



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
13.04.94 Patentblatt 94/15

⑤① Int. Cl.⁵ : **F02M 41/12**, F02M 63/00,
F02M 59/44, F02M 55/04

②① Anmeldenummer : **90910549.6**

②② Anmeldetag : **26.07.90**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer :
PCT/DE90/00576

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 91/03639 21.03.91 Gazette 91/07

⑤④ **KRAFTSTOFFVERTEILEREINSPRITZPUMPE FÜR BRENNKRAFTMASCHINEN.**

③⑩ Priorität : **30.08.89 DE 3928612**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
17.06.92 Patentblatt 92/25

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
13.04.94 Patentblatt 94/15

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB IT

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
GB-A- 468 958
GB-A- 2 090 632
US-A- 2 582 535

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
US-A- 4 412 519
US-A- 4 697 565
PATENT ABSTRACTS OF JAPAN, vol. 13,
no.380(M-863)(), 23 August 1989

⑦③ Patentinhaber : **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 30 02 20
D-70442 Stuttgart (DE)

⑦② Erfinder : **SCHLAGMÜLLER, Walter**
Frankenstr. 39
D-7141 Schwieberdingen (DE)
Erfinder : **REMBOLD, Helmut**
Öhringer Str. 27
D-7000 Stuttgart 40 (DE)
Erfinder : **HAAG, Gottlob**
Graf-Hartmann-Str. 20
D-7145 Markgröningen (DE)

EP 0 489 740 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 aus von einer Kraftstoffverteilereinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen der im Oberbegriff des Anspruchs 1 definierten Gattung.

Bei einer bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe dieser Verteilerbauart (DE 36 05 452 A1) ist das Magnetventil so konzipiert, daß es bei Anlegen eines Erregerstroms schließt und bei Wegfall öffnet. Während des Saughubs des Pumpenkolbens bleibt das Magnetventil unerregt, so daß vom Pumpenkolben Kraftstoff aus dem Kraftstoffzulauf in den Pumpenarbeitsraum angesaugt werden kann. Sobald das Magnetventil erregt wird, schließt es, und der Ansaugvorgang ist beendet. Danach beginnt der Verdichtungs- oder Druckhub des Pumpenkolbens, wobei der im Pumpenarbeitsraum vorhandene Kraftstoff unter Druck gesetzt wird. Der unter Druck stehende Kraftstoff gelangt durch die Axialbohrung und die Verteilerbohrung in einen der Verteilerkanäle im Pumpenzylinder, von wo aus der Kraftstoff zur Einspritzung in einen der Zylinder der Brennkraftmaschine in das angeschlossene Einspritzventil gefördert wird. Die Kraftstoffeinspritzung ist beendet, sobald die Erregung des Magnetventils abgeschaltet wird. Das Magnetventil öffnet und evtl. noch vorhandener Kraftstoff im Pumpenarbeitsraum wird über das Magnetventil in den Kraftstoffzulauf ausgeschoben. Der Vorgang des Öffnens und Schließens des Magnetventils steuert also die jeweils zur Einspritzung gelangende Kraftstoffeinspritzmenge. Problematisch ist dabei die Dimensionierung des Strömungsquerschnitts für den Kraftstoff im Magnetventil. Zwecks guter Füllung des Pumpenarbeitsraums sollte er möglichst groß sein. Ein großer Strömungsquerschnitt erfordert allerdings längere Schaltzeiten und höhere Stromaufnahme des Magnetventils.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Kraftstoffverteilereinspritzpumpe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hat demgegenüber den Vorteil, daß bei guter Füllung des Pumpenarbeitsraums der Strömungsquerschnitt des Magnetventils klein gehalten werden kann und dementsprechend das Magnetventil sich durch kleine Schaltzeiten und geringe Stromaufnahme auszeichnet. Dies wird erfindungsgemäß dadurch erreicht, daß während des Saughubs des Pumpenkolbens über die Füll- und Entlastungsbohrung eine zusätzliche Befüllung des Pumpenarbeitsraums unter Umgehung des Magnetventils erfolgt. Die Entlastungsbohrung wird damit doppelt genutzt. Einmal - wie bereits in der DE 24 49 332 C2 beschrieben - zur Kompensierung der Seitenkräfte während des Druckhubs des Pumpenkolbens, die über die

