

Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 540 529 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- 45 Veröffentlichungstag der Patentschrift: **13.09.95** 51 Int. Cl.⁶: **F02M 63/02, F02M 41/14**
- 21 Anmeldenummer: **91910996.7**
- 22 Anmeldetag: **26.06.91**
- 86 Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE91/00518
- 87 Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 92/01863 (06.02.92 92/04)

54 **KRAFTSTOFFEINSPRITZVORRICHTUNG FÜR EINE FREMDGEZÜNDETE BRENNKRAFTMASCHINE.**

30 Priorität: **21.07.90 DE 4023307**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.05.93 Patentblatt 93/19

45 Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
13.09.95 Patentblatt 95/37

84 Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

56 Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 114 991
DE-C- 933 182
FR-A- 2 508 107

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

72 Erfinder: **REMBOLD, Helmut**
Öhringer Str. 27
D-7000 Stuttgart 40 (DE)
Erfinder: **LINDER, Ernst**
Uhlandstr. 24
D-7130 Mühlacker (DE)

EP 0 540 529 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 einer Vorrichtung nach der Gattung des Hauptanspruchs aus.

Bei einer aus der EP-PS 0 114 991 bekannten Kraftstoffeinspritzvorrichtung für fremdgezündete Brennkraftmaschinen dieser Art wird die Verweildauer des Kraftstoffs im Brennraum bei Vollastbetrieb der Brennkraftmaschine um den 180°-Drehwinkel einer mit einem Brennmotorenkolben verbundenen Nockenwelle gegenüber der Verweildauer bei Teillastbetrieb verlängert. Die Einspritzmenge des Kraftstoffs ist dabei dem Lastbetrieb angepaßt. Dazu weist die Kraftstoffeinspritzvorrichtung eine Pumpe und einen, vorzugsweise mit Pumpendrehzahl angetriebenen, Verteiler auf. Der rotierende Teil des Verteilers verbindet über innere Durchflußkanäle drehwinkelabhängig eine mit der Pumpe verbundene Zuleitung abwechselnd mit zu den einzelnen Zylindern der Brennkraftmaschine führenden Einspritzleitungen.

Bei Vollastbetrieb der Brennkraftmaschine wird hierbei der Kraftstoff während des Saughubs des Brennmotorenkolbens in den Brennraum eingebracht, so daß dieser sich bis zum Zündzeitpunkt gut durchmischen kann. Auf diese Weise werden eine vollständige Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches gewährleistet und Rußemissionen verhindert. Im Teillastbetrieb der Brennkraftmaschine hingegen wird der Kraftstoff sehr spät, d.h. unmittelbar vor dem Zündzeitpunkt eingespritzt, so daß sich im Bereich der Zündkerze geschichtet ein zündfähiges Gemisch bilden kann, so daß die durch die Zündkerze initiierte Entflammung kurzfristig den Rest der Ladung des Brennraumes erfaßt.

Zum Umschalten zwischen den beiden unterschiedlichen lastabhängigen Einspritzzeitpunkten der Kraftstoffeinspritzvorrichtung ist ein Umschaltventil vorgesehen. Dabei sind zwei Einlaßöffnungen wechselweise mit dem Pumpenarbeitsraum verbindbar. Die Austrittsseite weist zwei Auslaßöffnungen auf, die in Abhängigkeit von der Position des Ventilschiebers jeweils mit der Einlaßöffnung verbunden sind. Die Auslaßöffnungen führen zu zwei verschiedenen inneren Durchlaßkanälen des rotierenden Teils des Verteilers. Die Öffnungen der beiden Durchlaßkanäle nehmen im feststehenden Teil des Verteilers unterschiedliche Winkelpositionen ein, so daß die beiden so erzeugten Öffnungswinkelbereiche des rotierenden Teils des Verteilers - bezogen auf den jeweiligen Zylinder der Brennkraftmaschine - relativ zueinander vor- bzw. nacheilen.

Je nach dem welche Öffnung durch das Umschaltventil für die Einspritzung des Kraftstoffs mit der Einlaßöffnung des Umschaltventils verbunden

ist, erfolgt die zeitlich unterschiedliche, vom Winkelöffnungsbereich abhängige Einspritzung. Zum Zuführen des Kraftstoffs aus dem Umschaltventil über Leitungen in die Durchflußkanäle des rotierenden Teils des Verteilers sind jeweils entsprechende, den Leitungen zugeordnete Ringnuten vorgesehen. Dadurch strömt der Kraftstoff vom Umschaltventil über die zugeschaltete Ringnut in den entsprechenden Durchflußkanal sowie über dessen Öffnung weiter in die jeweilige mit einem Zylinder verbundene Einspritzleitung.

