

①⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:
19.06.85

⑤① Int. Cl.⁴: **F 02 M 43/00, F 02 M 43/04**

②① Anmeldenummer: **82102059.1**

②② Anmeldetag: **13.03.82**

⑤④ **Einspritzsystem zum Einspritzen zweier Brennstoffe durch eine Einspritzdüse.**

③⑩ Priorität: **06.05.81 DE 3117796**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.11.82 Patentblatt 82/45

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
19.06.85 Patentblatt 85/25

②④ Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE FR GB IT LI NL SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen:
CH - A - 305 822
DE - A - 2 547 783
DE - A - 2 908 375
DE - A - 2 924 128
DE - C - 568 366
DE - C - 577 810
DE - C - 969 853

⑦③ Patentinhaber: **Klöckner-Humboldt-Deutz**
Aktiengesellschaft,
Deutz-Mülheimer-Strasse 111 Postfach 80 05 09,
D-5000 Köln 80 (DE)

⑦② Erfinder: **Küpper, Heinz, Am Driesch 6,**
D-5210 Trolsdorf-Sieglar (DE)

EP 0 064 146 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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

Die Erfindung bezieht sich auf ein Einspritzsystem zum Einspritzen zweier Brennstoffe durch ein einziges Einspritzventil, bei dem die beiden Brennstoffe von separaten Einspritzpumpen getrennt zugeführt werden und erst im Bereich der Spitze einer Düsennadel des Einspritzventils aufeinandertreffen, wobei eine Hauptbrennstoffleitung durch ein Druckentlastungsventil, insbesondere an der Einspritzpumpe, für den Hauptbrennstoff druckentlastbar ist, wobei einer Zündbrennstoffleitung ein Rückschlagventil in unmittelbarer Nähe der Austrittsöffnung der Zündbrennstoffleitung zugeordnet ist und wobei innerhalb des Einspritzventils ein federbelasteter Kolben vorgesehen ist, der mit der Hauptbrennstoffleitung in Wirkverbindung steht.

Aus der DE-A-2 924 128 ist ein Einspritzventil zum Einspritzen von Zündkraftstoff einerseits und zündunwilligem Hauptkraftstoff andererseits für Dieselmotoren bekannt. Dieses Einspritzventil weist eine getrennte Zuführung für den Hauptbrennstoff und den Zündbrennstoff zum Düsennadelsitz auf. Der Zündbrennstoff und der Hauptbrennstoff werden durch zwei getrennte Pumpen gefördert, wobei die Hauptbrennstoffpumpe als Hochdruckeinspritzpumpe und die Zündbrennstoffpumpe als handelsübliche Förderpumpe ausgebildet ist, die mit einem Förderdruck von 20—50 bar arbeitet.

In einer bevorzugten Ausführung der DE-A wird der Zündbrennstoff auf der einen und der Hauptbrennstoff auf der anderen Seite der Düsennadel oberhalb des Sitzes derselben angelagert. Um dafür Sorge zu tragen, daß der Zündbrennstoff vor dem Hauptbrennstoff in den Brennraum gelangt, ist in dem Zündbrennstoffkanal ein federbelasteter Voreinspritzkolben mit Differentialkolben vorgesehen, der auf seiner federbelasteten Seite über einen Stichkanal mit dem Hauptbrennstoffkanal verbunden ist. Der Zündbrennstoff wird auf der der federbelasteten Kolbenseite gegenüberliegenden Seite zugeführt, so daß vom Zündbrennstoff der Kolben gegen den Druck der Feder verschoben werden muß, damit die notwendige Zündbrennstoffmenge zugeführt werden kann. Wird dann der Hauptbrennstoff nur wenig druckbeaufschlagt, so kann er über den Stichkanal auf die federbelastete Seite des Voreinspritzkolbens wirken und erhöht aufgrund des Differentialkolbens den Druck derart, daß die Düsennadel angehoben wird, so daß der Zündbrennstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Sodann bricht der Druck des Zündbrennstoffs zusammen, die Düsennadel schließt wieder und erst nach Aufbau eines ausreichenden Druckes im Hauptbrennstoff öffnet sie wieder und läßt den Hauptbrennstoff in den Brennraum eintreten.