Verteilerbohrung auf den Pumpenkolben wirken, und zum anderen als zusätzliche Füllhilfe während des Saughubs des Pumpenkolbens. Darüber hinaus hat die Verwendung der Entlastungsbohrung zum Befüllen des Pumpenarbeitsraums den Vorteil, daß kein zusätzliches Totvolumen im Füllbereich entsteht, was speziell bei Verwendung der Kraftstoffart Benzin wegen dessen niedrigen Kompressionsmoduls von besonderer Bedeutung ist. Der Membranspeicher verhindert dabei kurzzeitige Druckeinbrüche während des Saughubs des Pumpenkolbens, so daß bei jedem Saughub eine exakt reproduzierbare Befüllung des Pumpenarbeitsraums sichergestellt ist.

Durch die in den weiteren Ansprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen Kraftstoffverteilereinspritzpumpe möglich.

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung werden die Füllbohrungen im Pumpenzylinder schräg, d.h. unter einem spitzen Neigungswinkel zur Zylinderachse, angeordnet. Dadurch ergibt sich am Übergang vom Pumpenzylinder zum Pumpenkolben eine elliptische Mündungsfläche der Füllbohrungen, was aus Querschnittsgründen vorteilhaft ist, da der Pumpenkolben während der Drehung auch eine Axialbewegung ausführt.

Wird gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung der Membranspeicher über eine Drossel an einen drucklosen Kraftstoffrücklauf angeschlossen, so strömt ständig eine gewisse Menge an Kraftstoff ab. Dadurch wird der Membranspeicher gezielt gespült und zusätzlich Verlustwärme abgeführt, was die Genauigkeit und Zuverlässigkeit der Kraftstofffüllung des Pumpenarbeitsraums während des Saughubs fördert.

Gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung trägt der Pumpenkolben auf seinem dem Treibwerkraum naheliegenden Kolbenabschnitt innerhalb des Pumpenzylinders eine ringförmige Leckölnut, die einerseits mit dem Membranspeicher und andererseits mit dem Kraftstoffrücklauf in Verbindung steht. Auf diese Weise wird zugleich die aus dem Treibwerkraum in den Ringspalt zwischen Pumpenkolben und Pumpenzylinder gelangende geringe Leckölmenge abgeführt.

In einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist im Schmiermittelzufluß des Treibwerkraums und im Kraftstoffzulauf jeweils ein Rückschlagventil und im Schmiermittelabfluß des Treibwerkraums ein Druckbegrenzer angeordnet und zusätzlich der Förderwerkraum mit einem Druckraum verbunden, der im Membranspeicher von der Membran mit ihrer vom Kraftstoffspeicherraum abgekehrten Membranfläche begrenzt ist. Durch diese konstruktive Ausgestaltung wird erreicht, daß der während des Saughubs des Pumpenkolbens und des damit verbundenen tieferen Eintauchens des Pumpenkolbens in den Treibwerkraum infolge der Volumenverdrängung des

Schmiermittels auftretende Druckstoß zur Unterstützung der Befüllung des Pumpenarbeitsraums ausgenutzt wird. Dieser Druckstoß wirkt über die Membran des Membranspeichers auf den Kraftstoffspeicherraum und erhöht hier während des Saughubs kurzfristig den Kraftstoffdruck. Das Ergebnis ist eine verbesserte Befüllung des Pumpenarbeitsraums.

Für die zuverlässige Funktion der Druckunterstützung beim Befüllen des Pumpenarbeitsraums wird gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung der Schmiermitteldruck im Treibwerkraum etwa gleich dem Kraftstoffdruck im Kraftstoffspeicherraum des Membranspeichers eingestellt. Ein höherer Schmiermitteldruck würde die Membran in die falsche Richtung vorspannen und die beabsichtigte Wirkung stark beeinträchtigen. Zur Druckeinstellung erhält der Schmiermittelabfluß ein Druckbegrenzungsventil. Eine Begrenzung des Schmiermitteldurchflusses wird durch ein Drossel im Schmiermittelzufluß erreicht.

