

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 339 968 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
22.06.2005 Patentblatt 2005/25

(51) Int Cl.7: **F02M 59/36**, F02M 41/14,
F02M 59/46

(21) Anmeldenummer: **01997636.4**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2001/004319

(22) Anmeldetag: **16.11.2001**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2002/042634 (30.05.2002 Gazette 2002/22)

(54) **MAGNETVENTILGESTEUERTE KRAFTSTOFFEINSPRITZPUMPE FÜR BRENNKRAFTMASCHINEN, INSBESONDERE DIESELMOTOREN**

ELECTROMAGNETIC VALVE-CONTROLLED FUEL INJECTION PUMP FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES, ESPECIALLY DIESEL ENGINES

POMPE D'INJECTION DE CARBURANT COMMANDEE PAR SOUPAPE MAGNETIQUE, ET DESTINEE A DES MOTEURS THERMIQUES, NOTAMMENT A DES MOTEURS DIESEL

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT

(30) Priorität: **23.11.2000 DE 10058011**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.09.2003 Patentblatt 2003/36

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

(72) Erfinder:

- **BOEHLAND, Peter**
71672 Marbach (DE)
- **STERR, Andreas**
72622 Nuertingen (DE)
- **DUTT, Andreas**
70469 Stuttgart (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

WO-A-95/14857 **WO-A-97/40272**
WO-A-98/49441 **US-A- 5 318 001**

EP 1 339 968 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

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine magnet-ventilgesteuerte Kraftstoffeinspritzpumpe nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Hierbei handelt es sich vornehmlich um eine Kraftstoffeinspritzpumpe der sogenannten Verteilerbauart. Bei derartigen magnetventilgesteuerten Einspritzpumpen, die bevorzugt in Dieselmotoren eingesetzt werden, wird die Einspritzdauer durch das Öffnen des Magnetventils gesteuert. Damit der Dieselmotor gute Abgaswerte erreicht, muß der Druck in der Leitung möglichst schnell abfallen. Dies kann nur durch ein schnell öffnendes Magnetventil erreicht werden. Eine magnetventilgesteuerte Voreinspritzung ist nur mit einem schnell öffnenden Magnetventil möglich. Das Magnetventil muß daher so ausgeführt werden, dass sich seine Öffnungszeit durch hydraulische Kräfte verringern läßt.

[0003] Erfindungsgemäß relevant sind insbesondere solche Kraftstoffeinspritzpumpen der Verteilerbauart, in denen ein sogenanntes I-Magnetventil eingesetzt wird. Diese Ventilbauart zeichnet sich dadurch aus, dass die Strömung beim Absteuern radial von aussen nach innen gerichtet ist. Durch die Strömungsumlenkung im Niederdruckbereich wird eine öffnende (positive) Kraft erzielt. Die Kraft verkürzt die Ventilöffnungszeiten.

[0004] Ein Grundcharakteristikum der in Rede stehenden Ventilbauart ist darin zu sehen, dass sich eine sehr große Niederdruckfläche im Vergleich zur Druckstufenfläche im Hochdruckbereich des Magnetventils ergibt. Deshalb treten schon bei geringen Druckschwankungen im Niederdruckbereich verhältnismäßig große Kräfte auf. Diese Kräfte verursachen Öffnungszeitschwankungen, die zu Einspritzmengenstreuungen (von Hub zu Hub) führen. Um die genannten Kräfte - wenigstens teilweise - zu kompensieren und damit ihre nachteiligen Auswirkungen weitgehend zu vermeiden, ist bei der in Rede stehenden Ventilbauart ein Niederdruckausgleichskolben vorgesehen, der mit dem Magnetventil zusammenwirkt. Der Niederdruckausgleichskolben hat also die Funktion, ein stabiles Öffnungsverhalten des Magnetventils zu bewirken.

[0005] Zu dem im Vorstehenden geschilderten Stand der Technik wird die DE 4339948 A1 genannt, die eine gattungsmäßige Kraftstoffeinspritzpumpe zum Gegenstand hat. Bei der bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe ist der Niederdruck-Ausgleichskolben einteilig mit der Magnetventilnadel ausgeführt und coaxial zu dieser angeordnet, wobei er praktisch eine Fortsetzung der Magnetventilnadel über den Ventilsitz hinaus bildet.