Weiterhin ist ebenfalls in dieser DE-A-2 924 128 vorgesehen, den Zündbrennstoff dem Hauptbrennstoff ohne das Erfordernis eines Differentialkolbens vorzulagern. Die Hauptbrennstoffleitung wird dabei an der Einspritzpumpe

durch ein Druckentlastungsventil druckentlastet. In diesem Fall komprimiert der Zündbrennstoff den druckentlasteten Hauptbrennstoff innerhalb der Düse sowie in der Hauptbrennstoffleitung und verdrängt dadurch den Hauptbrennstoff an der Düsennadelspitze. Beim nachfolgenden Einspritzhub der Einspritzpumpe für den Hauptbrennstoff wird der an der Düsennadelspitze vorgelagerte Zündbrennstoff zeitlich zuerst eingespritzt. Ein in der Nähe der Austrittsöffnung der Zündbrennstoffleitung angeordnetes Rückschlagventil verhindert das Zurückfließen des Zündbrennstoffes. Soll die Menge des Zündbrennstoffes exakt dosiert werden, so sind weitere separate Einrichtungen, wie beispielsweise Magnetventile und Zumeßkolben, vorgesehen.

Insgesamt ist bei den vorbeschriebenen Vorrichtungen nach der DE-A-2 924 128 als nachteilig anzusehen, daß der Zündbrennstoff entgegen einer Federkraft eines Voreinspritzkolbens wirken muß oder den Hauptbrennstoff zu komprimieren hat. Daraus ergibt sich aber zwingend, daß die Zündbrennstoffeinspritzpumpe den relativ hohen Druck von 20—50 bar bereitstellen muß. Derartige Einspritzpumpen erfordern einen relativ hohen Bauaufwand und sind deshalb im Vergleich zu einfachen Förderpumpen teuer. In nachteiliger Weise werden weiterhin zur exakten Zumessung des Zündbrennstoffes noch zusätzliche Einrichtungen, wie beispielsweise Magnetventile, benötigt.

Aus der DE-C-568 366 ist ebenfalls ein Einspritzventil zum Einspritzen von Zünd- und Hauptbrennstoff bekannt. Hier sind beide Brennstoffleitungen mit Rückschlagventilen versehen. In einer Abzweigleitung der Hauptbrennstoffleitung ist ein federbelasteter Verdrängerkolben angeordnet, der je nach seiner Stellung Entlastungsraum für den Hauptbrennstoff zur Verfügung stellt. Beide Brennstoffleitungen münden in der Nähe der Düsennadelspitze. Wenn Zündbrennstoff dem Hauptbrennstoff vorgelagert werden soll, ist das Rückschlagventil der Hauptbrennstoffleitung geschlossen, und der Hauptbrennstoff wird durch den Druck des Zündbrennstoffes entgegen der Federkraft des Verdrängerkolbens in den Kolbenraum des Verdrängerkolbens gedrückt. Der Zündbrennstoff schafft sich somit dadurch Raum, daß er den Hauptbrennstoff entgegen der Federkraft quasi vor sich her in den vom Verdrängerkolben geschaffenen Entlastungsraum preßt. Im darauffolgenden Förderhub der Einspritzpumpe für den Hauptbrennstoff gelangt der jetzt vorgelagerte Zündbrennstoff infolge des starken Druckanstieges im Hauptbrennstoff zeitlich vor diesem zur Einspritzung in den Brennraum. Auch bei einer derartigen Vorrichtung ist es nachteilig, daß der zum Eindrücken der Feder des Verdrängerkolbens nötige Druck des Zündbrennstoffes relativ hoch sein muß.