Das mit der bekannten Kraftstoffeinspritzvorrichtung erreichte Verfahren zur lastabhängigen Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum der Brennkraftmaschine hat sich zwar wegen der Kraftstoffeinsparungen und der damit verbundenen geringeren Schadstoffemissionen bewährt, die Konstruktion der Kraftstoffeinspritzvorrichtung ist jedoch noch nicht optimal.

Zum einen hat die bekannte Kraftstoffeinspritzvorrichtung den Nachteil, daß sie kompliziert ausgeführt ist. Dabei ist insbesondere die Fertigung der zahlreichen Übergänge für den Kraftstoff zwischen dem festen Teil des Verteilers und dem rotierenden Teil des Verteilers aufwendig. Diese als Ringnute ausgebildeten Kraftstoffübergänge setzen für einen fehlerfreien Betrieb eine exakte Fertigung mit geringen Toleranzen der Verteilerteile sowie das Vorsehen entsprechender Dichtmittel voraus.

Desweiteren weist der rotierende Teil des Verteilers aufgrund seiner im Inneren verlaufenden Durchflußkanäle mit den entsprechenden Eintritts- bzw. Austrittsöffnungen an der Oberfläche des rotierenden Teils des Verteilers keine homogene Massenverteilung auf. Dadurch werden die Lager ungünstig belastet.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzvorrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs weist unter Beseitigung der genannten Nachteile demgegenüber eine vereinfachte Konstruktion auf.

Die Erfindung beruht dabei auf der Erkenntnis, daß durch ein Verlegen des Umschaltventils in den rotierenden Teil des Verteilers eine Anzahl von (zu dichtenden) Kraftstoffübergängen zwischen den Leitungen des festen Teils des Verteilers und den zugeordneten, im rotierenden Teil des Verteilers angeordneten Durchflußkanälen vermeidbar ist, so daß der Herstellungsaufwand vermindert wird. Desweiteren lassen sich dadurch die Strömungsverhältnisse des geförderten Kraftstoffs innerhalb der Leitungen und der Durchflußkanäle verbessern, so daß eine direktere Kraftstoffförderung ermöglicht wird.

Gemäß einer Ausgestaltung des Anspruchs 1 ist es besonders vorteilhaft, wenn das Umschaltventil konzentrisch innerhalb des rotierenden Teils des Verteilers angeordnet ist und seine Einlaßöffnung über eine ebenfalls ausschließlich innerhalb des rotierenden Teils des Verteilers verlaufende Leitung mit dem Pumpenarbeitsraum verbunden ist. Dadurch kann der rotierende Teil des Verteilers gleichmäßig konzentrisch aufgebaut werden, so daß die beim Rotieren auftretenden Lagerkräfte in bezug auf die bekannte Ausführung verringert werden. Weiterhin sind die Durchflußkanäle direkt mit dem Umschaltventil verbunden, wodurch sich zwei Übergangskanäle des Kraftstoffs zwischen dem festen Teil und dem rotierenden Teil des Verteilers erübrigen.

Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen des Hauptanspruchs gegeben.

Insbesondere wird durch eine verschiebbliche Lagerung des Ventilschiebers des Umschaltventils in Achsrichtung des rotierenden Teils des Verteilers die koaxiale Anordnung des rotierenden Teils des Verteilers mit dem Umschalten von Teillast auf Vollastbetrieb nicht verändert. Eine Erhöhung der Lagerkräfte während des Umschaltvorgangs wird somit von vornherein vermieden. Weiterhin wird eine kompaktere und leichtere Bauweise dadurch ermöglicht, daß der rotierende Teil des Verteilers die den Ventilschieber führende Wandung bildet.

Die Längsachse des Umschaltventils und/oder die Verbindungsleitungen zwischen dem Umschaltventil und dem Pumpenarbeitsraum fallen mit der Längsachse des rotierenden Teils des Verteilers zusammen. Die Bewegungen der einzelnen Teile sind somit günstig aufeinander abstimmbare. Desweiteren wird eine strömungsgünstige Anordnung der Kraftstoffleitungen ermöglicht, also Kraftstoffleitungen, die kurze Längenerstreckungen und eine möglichst gerade Ausbildung mit wenig Richtungsänderungen aufweisen.

