgefüllten, von Hochdruck entlasteten Raum (43) angeordnet ist und die Ventalnadel (31) auf ihrer der Einspritzöffnung (36) abgewandten Seite einen Dämpfungsraum (39) begrenzt, dessen axiale Begrenzungswand einen Anschlag (40) zur Hubbewegungsbegrenzung der Ventalnadel (31) bildet und der über eine Drosselöffnung (54) mit dem kraftstoffgefüllten Raum (43) verbunden ist, wobei die Drosselöffnung durch eine Verbindungsöffnung (42) zwischen Dämpfungsraum und kraftstoffgefülltem Raum und einer Ausnehmung (50) an einem durch diese Verbindungsöffnung in den kraftstoffgefüllten Raum ragenden, von der Ventalnadel bewegten, von der Feder belasteten Druckzapfen (48) gebildet wird, wobei durch die zusammen mit dem Druckzapfen bewegte Ausnehmung der Querschnitt der Drosselöffnung (54) bei Hubbeginn der Ventalnadel in Öffnungsrichtung groß ist und im Laufe der Hubbewegung der Ventalnadel reduziert wird.

2. Kraftstoffeinspritzsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Querschnitt der Drosselöffnung nach einer Hubphase mit reduziertem Querschnitt zum Ende der Hubbewegung der Ventalnadel wieder vergrößert wird.

#### Claims

1. Fuel injection system with a fuel injection pump having a pump working space (10) and with a fuel injection valve (13) supplied from the pump working space with fuel which is brought to injection pressure, as well as with an electrically controlled valve (24), via which the pump working space (10) of the fuel injection pump is connected to a relief space (17) or closed in order to control the injection quantity and injection period and to interrupt injection between preinjection and main injection, characterized in that, for controlling at least one injection port (36), the injection valve (13) has a valve needle (31), on which fuel supplied from the pump working space (10) acts in the opening direction and which is loaded in the closing direction by a spring (45)

which is arranged in a fuel-filled space (43) relieved of high pressure, and the valve needle (31) delimits, on its side facing away from the injection port (36), a damping space (39), the axial delimiting wall of which forms a stop (40) for limiting the stroke movement of the valve needle (31) and which is connected to the fuel-filled space (43) via a throttle port (54), the throttle port being formed by a connecting port (42) between the damping space and fuel-filled space and by a recess (50) on a thrust pin (48) which projects through this connecting port into the fuel-filled space, is moved by the valve needle and is loaded by the spring, and, by means of the recess moved together with the thrust pin, the cross-section of the throttle port (54) being large at the start of the stroke of the valve needle in the opening direction and being reduced in the course of the stroke movement of the valve needle.

2. Fuel injection system according to Claim 1, characterized in that, after a stroke phase with a reduced cross-section, the cross-section of the throttle port is increased again at the end of the stroke movement of the valve needle.

#### Revendications

1. Système d'injection de carburant comprenant une pompe d'injection de carburant ayant une chambre active de pompe (10) et un injecteur (13) alimenté en carburant mis à la pression d'injection à partir de la chambre active, ainsi qu'une soupape à commande électrique (24) par laquelle la chambre active (10) de la pompe d'injection est reliée ou est fermée pour la commande de la quantité à injecter et la durée de l'injection ainsi que pour interrompre l'injection entre la pré-injection et l'injection principale, en étant reliée à une chambre de décharge (17), caractérisé en ce que

- l'injecteur (13) comporte une aiguille (31) pour commander au moins un trou d'éjection (36), cette aiguille étant sollicitée dans le sens de l'ouverture par le carburant venant de la chambre active (10), et dans le sens de la fermeture par un ressort (45) placé dans la chambre (43) remplie de carburant de décharge de haute pression,
- l'aiguille (31) délimite par son côté opposé au trou d'éjection (36), une chambre d'amortissement (39) dont la paroi axiale forme une butée (40) pour limiter la course de l'aiguille (31) et cette chambre est reliée par un orifice d'étranglement (54) à la chambre (43) remplie de carburant,
- l'orifice d'étranglement est formé par un orifice

de liaison (42) entre la chambre d'amortissement et la chambre remplie de carburant et une cavité (50) et un téton de poussée (48) chargé par le ressort, déplacé par l'aiguille et venant dans la chambre remplie de carburant en passant par cet orifice de liaison, 5

- et grâce à la cavité déplacée avec le téton de poussée, la section de l'orifice d'étranglement (54) est grande au début de la course de l'aiguille dans le sens de l'ouverture et cette section diminue au cours du mouvement de translation de l'aiguille. 10

2. Système d'injection de carburant selon la revendication 1, 15  
caractérisé en ce que  
la section de l'ouverture d'étranglement est de nouveau augmentée après une phase de course de section réduite, jusqu'à la fin du mouvement de translation de l'aiguille. 20