In der DE-A-2 908 375 wird ein Einspritzventil zum Einspritzen zweier Brennstoffe vorgeschla-

gen, bei dem zwei Hochdruckeinspritzpumpen die beiden Brennstoffe, also sowohl den Hauptbrennstoff als auch den Zündbrennstoff, getrennt fördern. Erst in der Nähe der Düsenadelspitze treffen die beiden Brennstoffkanäle, getrennt durch je ein dort angeordnetes Rückschlagventil, aufeinander. Beide Einspritzpumpen arbeiten mit sehr hohem Druck, d. h. etwa 250 bar. Somit ist auch hier die Zündbrennstoffeinspritzpumpe in nachteiliger Weise als teure Hochdruckeinspritzpumpe ausgebildet.

Aus der DE-A-2 547 783 ist eine Einspritzpumpe bekannt, die für einen Brennstoff den zur Einspritzung nötigen Hochdruck bereitstellt. Zur Verhinderung des sogenannten Nachspritzens ist bei dieser Einspritzpumpe ein Druckentlastungsventil an der Auslaßleitung der Einspritzpumpe vorgesehen. Dabei wird durch den Hub eines Kolbens ein definiertes Entlastungsvolumen zur Verfügung gestellt. Durch dieses Entlastungsvolumen kann die Brennstoffleitung nach dem Abschluß des Förderhubes druckentlastet werden.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, ein Einspritzsystem der eingangs genannten Art vorzuschlagen, mit dem sicher eine ausreichende Zündbrennstoffmenge zeitlich vor dem Hauptbrennstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Dabei soll der Zündbrennstoff mit einem geringen Druck und unter Verwendung einer preiswerten Niederdruckförderpumpe dem Hauptbrennstoff an der Spitze der Düsenadel vorgelagert werden.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Der Vorteil dieser Anordnung ist darin zu sehen, daß in dem Moment, wenn der Druck in der Hauptbrennstoffleitung zusammenbricht, ein Druckentlastungsvolumen in dem Einspritzventil geschaffen wird, das den Druck entlastet und durch die Größe des Entlastungsvolumens bzw. des freigegebenen Zylinderraumes die zuzuführende Zündbrennstoffmenge exakt vorbestimmt. Der Zündbrennstoff ist so in der Lage, mit einem geringen Druck von etwa 2—4 bar nachzufließen und sich an der Düsenadelspitze vorzulagern. Die für den Zündbrennstoff benötigte Förderpumpe kann daher besonders preiswert ausgebildet sein.

Im nachfolgenden Einspritzhub der Einspritzpumpe wirkt der Hauptbrennstoff direkt auf den Zündbrennstoff. Der Druck des Hauptbrennstoffes hebt die Düsenadel an und spritzt zeitlich zuerst den Zündbrennstoff ein. Etwaige Differenzkolben können in vorteilhafter Weise ganz entfallen.

Die räumliche Anordnung des Rückschlagventils in der Zündbrennstoffleitung nahe dem Sitz der Düsenadel führt zu einem äußerst geringen Totvolumen des Zündbrennstoffes. Es wird daher fast die gesamte vorgelagerte Zündbrennstoffmenge eingespritzt. Nur ein sehr kleiner Rest dieses Zündbrennstoffes verbleibt während der Einspritzperiode zwischen dem Düsenadel-

sitz und dem Rückschlagventil. Dies ist hier von besonderer Bedeutung, da der Hauptbrennstoff beim Einspritzen in den Brennraum einen Druck von etwa 250 bar erreicht und den Zündbrennstoff daher bei Beginn der Einspritzphase zunächst stark komprimiert. Je größer dann das Totvolumen des Zündbrennstoffes zwischen Rückschlagventil und Düsenadelsitz ist, desto mehr Zündbrennstoff wird wieder aus dem Vorlagerungsraum infolge der Kompression des Zündbrennstoffes in den vom Totvolumen eingenommenen Raum zurückgedrückt. Wegen des sehr geringen Totvolumens ist hier erfindungsgemäß dieser Effekt vernachlässigbar klein, so daß sich die Menge des vorgelagerten Zündbrennstoffes in besonders vorteilhafter Weise stets exakt vorherbestimmen läßt. Außerdem wird während der Einspritzphase eine geringe Vermischung der beiden Brennstoffe erzielt.