Durch einen Hydraulikantrieb ist der Ventilschieber des Umschaltventils einfach schaltbar im rotierenden Teil des Verteilers gelagert. Hierbei bildet der Ventilschieber den Arbeitskolben des Hydraulikantriebs. Dieser Arbeitskolben wird stirnseitig mit der Hydraulikflüssigkeit beaufschlagt, wodurch eine optimale Kraftübertragung gewährleistet wird. Weiterhin bildet der Ventilschieber mit seiner Seitenwandung eine Dichtung für die jeweils zu versperrende Auslaßöffnung des Umschaltventils. Durch Bewegen der Flüssigkeit wird der Ventilschieber zwischen seinen beiden Schaltpositionen verschoben, ohne von der Rotationsbewegung des rotierenden Teils des Verteilers beeinflußt zu werden.

Als Verbindung zwischen Hydraulikantrieb und dem feststehenden Teil des Verteilers ist ein koaxi-

al verlaufender Hydraulikanal mit radialen Verbindungskanälen zu einer Ringnut vorgesehen. Die Hydraulikflüssigkeit gelangt bei den Verschiebewegungen des Ventilschiebers über die Ringnut, den Verbindungskanal zu einer Stirnseite des Ventilschiebers, so daß während des Rotierens des Verteilerrotors der Ventilschieber schaltbar ist. Desweiteren kann durch diese Ausbildung und Anordnung des Ventilschiebers der Hydraulikdruck zum Bewegen des Ventilschiebers im wesentlichen ohne Druckverlust vom Hydraulikantrieb aufgebaut und auf die entsprechende Stirnseite des Ventilschiebers beaufschlagt werden.

Bei einer günstigen Weiterbildung der Erfindung ist im Hydraulikantrieb ein Ventil, insbesondere ein Magnetventil, zum Festlegen der Aktivierungszeiten des Ventilschiebers vorgesehen. Das Magnetventil läßt sich dabei mittels elektrischer Signale einfach steuern und somit im wesentlichen die Durchflußmenge bzw. die Durchflußzeiten der Hydraulikflüssigkeit während des Schaltvorgangs des Umschaltventils.

Um ein möglichst strömungsgünstiges Fördern des Kraftstoffs zu ermöglichen, weist der Ventilschieber eine Ringnut auf, die mit der Verbindungsleitung über Druckkanäle in Verbindung steht. Der Kraftstoff ist dabei über die Ringnut in die weiteren Öffnungen der Durchlaßkanäle des Verteilers förderbar.

Der Aufwand der Herstellung und der Bearbeitung des feststehenden Teils des Verteilers ist dadurch verringert, daß die Austrittsöffnungen der inneren Durchlaßkanäle des rotierenden Teils des Verteilers an dessen Außenseite bezüglich der axialen Richtung in derselben Höhe gelegen sind. Ein axialer Ausgleich durch das Verschieben des Ventilschiebers ist dabei im rotierenden Teil des Verteilers vorgesehen.

Der Ventilschieber ist weiterhin in einer Position, die die Ausgangsstellung bildet, stabilisierbar, in dem an der vom Pumpenarbeitsraum entfernt gelegenen Stirnseite des Ventilschiebers eine in axialer Richtung wirkende und in Richtung auf den Pumpenarbeitsraum vorgespannte Feder anliegt. Dabei drückt die Federkraft den Schieber gegen einen entsprechend der Ausgangsposition des Schiebers angeordneten Anschlag. Auf diese Weise wird der Ventilschieber bei einem möglichen Defekt der Hydraulikleitung in der Ausgangsposition gehalten, d.h. vorzugsweise in der Stellung für Teillastbetrieb. Damit wird ein unkontrolliertes Bewegen des Schiebers bei einem möglichen Defekt der Hydraulikleitung vermieden und eine kontrollierte Einspritzung erfolgt auch bei Ausfall bzw. Störungen des Hydraulikantriebs.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung bildet der rotierende Teil des Verteilers den Arbeitskolben der Pumpe. Die Baugröße der

Kraftstoffeinspritzvorrichtung wird dadurch günstig verkleinert sowie die Möglichkeit der konstruktiven Ausgestaltung der Kraftstoffeinspritzvorrichtung erweitert, insbesondere im Hinblick auf eine optimale Kraftstoffförderung.