Zeichnung

Die Erfindung ist anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Dabei zeigt die Zeichnung einen Längsschnitt einer Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Die in der Zeichnung im Längsschnitt dargestellte Kraftstoffverteilereinspritzpumpe für eine Brennkraftmaschine weist ein zweiteiliges Pumpengehäuse 10 auf, das aus einem Grundkörper 11 mit hohlzylindrischer Ausnehmung und einem auf diesen stirnseitig aufgesetzten Pumpenkörper 12 besteht, der die hohlzylindrische Ausnehmung flüssigkeitsdicht abschließt. Die hohlzylindrische Ausnehmung bildet einen mit Schmieröl gefüllten Treibwerkraum 13, der über einen Schmierölzufluß 14 und einen Schmieröl-abfluß 15 mit einem Schmierölkreislauf verbunden ist. Im Treibwerkraum 13 ist ein Treibwerk 16 angeordnet, das von einer im Grundkörper 11 gelagerten Antriebswelle 17 angetrieben wird.

In einer coaxialen Durchgangsbohrung 18 im Pumpenkörper 12 ist ein Pumpenzylinder 19 eingesetzt, in dem ein Pumpenkolben 20 axial verschiebbar geführt ist. Der Pumpenkolben 20 begrenzt zusammen mit dem nicht zu sehenden Ventilglied und Ventilsitz eines elektromagnetischen Schaltventils 21 einen Pumpenarbeitsraum 22. Das als 2-Wegeventil ausgebildete Schaltventil 21 steuert eine Verbindung zwischen dem Pumpenarbeitsraum 22 und einem Membranspeicher 23. Von dieser Verbindung ist die Schrägbohrung 24 und die beiden Axialbohrungen 25 zu sehen.

Der Pumpenkolben 20 weist eine axiale Sack-

bohrung 26 auf, die im Pumpenarbeitsraum 22 mündet. Von der Sackbohrung 26 führt einerseits eine radiale Verteilerbohrung 27 und andererseits zwei im Abstand voneinander und symmetrisch zur Verteilerbohrung 27 angeordnete radiale Entlastungsbohrungen 28,29 nach außen. Die Entlastungsbohrungen 28,29 sind dabei diametral zu der Verteilerbohrung 27 angeordnet, gegenüber dieser also um 180° im Pumpenkolben 20 gedreht. Die Verteilerbohrung 27 tritt bei einer Drehung des Pumpenkolbens 20 mit einer Anzahl von nicht zu sehenden Verteilerkanälen im Pumpenzylinder 19 in Verbindung. Die Anzahl der um gleiche Umfangswinkel im Pumpenzylinder 19 versetzt angeordneten Verteilerkanälen entspricht der Anzahl der Zylinder der Brennkraftmaschine. Jeder Verteilerkanal ist mit einem einem Zylinder der Brennkraftmaschine zugeordneten Einspritzventil oder Einspritzdüse verbunden. Die Entlastungsbohrung 28 tritt während der Drehung des Pumpenkolbens 20 mit einer Anzahl von Füllbohrungen 30 in Verbindung, die um gleiche Drehwinkel zueinander versetzt im Pumpenzylinder 19 angeordnet sind. Die schräg unter einem spitzen Winkel zur Pumpenkolbenachse verlaufenden Füllbohrungen 30 sind mit einem Ringkanal 31 verbunden, der an dem zu dem Membranspeicher 23 führenden Schrägkanal 24 angeschlossen ist. Die Anzahl der Füllbohrungen 30 entspricht der Anzahl der Verteilerkanäle, wobei die Füllbohrungen 30 so angeordnet sind, daß eine Verbindung der Entlastungsbohrung 28 mit einer der Füllbohrungen 30 immer dann besteht, wenn die Verteilerbohrung 27 nicht mit einem der Verteilerkanäle korrespondiert.