Die Weiterbildung nach Anspruch 2 beschreibt eine besonders bevorzugte Ausführungsform des Rückschlagventils, das gemäß Anspruch 3 dimensioniert werden kann. Dadurch erzielt man kleinstmögliche Abmessungen, was den Vorteil hat, daß beim Einsetzen des Einspritzvorganges ein rasches Schließen und eine geringe Undichtigkeit erzielt wird.

Aufgrund der Ausbildung gemäß Anspruch 4 sind in der Düsenadel nur geringe Mengen Zündbrennstoff enthalten, die die Bewegung der Düsenadel in keiner Weise beeinflussen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels näher erläutert.

In der einzigen Abbildung ist ein Querschnitt durch eine Einspritzdüse gemäß der Erfindung dargestellt. Die Einspritzdüse 1 besteht in an sich bekannter Weise aus dem Düsenkörper 2, in dem zentrisch die Düsenadel 3 angeordnet ist, die durch die Kraft der Druckfeder 6 in Schließstellung gehalten wird. Der Düsenkörper 2 wird von einer Überwurfmutter 4 an dem Düsenhalter 5 befestigt.

Der Hauptbrennstoff wird in den Düsenhalter 5 bei 7 zugeführt. Er gelangt durch ein Stabfilter 8 in eine Zulaufbohrung 9, die durch einen Kolben 10, welcher von einer Feder 11 belastet wird, verschließbar ist. Der Kolben 10 und die Feder 11 bilden ein Entlastungsventil. Der Kolben 10 weist hierzu eine Sacklochbohrung 10.1 auf, die mit Abflußöffnungen 10.2 ausgerüstet ist, die in der dargestellten Position verschlossen sind. Der Abstand der Abflußöffnungen 10.2 vom Sitz des Kolbens 10 ist ein Maß für die Größe des Entlastungsvolumens. Je größer dieser Abstand ist, desto größer ist das Entlastungsvolumen. Nach Passieren des Kolbens 10 gelangt der Hauptbrennstoff in die Druckkammer 12, die konzentrisch um die Düsenadel 3 angeordnet ist. Die Düsenadel 3 weist innerhalb der Druckkammer eine Druckschulter 3.1 auf, so daß sie bei einem entsprechenden Druck des Hauptbrennstoffes gegen die Kraft der Druckfeder angehoben werden kann. Von der Druckkammer 12 verläuft ein Ringkanal 13 zur Düsenadelsitzfläche. Dieser

Ringkanal wird von der Düsennadel im geschlossenen Zustand verschlossen. In geöffnetem Zustand der Düsennadel geht der Ringkanal 13 in eine Zwischenbohrung 14 über, von der aus ein oder mehrere Spritzlöcher 15 abzweigen.

Der Zündbrennstoff wird bevorzugt gemäß der Erfindung durch das bei üblichen Einspritzdüsen vorgesehene Leckagesystem zugeführt. Hierzu gelangt der Zündbrennstoff über seine Anschlußleitung 16 und Bohrungen in den Düsenhalter zum Druckfederraum 17 und von dort zur Düsennadel. Um ihn im Inneren der Düsennadel bis kurz oberhalb der Nadelsitzfläche zu führen, weist die Düsennadel eine Sacklochbohrung 18 auf, in der ein zylindrischer Einsatz 19 mit einer abgeflachten Seitenwand eingesetzt ist. Dadurch wird zwischen der abgeflachten Seitenwand und der Düsennadelinnenwand ein Spalt 20 gebildet. Dieser ist im unteren Bereich der Düsennadel mit einer zentralen Bohrung 21 im Einsatz 19 und der Düsennadel 3 verbunden, von deren Ende kurz oberhalb der Düsennadelsitzfläche mehrere Austrittsöffnungen 24 zu dem Ringkanal 13 vorgesehen sind. In der Bohrung 21 ist eine Kugel 22 und eine Feder 23, die zusammen ein Rückschlagventil bilden und sie verschließen, angeordnet.