25

30

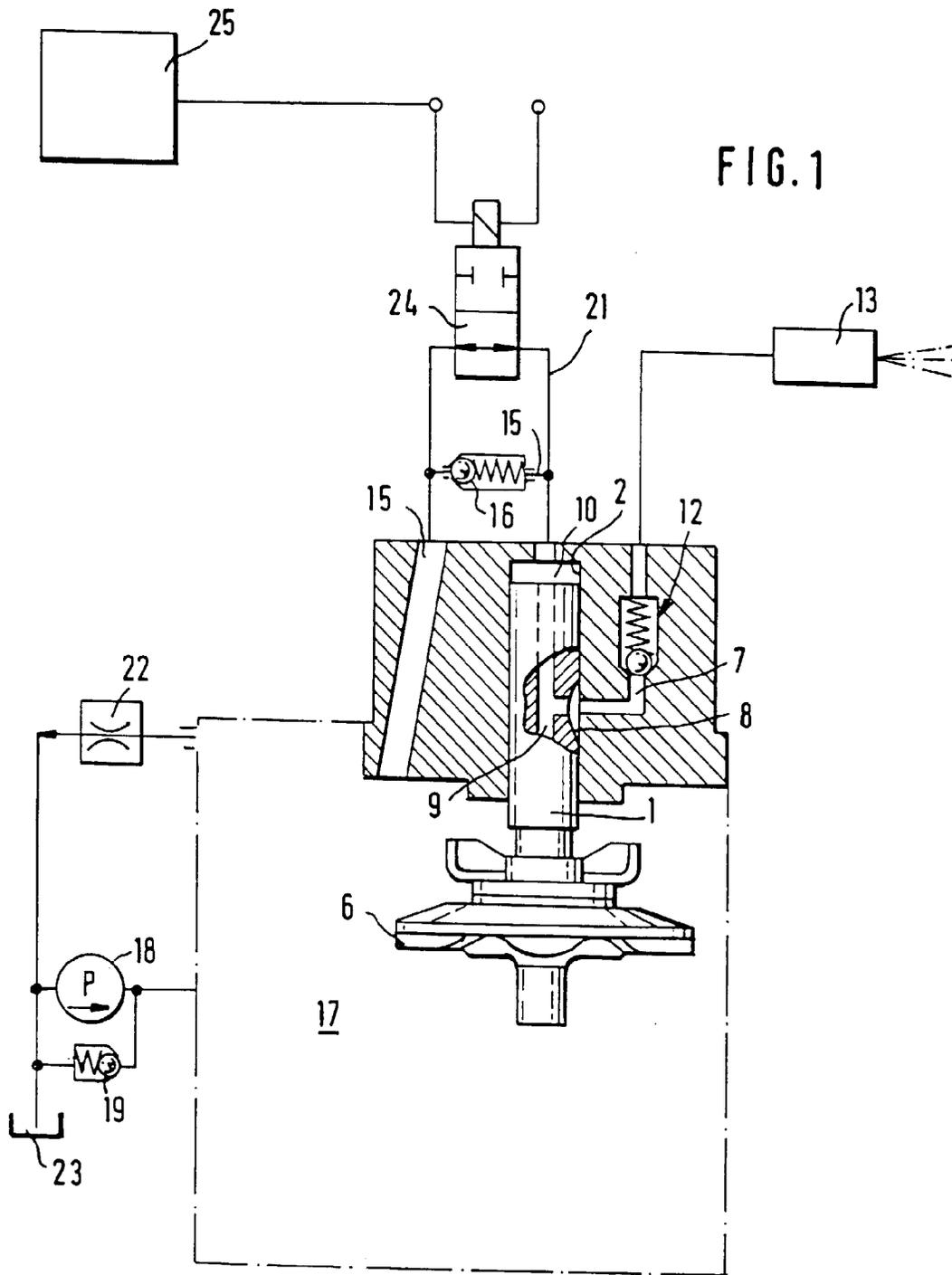
35

40

45

50

55