Der Antrieb des Pumpenkolbens 20 in einer rotierenden und zugleich axial hin- und hergehenden Bewegung erfolgt durch das Treibwerk 16, wozu der Pumpenkolben 20 mit seinem vom Pumpenarbeitsraum 22 abgekehrten freien Ende in den Treibwerkraum 13 hineinragt und dort mit einer Nockenscheibe 32 drehfest verbunden ist. Die Nockenscheibe 32 ist axial beweglich mit der Antriebswelle 17 über eine Klauenkupplung 33 verbunden. Um die Klauenkupplung 33 ist ringförmig ein Rollenhalter 34 drehfest angeordnet. Der Rollenhalter 34 trägt eine Mehrzahl von Rollen 35, die mit einer auf der Stirnseite der Nockenscheibe 32 ausgebildeten Nockenoberfläche in Eingriff stehen. Die Nockenscheibe 32 wird mittels einer Tellerfeder 36, die sich am Pumpenkörper 12 abstützt in Axialrichtung auf die Rollen 35 gepreßt. Dreht die Antriebswelle 17, so wird die Rotationsbewegung über die Klauenkupplung 33 und die Nockenscheibe 32 auf den Pumpenkolben 20 übertragen. Gleichzeitig wird über die Nockenscheibe 32 und die Rollen 35 der Pumpenkolben 20 in eine hin- und hergehende Bewegung versetzt.

Der Membranspeicher 23 weist eine Membran 37 auf, die einen Kraftstoffspeicherraum 38 von einem Druckraum 39 trennt. In dem Kraftstoffspeicherraum

38, der mit einem Kraftstoffzulauf 40 verbunden ist, mündet der Schrägkanal 24 der Verbindung zwischen Pumpenarbeitsraum 22 und Membranspeicher 23. Außerdem ist der Kraftstoffspeicherraum 38 über eine den Pumpenkörper 12 und den Pumpenzylinder 19 durchdringende Verbindungsbohrung 41 an einer Leckölnut 42 auf dem Pumpenkolben 20 angeschlossen. In der Verbindungsbohrung 41 ist eine Drossel 50 ausgebildet. Die Leckölnut 42 ist als Ringnut auf dem dem Treibwerkraum 13 naheliegenden Kolbenabschnitt ausgebildet. Die Leckölnut 42 steht über eine weitere, den Pumpenzylinder 19 und den Pumpenkörper 12 durchdringende Verbindungsbohrung 43 mit einem Kraftstoffrücklauf 44 in Verbindung. Der Druckraum 39 des Membranspeichers 23 kann mit der Umgebungsluft verbunden sein, oder - wie in der Zeichnung dargestellt - über eine im Pumpenkörper 19 verlaufende Schmierölbohrung 45 an dem Treibwerkraum 13 angeschlossen sein. Im letzteren Fall ist sowohl am Schmierölzufluß 14 als auch am Kraftstoffzulauf 40 jeweils ein Rückschlagventil 46 bzw. 47 angeordnet, sowie der Schmierölabfluß 15 mit einem Druckbegrenzer 48 versehen. Mittels des Druckbegrenzers 48 wird das Druckniveau im Treibwerkraum 13 etwa auf das gleiche Druckniveau eingestellt, wie es im Kraftstoffspeicherraum 38 herrscht. Eine Begrenzung des Schmieröldurchflusses wird mittels einer Drossel 49 im Schmierölzufluß 14 erreicht.

Die Wirkungsweise der beschriebenen Kraftstoffeinspritzpumpe ist wie folgt:

Von der Antriebswelle 17 wird der Pumpenkolben 20 in eine rotierende und hin- und hergehende Bewegung versetzt. Dabei führt der Pumpenkolben 20 unter Vergrößerung des Volumens des Pumpenarbeitsraums 22 einen Saughub aus, wenn er sich nach unten bewegt und tiefer in den Treibwerkraum 13 eindringt, und unter Verkleinerung des Volumens des Pumpenarbeitsraums 22 einen Verdichtungs- oder Druckhub aus, wenn er sich nach oben, also wieder stärker aus dem Treibwerkraum 13 herausbewegt. Während des Saughubs ist das Schaltventil 21 geöffnet, so daß aus dem Kraftstoffspeicherraum 38 des Membranspeichers 23 über die geöffnete Verbindung 24,25 Kraftstoff in den Pumpenarbeitsraum 22 eindringen kann. Während dieses Saughubs steht auch die Entlastungsbohrung 28 mit einer der Füllbohrungen 30 in Verbindung, so daß Kraftstoff auch aus dem Kraftstoffspeicherraum 28 des Membranspeichers 23 über die Entlastungsbohrung 28 und die axiale Sackbohrung 26 in dem Pumpenarbeitsraum 22 gelangt. Bei relativ kleiner Ventilöffnung des Schaltventils 21 wird über den zweiten Füllweg ein insgesamt großer Füllquerschnitt für den Pumpenarbeitsraum 22 erzeugt, der zu einer schnellen und zuverlässigen Befüllung des Pumpenarbeitsraums 22 mit Kraftstoff führt. Die dabei erforderliche nur kleine Ventilöffnung des Schaltventils 21 ermöglicht sehr kleine Schaltzeiten des Schaltventils 21. Am Ende des Saughubs