[0006] Der Nachteil besteht darin, dass es beim Absteuern zu einer Strömungsumlenkung auf dem Niederdruck-Ausgleichskolben kommt. Diese Strömungsumlenkung bewirkt eine Druckerhöhung, aus der sich eine schließende Nadelkraft ergibt.

Die nachteilige Folge ist eine Verzögerung der Öffnung des Magnetventils beim Absteuern.

[0007] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, geeignete Maßnahmen dafür zu treffen, dass unerwünschte Verzögerungen beim Öffnungsvorgang des Magnetventils vermieden werden.

[0008] Ferner ist durch die US-A-5 318 001 eine magnetventilgesteuerte Kraftstoffeinspritzpumpe bekannt, wobei die Einspritzdauer über das Öffnen des Magnetventils gesteuert wird. Das Magnetventil weist eine Ventilnadel auf, die über einen Ventilsitz im Pumpenkörper einen Hochdruckbereich von einem Niederdruckbereich trennt oder verbindet. Beim Trennen wird in einer als Druckregler oder Druckbegrenzungsventil bezeichneten Membrangruppe ein Speichervolumen gebildet, das beim Verbinden Kraftstoff nachschiebt und somit den Ansaugvorgang unterstützt bzw. beschleunigt.

Vorteile der Erfindung

[0009] Gemäß der Erfindung wird die Aufgabe bei einer Kraftstoffeinspritzpumpe der eingangs bezeichneten Art durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

[0010] Vorteilhafte Weiterbildungen des Grundgedankens der Erfindung sind den Patentansprüchen 2 - 8 zu entnehmen.

[0011] Durch die erfindungsgemäßen Merkmale gelingt es, die für die Funktion des Magnetventils in dessen geschlossenem Zustand wichtigen Vorteile des vorhandenen Niederdruck-Ausgleichskolbens zu erhalten. Zugleich entfallen aber die bisherigen negativen Wirkungen des Niederdruck-Ausgleichskolbens beim Öffnen des Magnetventils.

Zeichnung

[0012] Die Erfindung ist in der Zeichnung anhand eines Ausführungsbeispiels veranschaulicht, das im Folgenden detailliert beschrieben wird. Die Zeichnung zeigt - im vertikalen Längsschnitt und teilweise - eine Ausführungsform einer Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

[0013] Es bezeichnet 10 einen Verteiler, der in einem (nicht dargestellten) Pumpengehäuse in bekannter und daher nicht näher gezeigter Weise geführt ist. Der Antrieb des Verteilers 10 erfolgt ebenfalls in üblicher Weise, weshalb auch diesbezüglich auf eine detaillierte Beschreibung verzichtet werden kann.

[0014] Ein (nicht dargestellter) Pumpenarbeitsraum ist über einen Druckkanal 11 im Verteiler 10 mit einer Verteilernut 12 am Umfang des Verteilers 10 verbunden, von der (nicht gezeigte) im Pumpengehäuse verlaufende Einspritzleitungen ihren Ausgang nehmen. Die Einspritzleitungen führen wiederum zu einem (ebenfalls

nicht gezeigten) Einspritzventil.

[0015] Des Weiteren geht von der Verteilernut 12 im Inneren des Verteilers 10 ein Verbindungskanal 14 aus, der in eine Ringnut 15 mündet. Die Ringnut 15 bildet einen Ventilsitz 16 für eine Ventilnadel 17 eines (nur teilweise dargestellten) insgesamt mit 18 bezeichneten Magnetventils. Oberhalb der Magnetventilnadel 17, bei 19, schließt sich ein das Magnetventil 18 betätigender Elektromagnet an, der bekannter Stand der Technik ist, weshalb eine detaillierte Darstellung entfallen kann.

[0016] Unterhalb des Ventilsitzes 16 erstreckt sich eine insgesamt mit 20 bezifferte Sacklochbohrung, die eine Erweiterung 21 aufweist, von der ein (weiterer) Verbindungskanal 22 seinen Ausgang nimmt. Der Verbindungskanal 22 führt zum (nicht dargestellten) Niederdruckteil der Kraftstoffeinspritzpumpe. Somit definieren Ventilsitz 16 und Magnetventilnadel 17 innerhalb des Verteilers 10 einen Hochdruckbereich 14, 15 und einen Niederdruckbereich 21.