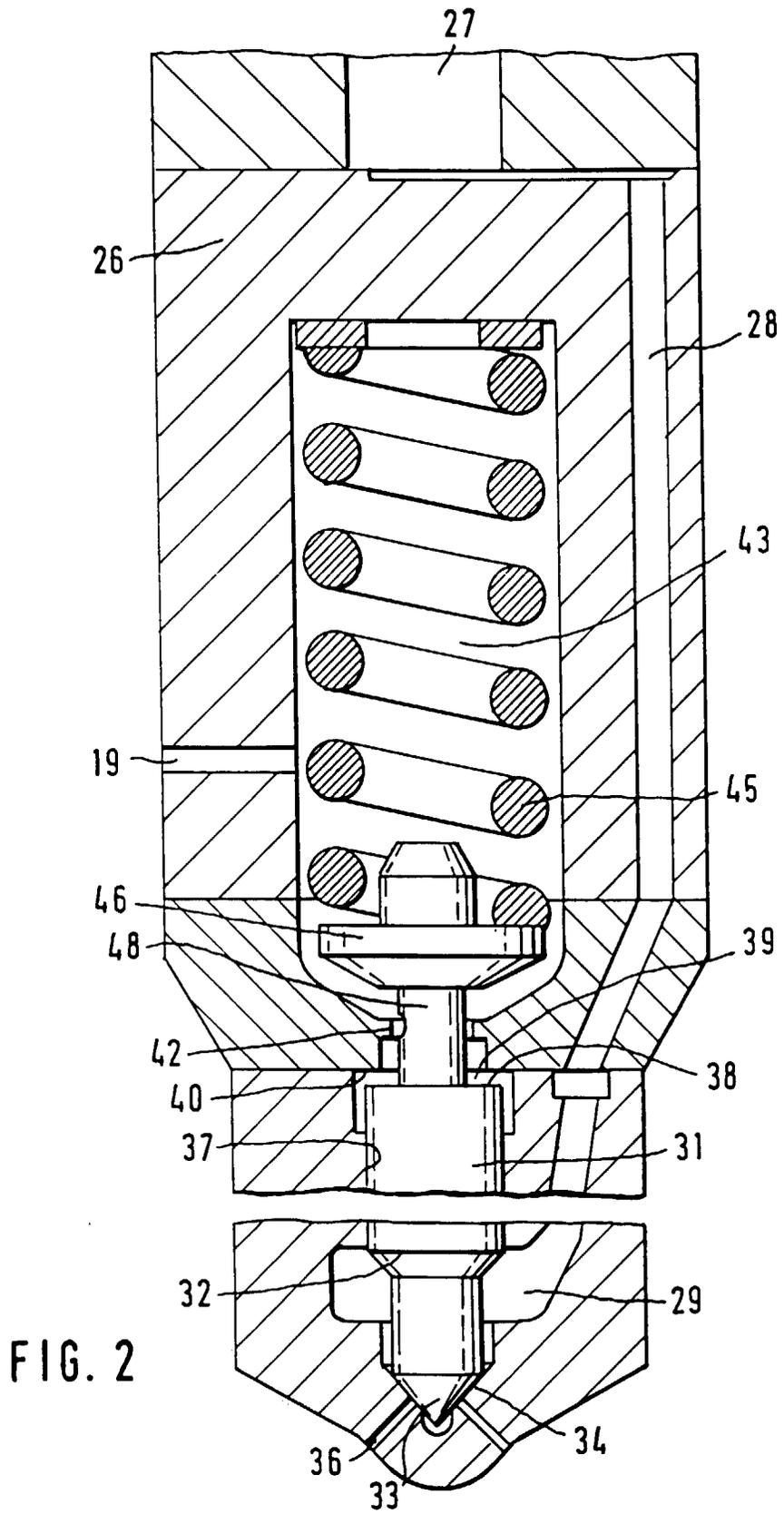


FIG. 2

FIG. 3

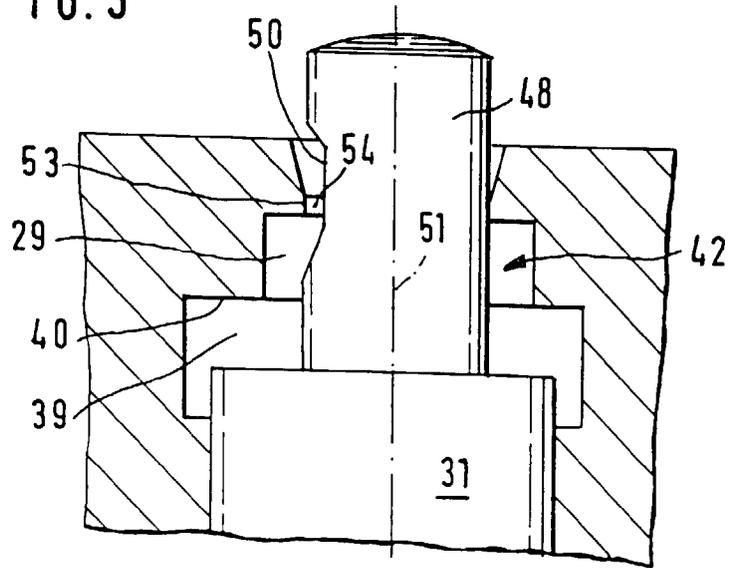


FIG. 4