schließt das Schaltventil 21 infolge der Magneterregung. Während des Saughubs hat sich der Pumpenkolben 20 soweit gedreht, daß am Ende des Saughubs die Verbindung zwischen Entlastungsbohrung 28 und Füllbohrung 30 unterbrochen ist. Nunmehr beginnt sich der Pumpenkolben 20 nach oben zu bewegen, wobei die Verteilerbohrung 27 mit einem zu einem Einspritzventil führenden Verteilerkanal in Verbindung tritt. Der im Pumpenarbeitsraum 22 unter Einspritzdruck stehende Kraftstoff wird über die axiale Sackbohrung 26 und die Verteilerbohrung 27 zu dem zugeordneten Einspritzventil gefördert und dort in dem Brennraum des Zylinders eingespritzt. Dem über die Verteilerbohrung 27 radial auf den Pumpenkolben 20 wirkenden Druck steht ein gleicher über die Entlastungsbohrungen 28,29 radial auf den Pumpenkolben 20 wirkender Druck gegenüber. Damit wird während des Druckhubs des Pumpenkolbens 20 ein Kräfteausgleich in Radialrichtung bewirkt, so daß der Pumpenkolben 20 sich konzentrisch im Pumpenzylinder 19 bewegt und Kolbenfresser, wie sie bei Pumpenkolben 20 mit fehlenden Entlastungsbohrungen 28,29 zu beobachten sind, vermieden werden. Während des Druckhubs des Pumpenkolbens 20 sind die Entlastungsbohrungen 28,29 durch die Innenwand des Pumpenzylinders 19 abgeschlossen und besitzen keine Verbindung zu den Füllbohrungen 30. Mit Wegfall der Erregung des elektromagnetischen Schaltventils 21 öffnet dieses und die Kraftstoffeinspritzung ist beendet. Der im Pumpenarbeitsraum 22 noch vorhandene Kraftstoff wird durch den Pumpenkolben 20 in den Membranspeicher 23 ausgeschoben.

Der Membranspeicher 23 dient dazu, beim Saughub kurzzeitige Druckeinbrüche infolge des in den Pumpenarbeitsraum 22 abfließenden großen Füllvolumens zu verhindern. Ist - wie in der Zeichnung dargestellt - der Druckraum 39 des Membranspeichers 23 mit dem Treibwerkraum 13 verbunden, so kann der Membranspeicher 23 zusätzlich zu einer verbesserten Befüllung des Pumpenarbeitsraums 22 herangezogen werden.

Beim Saughub dringt der Pumpenkolben 20 tiefer in den Treibwerkraum 13 ein und bewirkt hier eine Volumenverdrängung des Schmieröls. Der im Treibwerkraum 13 auftretende Druckstoß wirkt im Druckraum 39 des Membranspeichers 23 auf die Membran 37 und bewirkt eine kurzzeitige Druckerhöhung im Kraftstoffspeicherraum 38. Diese Druckerhöhung erzielt eine Verbesserung und Beschleunigung der Befüllung des Pumpenarbeitsraums 22 mit Kraftstoff. Eine optimale Wirkung erhält man, wenn der Schmieröldruck im Treibwerkraum 13 etwa gleich dem üblicherweise im Kraftstoffspeicherraum 38 des Membranspeichers 23 herrschenden Kraftstoffdruck ist. Ist der Schmieröldruck zu groß, so wird die Membran 37 in die falsche Richtung vorgespannt und die Wirkung des in das Schmierölvolumen eintauchen-

den Pumpenkolbens 20 ist stark reduziert.