[0017] Innerhalb der Sacklochbohrung 20 und koaxial zu der Magnetventilnadel 17 ist ein Niederdruck-Ausgleichskolben axial beweglich angeordnet, der - jeweils hälftig - linksseitig einer gemeinsamen Längsmittelachse 23 von Magnetventilnadel 17 und Niederdruck-Ausgleichskolben insgesamt mit 24 und rechtsseitig der Längsmittelachse 23 insgesamt mit 25 beziffert ist.

[0018] Die rechtsseitig von der Längsmittelachse 23 gezeichnete Bauart 25 des Niederdruck-Ausgleichskolbens markiert den bisherigen Stand der Technik, wobei der Niederdruck-Ausgleichskolben 25 - bei 26 - einstückig mit der Magnetventilnadel 17 verbunden ist.

[0019] Dagegen handelt es sich bei dem linksseitig der Längsmittelachse 23 (hälftig) dargestellten Niederdruck-Ausgleichskolben 24 um die erfindungsgemäße Bauart. Die Besonderheit besteht hier darin, dass Magnetventilnadel 17 und Niederdruck-Ausgleichskolben 24 als zwei getrennte und damit unabhängig voneinander (axial) bewegliche Bauteile ausgebildet sind. Zur Führung des Niederdruck-Ausgleichskolbens 24 weist dieser eine Kolbenstange 27 verjüngten Durchmessers auf, die in eine in die Magnetventilnadel 17 eingebrachte Führungsbohrung 28 eingreift. Durch die Führung 27/28 wird ein (andernfalls mögliches) Kippen des Niederdruck-Ausgleichskolbens 24 wirksam vermieden. Die Führungsbohrung 28 ist als Sacklochbohrung ausgebildet, wobei ihr (oberes) Ende 29 als Anschlag fungiert, der mit dem freien Ende 30 der Kolbenstange 27 des Niederdruck-Ausgleichskolbens 24 zusammenwirkt.

[0020] An einer rückwärtigen Stirnfläche 31 des Niederdruck-Ausgleichskolbens 24 liegt eine Druckfeder (Niederdruck-Ausgleichsfeder) 32 an, die sich rückwärtig an dem mit 33 bezifferten Boden der Sacklochbohrung 20 abstützt. Durch die Niederdruck-Ausgleichsfeder 32 wird der Niederdruck-Ausgleichskolben 24 gegen den (oberen) Anschlag 29 der Führungsbohrung 28 gedrückt.

[0021] Eine weitere Besonderheit besteht darin, dass an der (unteren) Stirnfläche 31 des Niederdruck-Aus-

gleichskolbens 24 ein stangenförmiger, von der Niederdruck-Ausgleichsfeder 32 umgebener Gegenanschlag 34 angeordnet ist, der an seinem Ende 35 mit dem zugleich als (unterer) Hubanschlag für den Niederdruck-Ausgleichskolben 24 fungierenden Boden 33 der Sacklochbohrung 20 zusammenwirkt. Der stangenförmige Gegenanschlag 34 dient auch gleichzeitig zum Schutz der Niederdruck-Ausgleichsfeder 32.

[0022] Die beschriebene Anordnung und Ausbildung des Niederdruck-Ausgleichskolbens 24 wirkt sich im Betrieb der Kraftstoffeinspritzpumpe wie folgt aus.

[0023] Beim Öffnen des Magnetventils 18 wird der Druck im Hochdruckbereich 14, 15 über den Ventilsitz 16 abgebaut. Es kommt zu einer lokalen Druckerhöhung auf der Magnetventilnadel 17 und dem Niederdruck-Ausgleichskolben 24.

Der Niederdruck-Ausgleichskolben 24 trennt sich nun von der Magnetventilnadel 17. Die in Schließrichtung gerichtete Niederdruck-Ausgleichskolbenkraft wird über den Hubanschlag 33, 34, 35 am Verteilergehäuse 10 abgestützt. Die Magnet-Ventilkraft führt zu einem schnellen Öffnen des Magnetventils 18.

[0024] Die auf den Niederdruck-Ausgleichskolben 24 aufgeführten hydraulischen Kräfte, welche bei der bisherigen einstückigen Ausbildung von Magnetventilnadel und Niederdruck-Ausgleichskolben nachteiligerweise in Schließrichtung der Magnetventilnadel wirkten, entfallen somit durch die erfindungsgemäße Separatausbildung von Magnetventilnadel 17 einerseits und Niederdruck-Ausgleichskolben 24 andererseits. Die vom Elektromagneten 19 auf die Magnetventilnadel 17 ausgeübte Öffnungskraft hat somit ein ungehindertes und damit schnellstmögliches Öffnen des Magnetventils 18 zur gewünschten Folge.