Dabei weist die Ringnut eine für die Hydraulikflüssigkeit bzw. eine an der gegenüberliegenden Wandung vorgesehene zugewandte Öffnung eine derartige Erstreckung in axialer Richtung auf, daß ein Übertritt von Hydraulikflüssigkeit unabhängig von der axialen Position des rotierenden Teils des Verteilers erfolgen kann. Der Übertritt während der Rotations- und Hubbewegungen des entsprechenden Teils des Verteilers wird somit durchgehend gewährleistet.

Als günstig erweist sich insbesondere auch, daß zur Begrenzung der Einspritzdauer für vorgegebene Zeitabschnitte des Druckhubs und der Einspritzmenge der Pumpenarbeitsraum über eine zeitabhängig freigebbare Entlastungsleitung mit einem Entlastungsraum verbindbar ist. Dabei ist die den Kraftstoff in den Pumpenarbeitsraum führende Kraftstoffleitung koaxial zur Achse des rotierenden Teils des Verteilers angeordnet.

Für eine einfache Zuleitungssteuerung ist ein Rückschlagventil verwendbar, das in der den Kraftstoff in den Pumpenarbeitsraum führenden Kraftstoffleitung zum Verschließen der Kraftstoffleitung während des Druckhubes vorgesehen ist. Vorzugsweise ist dabei parallel zum Rückschlagventil ein steuerbares Kraftstoffabsperrmittel geschaltet, wobei sich das Kraftstoffsperrventil in der Entlastungsleitung befindet.

In der Kraftstoffleitung ist weiterhin ein Druckbegrenzer vorgesehen, der möglicherweise schlagartig ansteigende Leitungsdrücke vermeidet, in dem der Druckbegrenzer sein Ventil öffnet.

Um den in der Kraftstoffleitung herrschenden Druck auszunutzen und damit eine hiervon separate Druckquelle zu ersparen, ist der Hydraulikantrieb mit der Kraftstoffleitung verbunden, wobei der Kraftstoff das Druckmedium bildet und der Druck von einer in der Kraftstoffleitung vorgesehenen Förderpumpe erzeugt wird.

Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen Figur 1 einen Schnitt durch eine vereinfacht dargestellte Kraftstoffeinspritzpumpe, Figuren 2a und 2b je einen Schnitt durch den Verteiler der Kraftstoffeinspritzpumpe in unterschiedlichen Schaltpositionen, Figuren 3a bis 3e je ein Schaubild einer Einspritzfolge in Abhängigkeit von der Last der Brennkraftmaschine und entsprechend den möglichen Umschaltvorgängen mit einem schematisch

dargestellten Querschnitt des Verteilers sowie in Figur 4 fünf Zeit-Diagramme in unterschiedlichen Abhängigkeiten bei einem Umschaltvorgang durch das Umschaltventil.

5

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

In dem Ausführungsbeispiel ist eine Einspritzpumpe 9 für fremdgezündete Brennkraftmaschinen dargestellt, die einen aus einem feststehenden Teil 101 und einem Verteilerrotor 102 bestehenden Verteiler 10 aufweist.

Der zylindrisch ausgebildete Verteilerrotor 102 des Verteilers 10 ist dabei auch als Arbeitskolben der Einspritzpumpe 9 für Pumpbewegungen ausgeführt und mit einem rotierenden, mittels einer Steuerscheibe Hubbewegungen erzeugenden, hier nicht dargestellten Antrieb verbunden. Der feststehende Teil 101 des Verteilers 10 ist als Zylinder dem rotierenden Teil 102 des Verteilers 10 angepaßt ausgebildet. Der Verteilerrotor 102 ist dabei in dem feststehenden Teil 101 des Verteilers 10 geführt gelagert. An das freie Ende des Verteilerrotors 102 schließt sich ein im wesentlichen den Durchmesser des Verteilerrotors 102 aufweisender Pumpenarbeitsraum 11 an, der durch die Hubbewegungen des Verteilerrotors 102 erweitert bzw. verkleinert wird und somit den im Pumpenarbeitsraum befindlichen Kraftstoff fördert. Der Pumpenarbeitsraum 11 ist dabei in axialer Richtung durch eine Wandung 12 und in radialer Richtung von der dem Verteilerrotor 102 angepaßten Innenfläche 103 des feststehenden Teils 101 des Verteilers 10 begrenzt.