Durch den Anschluß des Kraftstoffspeicherraums 38 des Membranspeichers 23 an den Kraftstoffrücklauf 44 wird der Kraftstoffspeicherraum 38 gezielt gespült und zusätzlich Verlustwärme abgeführt. Dadurch wird der Kraftstoff im wesentlichen auf ein gleichbleibendes Temperaturniveau gehalten, was die Zuverlässigkeit und Reproduzierbarkeit der Kraftstoffbefüllung des Pumpenarbeitsraums 22 erhöht. Mittels der Drossel 50 wird eine Begrenzung des Kraftstoffabflusses erreicht.

Die Erfindung ist nicht auf das beschriebene Ausführungsbeispiel einer Kraftstoffeinspritzpumpe beschränkt. So kann zum zusätzlichen Befüllen des Pumpenarbeitsraums 22 mit Kraftstoff unter Umgehung des elektromagnetischen Schaltventils 21 nicht nur die Entlastungsbohrung 28 sondern auch noch zusätzlich die Entlastungsbohrung 29 herangezogen werden. Die Füllbohrungen 30 wären dann entsprechend auszubilden.

Patentansprüche

1. Kraftstoffverteilereinspritzpumpe für Brennkraftmaschine mit einem in einem Pumpenzylinder geführten Pumpenkolben, der einen Pumpenarbeitsraum begrenzt und mit seinem vom Pumpenarbeitsraum abgekehrten Ende in einen über einen Schmiermittelzu- und -abfluß mit Schmiermittel gefüllten Treibwerkraum hineinragt, mit einem im Treibwerkraum angeordneten Treibwerk, das die Rotation einer Antriebswelle in eine hin- und hergehende und zugleich drehende Bewegung des Pumpenkolbens umsetzt, mit einer im Pumpenkolben angeordneten radialen Verteilerbohrung, die über eine Axialbohrung im Pumpenkolben mit dem Pumpenarbeitsraum in Verbindung steht und während des Druckhubs des Pumpenkolbens infolge dessen Drehbewegung nacheinander mit jeweils einer von zu Einspritzventilen führenden Verteilerkanälen im Pumpenzylinder in Verbindung tritt, und mit einem mit einem Kraftstoffzulauf und dem Pumpenarbeitsraum in Verbindung stehenden Magnetventil zum Steuern der vom Pumpenkolben zu den Einspritzventilen geförderten Kraftstoffeinspritzmenge, dadurch gekennzeichnet, daß in der Verbindung (24,25) zwischen Magnetventil (21) und Kraftstoffzulauf (40) ein von einer Membran (37) begrenzter Kraftstoffspeicherraum (38) eines Membranspeichers (23) angeordnet ist, daß im Pumpenkolben (20) mindestens eine zur Verteilerbohrung (27) diametral verlaufende Entlastungsbohrung (28) vorgesehen ist, die in der Axialbohrung (26) mündet und während der Drehbewegung des Pumpenkolbens (20) mit Füllbohrungen (30) im Pumpenzylinder (19) in

Verbindung tritt, und daß die Füllbohrungen (30) mit dem Kraftstoffspeicherraum (38) des Membranspeichers (23) verbunden und im Pumpenzylinder (19) so angeordnet sind, daß die Verbindung zur Entlastungsbohrung (28) während eines jeden zwischen den Druckhuben erfolgenden Saughubs des Pumpenkolbens (20) besteht und während des Druckhubs unterbrochen ist.

2. Einspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Füllbohrungen (30) unter einem spitzen Winkel zur Zylinderachse des Pumpenzylinders (19) verlaufen.
3. Einspritzpumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftstoffspeicherraum (38) des Membranspeichers (23) über eine Drossel (50) an einen Kraftstoffrücklauf (44) angeschlossen ist.
4. Einspritzpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Pumpenkolben (20) auf seinem dem Treibwerkraum (13) naheliegenden Kolbenabschnitt innerhalb des Pumpenzylinders (19) eine ringförmige Leckölnut (42) trägt und daß im Innenmantel des Pumpenzylinders (19) im Bereich der Leckölnut (42) eine erste mit dem Kraftstoffspeicherraum (38) des Membranspeichers (23) und eine zweite mit dem Kraftstoffrücklauf (44) verbundene Verbindungsbohrung (41,43) mündet.
5. Einspritzpumpe nach einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß im Schmierölzuluß (14) des Treibwerkraums (13) und im Kraftstoffzulauf (40) jeweils ein Rückschlagventil (46,47) und im Schmiermittelabfluß (15) des Treibwerkraums (13) ein Druckbegrenzer (48) angeordnet ist und daß der Treibwerkraum (13) mit einem im Membranspeicher (23) von der Membran (37) mit ihrer vom Kraftstoffspeicherraum (38) abgekehrten Membranfläche begrenzten Druckraum (39) verbunden ist.
6. Einspritzpumpe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Schmiermitteldruck im Treibwerkraum (13) auf etwa das gleiche Druckniveau wie der Kraftstoffdruck im Kraftstoffspeicherraum (38) des Membranspeichers (23) eingestellt ist.
7. Einspritzpumpe nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß im Schmiermittelzuluß (14) eine Drossel (49) angeordnet ist.

Claims

1. Distributor-type fuel injection pump for internal combustion engine [sic], having a pump piston guided in a pump cylinder, which pump piston bounds a pump working space and whose end facing away from the pump working space protrudes into a driving gear space filled with lubricant via a lubricant inlet and drain, having a driving gear which is arranged in the driving gear space and converts the rotation of a driving shaft into a reciprocating and simultaneously rotating motion of the pump piston, having a radial distributor hole which is arranged in the pump piston, is in connection with the pump working space via an axial hole in the pump piston and, during the pressure stroke of the pump piston, comes sequentially into respective connection with one of a number of distributor passages, in the pump cylinder, leading to injection valves as a result of the rotary motion of the said pump piston, and having a magnetic valve, which is in connection with a fuel supply and the pump working space, for controlling the fuel injection quantity delivered by the pump piston to the injection valves, characterized in that a fuel reservoir space (38), of a diaphragm reservoir (23), bounded by a diaphragm (37) is arranged in the connection (24, 25) between the magnetic valve (21) and the fuel supply (40), in that at least one relief hole (28) extending diametrically relative to the distributor hole (27) is provided in the pump piston (20), which relief hole (28) opens into the axial hole (26) and comes into connection with filling holes (30) in the pump cylinder (19) during the rotary motion of the pump piston (20), and in that the filling holes (30) are connected to the fuel reservoir space (38) of the diaphragm reservoir (23) and are arranged in the pump cylinder (19) in such a way that the connection to the relief hole (28) exists during each suction stroke of the pump piston (20) taking place between the pressure strokes and is interrupted during the pressure stroke.
2. Injection pump according to Claim 1, characterized in that the filling holes (30) extend at an acute angle relative to the cylinder axis of the pump cylinder (19).
3. Injection pump according to Claim 1 or 2, characterized in that the fuel reservoir space (38) of the diaphragm reservoir (23) is connected to a fuel return (44) via a throttle (50).
4. Injection pump according to Claim 3, characterized in that the section of the pump piston (20) within the pump cylinder (19) and adjacent to the driving gear space (13) has an annular leakage oil

groove (42) and in that first and second connecting holes (41, 43), which are respectively connected to the fuel reservoir space (38) of the diaphragm reservoir (23) and to the fuel return (44), open into the inner surface of the pump cylinder (19) in the region of the leakage oil groove (42).

5. Injection pump according to one of Claims 1-4, characterized in that non-return valves (46, 47) are respectively arranged in the lubricating oil inlet (14) of the driving gear space (13) and in the fuel supply (40) and a pressure limiter (48) is arranged in the lubricant drain (15) of the driving gear space (13) and in that the driving gear space (13) is connected to a pressure space (39) bounded in the diaphragm reservoir (23) by the surface of the diaphragm (37) facing away from the fuel reservoir space (38).
6. Injection pump according to Claim 5, characterized in that the lubricant pressure in the driving gear space (13) is set to approximately the same pressure level as the fuel pressure in the fuel reservoir space (38) of the diaphragm reservoir (23).
7. Injection pump according to Claim 5 or 6, characterized in that a throttle (49) is arranged in the lubricant inlet (14).