Patentansprüche

1. Magnetventilgesteuerte Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen, insbesondere Dieselmotoren, mit einem Magnetventil (18), dessen Ventilnadel (17) über einen Ventilsitz (16) im Pumpenkörper einen Hochdruckbereich (14, 15) von einem Niederdruckbereich (21) trennt bzw. Hoch- und Niederdruckbereich verbindet, wobei die Einspritzdauer durch das Öffnen des Magnetventils (18) gesteuert wird, und mit einem im Niederdruckbereich (21) angeordneten Niederdruck-Ausgleichskolben (24) zur Kompensation von Druckschwankungen im Niederdruckbereich (21), wobei der Niederdruck-Ausgleichskolben (24) koaxial zur Magnetventilnadel (17) als von ihr gesondertes Bauteil angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Niederdruck-Ausgleichskolben (24) an seinem dem Magnetventil (18) zugewandten Ende eine Kolbenstange (27) besitzt, die in eine im Bereich des Magnetventilsitzes (16) in die Magnetventilnadel (17) eingebrachte Führungsbohrung (28) hineinragt, die

zur Führung des Niederdruck-Ausgleichskolben (24) dient.

2. Magnetventilgesteuerte Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, wobei der Niederdruck-Ausgleichskolben (24) in einem sich koaxial an den Niederdruckbereich (21) im Pumpenkörper anschließenden Niederdruck-Ausgleichskolbenraum (20) gegen den Widerstand einer den Niederdruck-Ausgleichskolben (24) rückseitig beaufschlagten Niederdruck-Ausgleichsfeder (32) axial beweglich angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** am rückwärtigen, von der Magnetventilnadel (17) abgewandten Ende des Niederdruck-Ausgleichskolbenraumes (20) zum Schutze der Niederdruck-Ausgleichsfeder (32) ein Hubanschlag (33) für den Niederdruck-Ausgleichskolben (24) vorgesehen ist.
3. Magnetventilgesteuerte Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** an der von der Magnetventilnadel (17) abgewandten (rückseitigen) Stirnfläche (31) des Niederdruck-Ausgleichskolbens (24) ein mit dem Hubanschlag (33) zusammenwirkender Gegenanschlag (34, 35) angeordnet ist, der einen gegenüber dem Durchmesser des Niederdruckkolbens (24) verjüngten Durchmesser aufweist.
4. Magnetventilgesteuerte Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Führungsbohrung (28) einen Anschlag (29) für die Kolbenstange (27) und damit für den Niederdruck-Ausgleichskolben (24) aufweist.
5. Magnetventilgesteuerte Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Niederdruck-Ausgleichsfeder (32) so ausgelegt ist, dass bei geschlossenem Magnetventil (18) die Kolbenstange (27) des Niederdruck-Ausgleichskolbens (24) durch die Kraft der Niederdruck-Ausgleichsfeder (32) am Anschlag (29) in der Führungsbohrung (28) zur Anlage kommt.

Claims

1. Solenoid-valve-controlled fuel injection pump for internal combustion engines, in particular diesel engines, having a solenoid valve (18), the valve needle (17) of which separates a high-pressure region (14, 15) from a low-pressure region (21) via a valve seat (16) in the pump body or connects the high-pressure region and the low-pressure region, the injection duration being controlled by opening the solenoid valve (18), and having a low-pressure compensating piston (24) arranged in the low-pressure region (21) for compensating for pressure fluctuations in the low-pressure region (21), the low-pres-

sure compensating piston (24) being arranged coaxially with respect to the solenoid-valve needle (17) as a separate component from it, **characterized in that**, at its end which faces the solenoid valve (18), the low-pressure compensating piston (24) has a piston rod (27) which protrudes into a guide hole (28) made in the solenoid-valve needle (17) in the region of the solenoid-valve seat (16), the said guide hole (28) serving to guide the low-pressure compensating piston (24).