Die erfindungsgemäße Vorrichtung arbeitet folgendermaßen.

Zwischen zwei Einspritzvorgängen befindet sich das Einspritzventil 1 in der dargestellten Position, d. h. die Düsennadel 3 ist geschlossen und der Kolben 10 befindet sich in seiner dargestellten Stellung. Diese kann er deshalb einnehmen, weil im Hauptbrennstoffsystem ein Druckentlastungsventil vorgesehen ist, so daß der Druck in der Zulaufbohrung 9 nach Beendigung des Einspritzvorganges absinkt, so daß die Feder 11 den Kolben 10 in die dargestellte Stellung verschieben kann.

Da der Zündbrennstoff bei jedem Einspritzvorgang zuerst eingespritzt werden soll, muß er auch zuerst zugeführt werden. Hierzu wird er von einer Konstantförderpumpe mit einem Druck von 3 bis 4 bar über die Anschlußleitung 16, dem Druckfederraum 17 in den Spalt 20 und von dort über die zentrale Bohrung 21 bis zu dem Rückschlagventil geliefert. Die Feder 23 des Rückschlagventils ist derart eingestellt, daß das Rückschlagventil bei einem Druck von 2 bar öffnet. Dadurch fließt der Zündkraftstoff über die Austrittsöffnungen 24 in den Ringkanal 13.

Der in dem Ringkanal 13 vom letzten Einspritzvorgang übriggebliebene Hauptbrennstoff liegt ebenfalls drucklos vor, da durch die Verschließbewegung des als Entlastungsventil ausgebildeten Kolbens 10 das zwischen dem Kolben 10 und dem Düsennadelsitz vorhandene Volumen durch die Schließbewegung des Kolbens 10, z. B. um 10 oder 15 mm³ vergrößert wurde. Dadurch gelangt der Zündbrennstoff leicht in den Ringkanal und kann sich um die Düsennadelspitze ansammeln.

Anschließend wird der Hauptbrennstoff unter Druck zugeführt. Die Kraft der Feder 11 des Ent-

lastungsventils ist derart bemessen, daß der Hauptbrennstoff den Kolben 10 verschieben kann, so daß der Hauptbrennstoff über die Abflußöffnungen 10.2 zur Druckkammer 12 und von dort in den Ringkanal 13 fließen kann. Aufgrund des Druckes des Hauptbrennstoffes wird die Düsennadel über die Druckschulter 3.1 angehoben. Dadurch kann der an dem Düsennadelsitz vorgelegte Zündbrennstoff über die Zwischenbohrung 14 und die Spritzlöcher 15 in den Brennraum eintreten, gefolgt von dem Hauptbrennstoff.

Ist die Förderung des Hauptbrennstoffes beendet und bricht der Druck in der Hauptbrennstoffleitung zusammen, so schließt sowohl die Düsennadel 3 als auch der Kolben 10 wieder. Damit wird in dem Hauptbrennstoffkanal zwischen dem Kolben 10 und der Düsennadelsitzfläche wieder das Entlastungsvolumen gebildet, so daß der Zündbrennstoff zugeführt werden kann.

Aufgrund des Rückschlagventils in der Zündbrennstoffleitung wird während des Einspritzvorgangs verhindert, daß Hauptbrennstoff in die Zündbrennstoffleitung eindringt, so daß beim Zuführen von Zündbrennstoff der Hauptbrennstoff erst wieder herausgedrückt werden muß. Da dieser dann das geschaffene Entlastungsvolumen im Ringkanal 13 ausfüllen würde, könnte zuwenig Zündbrennstoff vorgelagert werden. Aus diesem Grunde ist das Rückschlagventil auch so nahe wie möglich an den Austrittsöffnungen 24 angeordnet und weist eine derart geringe Masse auf, daß es verzögerungsfrei reagieren kann.