Revendications

1. Pompe d'injection distributrice de carburant pour des moteurs à combustion interne comportant un piston de pompe guidé dans un cylindre de pompe délimitant une chambre de travail de la pompe, son extrémité opposée à celle de la chambre de travail pénétrant dans une chambre d'un mécanisme d'entraînement remplie d'agent lubrifiant fourni par l'intermédiaire d'une alimentation et d'une évacuation d'agent lubrifiant, cette chambre contenant un mécanisme d'entraînement qui transforme la rotation d'un arbre d'entraînement en un mouvement alternatif et rotatif simultané du piston de pompe, un perçage de distribution, radial prévu dans le piston de pompe pour relier un perçage axial du piston de pompe à la chambre de travail de la pompe et pendant la course de pression du piston de pompe, du fait de son mouvement de rotation, être relié successivement avec chaque fois l'un des canaux de distribution conduisant aux injecteurs dans le cylindre de pompe, et avec une électrovanne reliée à l'alimentation en carburant et à la chambre de travail de la pompe pour commander la quantité de carburant à injecter, fournie aux injecteurs par le piston de pompe, caractérisée en ce que dans la liai-

- son (24, 25) entre l'électrovanne (21) et l'alimentation en carburant (40), se trouve une chambre d'accumulation de carburant (38) délimitée par une membrane (37) et appartenant à un accumulateur à membrane (23), et en ce que dans le piston de pompe (20), il y a au moins un perçage de décharge (28) diamétral par rapport au perçage de distribution (27), ce perçage débouchant dans le perçage axial (27) et communiquant pendant le mouvement de rotation du piston de pompe (20) avec les perçages de remplissage (30) du cylindre de pompe (19) et en ce que les perçages de remplissage (30) sont reliés à la chambre d'accumulation de carburant (38) de l'accumulateur à membrane (23) et sont prévus dans le cylindre de pompe (19) pour que la liaison avec le perçage de décharge (28) soit établie pendant chaque course d'aspiration du piston de pompe (20) entre les courses de pression et que cette liaison soit interrompue pendant la course de pression.
2. Pompe d'injection selon la revendication 1, caractérisée en ce que les perçages de remplissage (30) font un angle aigu par rapport à l'axe du cylindre de pompe (19).
3. Pompe d'injection selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que la chambre d'accumulation de carburant (38) de l'accumulateur à membrane (23) est reliée à un retour de carburant (44) par un organe d'étranglement (50).
4. Pompe d'injection selon la revendication 3, caractérisée en ce que le piston de pompe (20) porte sur son segment proche de la chambre (13) du mécanisme d'entraînement, à l'intérieur du cylindre de pompe (19), une rainure annulaire (42) pour l'huile de fuite et en ce que dans l'enveloppe intérieure du cylindre de pompe (19), au niveau de la rainure (42) pour l'huile de fuite, débouche un premier perçage de liaison (41) dans la chambre d'accumulation (38) de l'accumulateur à membrane (23) et qu'un second perçage de liaison (43) débouche dans le retour de carburant (44).
5. Pompe d'injection selon l'une des revendications 1 - 4, caractérisée en ce que dans le retour d'huile de graissage (14) de la chambre (13) du mécanisme d'entraînement et dans l'alimentation en carburant (40), il y a chaque fois un clapet anti-retour (46, 47) et dans le retour d'agent lubrifiant (15) de la chambre (13) du mécanisme d'entraînement, il y a un limiteur de pression (48) et la chambre (13) du mécanisme d'entraînement est reliée à une chambre de pression (39) délimitée dans l'accumulateur à membrane (23) par la surface de la membrane (37) opposée à celle tournée vers la
- chambre d'accumulation de carburant (38).
6. Pompe d'injection selon la revendication 5, caractérisée en ce que la pression de l'agent lubrifiant dans la chambre (13) du mécanisme d'entraînement est réglée sensiblement au même niveau de pression que la pression de carburant dans la chambre d'accumulation de carburant (38) de l'accumulateur à membrane (23).
7. Pompe d'injection selon la revendication 5 ou 6, caractérisée par un organe d'étranglement (49) prévu dans l'alimentation d'agent lubrifiant (14).