2. Solenoid-valve-controlled fuel injection pump according to Claim 1, the low-pressure compensating piston (24) being arranged so as to be axially movable, counter to the resistance of a low-pressure compensating spring (32) acting on the rear side of the low-pressure compensating piston (24), in a low-pressure compensating-piston chamber (20) which adjoins the low-pressure region (21) coaxially in the pump body, **characterized in that** a stroke stop (33) for the low-pressure compensating piston (24) is provided at the rear end of the low-pressure compensating-piston chamber (20) facing away from the solenoid-valve needle (17), in order to protect the low-pressure compensating spring (32).
3. Solenoid-valve-controlled fuel injection pump according to Claim 2, **characterized in that** a corresponding stop (34, 35) which interacts with the stroke stop (33) and has a smaller diameter than the diameter of the low-pressure piston (24) is arranged on that (rear) end face (31) of the low-pressure compensating piston (24) which faces away from the solenoid-valve needle (17).
4. Solenoid-valve-controlled fuel injection pump according to Claim 3, **characterized in that** the guide hole (28) has a stop (29) for the piston rod (27) and thus for the low-pressure compensating piston (24).
5. Solenoid-valve-controlled fuel injection pump according to Claim 4, **characterized in that** the low-pressure compensating spring (32) is designed in such a way that, when the solenoid valve (18) is closed, the piston rod (27) of the low-pressure compensating piston (24) comes into contact with the stop (29) in the guide hole (28) as a result of the force of the low-pressure compensating spring (32).

Revendications

1. Pompe d'injection de carburant commandée par une électrovanne pour des moteurs à combustion interne, notamment des moteurs Diesel, comportant une électrovanne (18) dont l'aiguille 17) sépare par un siège de soupape (16) du corps de pompe, une zone haute pression (14, 15) d'une zone basse

pression (21) ou relie la zone haute pression et la zone basse pression, la durée d'injection étant commandée par l'ouverture de l'électrovanne (18) et

un piston de compensation basse pression (24) installé dans la zone basse pression (21) pour compenser les variations de pression dans la zone basse pression (21),

le piston de compensation basse pression (24) étant monté coaxialement à l'aiguille d'électrovanne (17) constituant une pièce distincte,

caractérisée en ce que

le piston de compensation basse pression (24) comporte à son extrémité tournée vers l'électrovanne (18), une tige de piston (27) qui débouche dans un perçage de guidage (28) réalisé dans l'aiguille d'électrovanne (17) au niveau du siège de soupape d'électrovanne (16) pour servir à guider le piston de compensation basse pression (24).

5

10

15

20

2. Pompe à carburant à commande par électrovanne selon la revendication 1, dans laquelle le piston de compensation basse pression (24) est monté dans une chambre de piston de compensation basse pression (20) coaxiale à la zone basse pression (21) dans le corps de pompe, en faisant suite à cette zone basse pression, en étant mobile contre la résistance d'un ressort de compensation basse pression (32) sollicitant le côté arrière du piston de compensation basse pression (24), ce ressort de compensation étant mobile axialement,

25

30

caractérisée en ce qu'

à l'extrémité arrière de la chambre (20) du piston de compensation basse pression, à l'opposé de celle de l'aiguille d'électrovanne (17), il est prévu une butée de fin de course (33) pour protéger le ressort de compensation basse pression (32), cette butée servant au piston de compensation basse pression (24).

35

40

3. Pompe d'injection de carburant à commande par électrovanne selon la revendication 2,

caractérisée en ce que

la surface frontale (surface arrière) (31) du piston de compensation basse pression (24), à l'opposé de l'aiguille d'électrovanne (17), comporte une contrebutée (34, 35) coopérant avec la butée de fin de course (33), et cette contrebutée a un diamètre réduit par rapport au diamètre du piston basse pression (24).

45

50

4. Pompe d'injection de carburant à commande par électrovanne selon la revendication 3,

caractérisée en ce que

le perçage de guidage (28) comporte une butée (29) pour la tige de piston (27) et ainsi pour le piston de compensation basse pression (24).

55

5. Pompe d'injection de carburant à commande par électrovanne selon la revendication 4,

caractérisée en ce que

le ressort de compensation basse pression (32) est conçu pour que l'électrovanne (18) étant fermée, la tige de piston (27) du piston de compensation basse pression (24) vienne en appui contre la butée (29) du perçage de guidage (28) sous l'effet de la force développée par le ressort de compensation basse pression (32).