Patentansprüche

1. Einspritzsystem zum Einspritzen zweier Brennstoffe durch ein einziges Einspritzventil (1), bei dem die beiden Brennstoffe von separaten Einspritzpumpen getrennt zugeführt werden und erst im Bereich der Spitze einer Düsennadel (3) des Einspritzventils (1) aufeinandertreffen, wobei eine Hauptbrennstoffleitung (7, 9) durch ein Druckentlastungsventil, insbesondere an der Einspritzpumpe, für den Hauptbrennstoff druckentlastbar ist, wobei einer Zündbrennstoffleitung ein Rückschlagventil (22, 23) in unmittelbarer Nähe der Austrittsöffnung (24) der Zündbrennstoffleitung zugeordnet ist und wobei innerhalb des Einspritzventils (1) ein federbelasteter Kolben (10) vorgesehen ist, der mit der Hauptbrennstoffleitung (7, 9) in Wirkverbindung steht, dadurch gekennzeichnet, daß der federbelastete Kolben (10) als zweites Druckentlastungsventil ausgebildet ist, unmittelbar in der Hauptbrennstoffleitung des Einspritzventils (1) in der Nähe des Sitzes der Düsennadel (3) angeordnet ist und die Hauptbrennstoffleitung (7, 9) im annähernd drucklosen Zustand zur Einspritzpumpe hin verschließt, wobei der federbelastete Kolben (10) während der durch die Kraft der Feder (11) übertragenen Schließbewegung ein gegenüber der Öffnungsstellung des federbelasteten Kolbens (10) zusätzliches Volumen in

der Hauptbrennstoffleitung (7, 9) des Einspritzventils (1) zwischen dem Sitz der Düsennadel (3) und dem zweiten Druckentlastungsventil erzeugt, wodurch Zündbrennstoff mittels einer Einspritzpumpe für den Zündbrennstoff, die gegenüber der Einspritzpumpe für den Hauptbrennstoff mit einem geringen Förderdruck von etwa 2—4 bar arbeitet, vorgelagert wird.

2. Einspritzsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Rückschlagventil (22, 23) ein federbelastetes Kugelventil ist.

3. Einspritzsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kugel (22) einen Durchmesser von etwa 0,5 mm bis 1 mm aufweist.

4. Einspritzsystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Zündbrennstoffleitung innerhalb des Einspritzventils (1) in der Düsennadel (3) verläuft, dadurch gekennzeichnet, daß die Zündbrennstoffleitung innerhalb der Düsennadel (3) als Drosselspalt (20) aufgebaut ist, indem in einer Sacklochbohrung (18) ein zylindrischer Einsatz (19) mit abgeflachter Wand derart einsetzbar ist, daß ein Spalt entsteht, der über eine in dem Einsatz (19) und der Düsennadel (3) angeordneten Bohrung (21) mit der Austrittsöffnung (24) aus der Düsennadel verbunden ist.

Claims

1. An injection system for injecting two different fuels through a single injection valve (1) into which the two fuels are separately fed by two independent injection pumps and meet only within reach of the tip of the nozzle needle (3) of the injection valve (1), in which the pressure in one fuel duct (7, 9) for the main fuel is balanceable by means of a main-fuel pressure relief valve — preferably located at the respective injection pump —, in which a nonreturn valve (22, 23) is associated with another fuel duct for the ignition fuel and is located in close vicinity of the outlet (24) of the ignition-fuel duct, and in which a spring-biased piston (10) disposed inside the injection valve (1) is operatively connected to the main-fuel duct (7, 9), characterized in that the spring-biased piston (10) is constructed to operate as a second pressure-relief valve, is disposed directly in the main-fuel duct of the injection valve in the vicinity of the nozzle needle's (3) seat and seals the main fuel duct (7, 9) in the direction of the respective fuel pump so that the pressure in the duct is substantially zero, and in that the spring-biased piston (10) — during its closing motion effected by the bias of its spring (11) — causes the fuel in the portion of the main-fuel duct (7, 9) of the injection valve (1) between the seat of the nozzle needle (3) and the second pressure-relief valve to increase in volume compared with the volume occupied when the spring-biased piston (10) is in its opening position so that ignition fuel is introduced by the ignition-fuel injection pump which in comparison with the feed pressure of the main-fuel injection pump operates at a low feed pressure of sub-

stantially between 2 and 4 bar.

2. An injection system according to claim 1, characterized in that the nonreturn valve (22, 23) is a spring-loaded ball valve.

3. An injection system according to claim 2, characterized in that the diameter of the ball (22) is substantially between 0.5 and 1.0 mm.

4. An injection system according to any of the preceding claims, in which the ignition-fuel duct in the injection valve (1) passes through the nozzle needle (3), characterized in that the ignition-fuel duct passing through the nozzle needle (3) is a throttling slot (20) constructed by providing the nozzle needle with a blind bore (18) into which a cylindrical insert (19) having a flattened face is insertable in such a way as to form the slot which communicates through a bore (21) extending through the insert (19) and the nozzle needle (3) with the outlet (24) of the nozzle needle.

Revendications

1. Système d'injection pour injecter deux combustibles par une seule buse d'injection (1), dans lequel les deux combustibles sont amenés séparément par des pompes d'injection séparées et se superposent seulement dans la zone de la pointe d'un pointeau de soupape (3) de la soupape d'injection (1), auquel cas une conduite de combustible principal (7, 9) peut être déchargée de pression pour le combustible principal, par une soupape de décharge de pression, notamment sur la pompe d'injection, une soupape anti-retour (22, 23) étant affectée à la conduite de combustible d'allumage à proximité directe de l'orifice de sortie (24) de celle-ci, et à l'intérieur de la soupape d'injection (1) est prévu un piston chargé par ressort (10) qui est en liaison d'action avec la conduite de combustible principal (7, 9), système caractérisé en ce que le piston chargé par ressort (10) est constitué comme une seconde soupape de décharge de pression, disposé directement dans la conduite de combustible principal de la soupape d'injection (1), à proximité du siège du pointeau de buse (3), et qui ferme la conduite de combustible principal (7, 9) à l'état presque sans pression, en direction de la pompe d'injection, auquel cas le piston chargé par ressort (10) produit, pendant le déplacement de fermeture transmis par la force du ressort (11), la création, par rapport à la position d'ouverture du piston chargé par ressort (10), d'un volume supplémentaire dans la conduite de combustible principal (7, 9) de la soupape d'injection (1) entre le siège du pointeau de buse (3) et la seconde soupape de décharge de pression, de telle sorte que du carburant d'allumage est alimenté préalablement, au moyen d'une pompe d'injection pour carburant d'allumage qui fonctionne avec une pression de refoulement plus réduite d'environ 2 à 4 bars.

2. Système d'injection suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la soupape anti-retour (22, 23) est constituée par une soupape à bille

chargée par ressort.

3. Système d'injection suivant la revendication 2, caractérisé en ce que la bille (22) présente un diamètre d'environ 0,5 à 1 millimètre.

4. Système d'injection suivant l'une quelconque des revendications 1 à 3, dans lequel la conduite de combustible d'allumage s'étend, à l'intérieur de la soupape d'injection (1) dans le pointeau de buse (3), système caractérisé en ce que la conduite de combustible d'allumage est constitué, à l'intérieur du pointeau de buse (3), comme une fente d'étranglement (20) dans laquelle peut être placée une pièce d'insertion cylindrique (19) avec paroi aplatie de telle sorte que se trouve formée une fente qui est retirée, par l'intermédiaire d'un perçage (21) prévu dans la pièce d'insertion (19) et dans le pointeau de buse (3), avec l'orifice de sortie (22) du pointeau de buse.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

6