Koaxial zur Drehachse ist innerhalb des Verteilerrotors 102 ist eine zylindrische, sich bis zum Pumpenarbeitsraum 11 erstreckende Ausnehmung 13 angeordnet, die über ihre axiale Erstreckung einen konstanten Durchmesser aufweist. In der Ausnehmung 13 ist ein in axialer Richtung verschieblicher, der Ausnehmung 13 in radialer Richtung angepaßter Ventilschieber 14 gelagert, der in Richtung auf den Pumpenarbeitsraum 11 durch eine Anschlägscheibe 15 in seiner axialen Verschiebewegung begrenzt wird. Der in der Ausnehmung verschiebliche Ventilschieber 14 wirkt als Umschaltventil. Die Anschlägscheibe 15 ist in einer angepaßten Nut in dem Verteilerrotor 102 in der Ausnehmung 13 eingespannt. Die Begrenzung der Verschiebewegung in der entgegengesetzten Verschieberichtung des Ventilschiebers 14 wird durch die Stirnseite 16 der Ausnehmung 13 gebildet, so daß der Ventilschieber 14 von der Stirnseite 16 der Ausnehmung 13 bis maximal zur Anschlägscheibe 15 verschieblich gelagert ist.

Die Verschiebewegungen des Ventilschiebers 14 erfolgen über einen Hydraulikantrieb. Zu diesem Zwecke führt mittig von der Stirnseite 16 der Ausnehmung 13 ein Hydraulikkanal 17 koaxial

bis zu zwei in bezug auf die Achse des Verteilerrotors 102 radial verlaufenden Verbindungskanälen 18. Diese zwei radialen Verbindungskanäle 18 enden in einer in den Verteilerrotor 102 eingeformten Ringnut 19. Die Ringnut 19 korrespondiert dabei mit einer Öffnung 20 einer Hydraulikleitung 21 und erstreckt sich in axialer Richtung entsprechend der maximalen Hubbewegungen, so daß unabhängig von der Position des Verteilerrotors Hydraulikflüssigkeit aus der Öffnung 20 in die Ringnut 19 gelangt und somit der Ventilschieber 14 immer von dem Hydraulikantrieb bewegt werden kann.

Die benachbarten Seitenbereiche des Ventilschiebers 14 schließen mit der Ausnehmung 13 dicht ab, so daß die zugeordnete Stirnseite 141 des Ventilschiebers 14 mit Hydraulikflüssigkeit verlustfrei beaufschlagbar ist.

Aufgrund der sich in axialer Richtung erstreckenden Ringnut 19 gelangt die Hydraulikflüssigkeit unabhängig von der axialen Position des Verteilerrotors 102 von der Leitung 21 über die Ringnut 19 in den radialen Verbindungskanal 18 in den Hydraulikkkanal 17 an die Stirnseite 141 des Ventilschiebers 14. Dieser wirkt dabei als Arbeitskolben des Hydraulikantriebs.

Zum Festlegen der Aktivierungszeiten des Ventilschiebers ist in der Hydraulikleitung 21 ein mit einer Steuereinrichtung 22 verbundenes Magnetventil 23 angeordnet. Entsprechend der Ansteuerung durch die Steuervorrichtung 22 öffnet sich das Magnetventil 23, so daß der Ventilschieber in Folge der Druckverhältnisse im Pumpenarbeitsraum 11 und der Druckverhältnisse durch die Hydraulikflüssigkeit des Hydraulikantriebs in seine linke bzw. rechte Position gedrückt wird.

In der Stirnseite 16 der Ausnehmung 13 ist eine zylindrische, koaxial angeordnete Aussparung 24 und eine entsprechende weitere Aussparung 25 in der Stirnseite 141 des Ventilschiebers 14 vorgesehen. Die beiden Aussparungen 24 und 25 sind über eine vorgespannte Feder 26 miteinander verbunden, die den Ventilschieber 14 in Richtung auf den Pumpenarbeitsraum 11 drückt. Für den Fall eines möglichen Defekts in der Hydraulikleitung wird der Ventilschieber 14 somit gegen die Anschlagscheibe 15, der Position des Ventilschiebers bei Teillastbetrieb der Brennkraftmaschine, von der vorgespannten Feder 26 gedrückt.

In den Ventilschieber 14 ist eine nach außen weisende Ringnut 27 und in die Ausnehmung 13 bzw. in den Verteilerrotor 102 sind zwei jeweils nach innen weisende, in axialer Richtung entsprechend der Verschiebewegung des Ventilschiebers 14 versetzt angeordnete Ringnute 28 und 29 eingeformt.

Von der Ringnut 27 geht ein zunächst radial zur Mitte des Ventilschiebers 14 sowie dann in axialer Richtung zum Pumpenarbeitsraum 11 koaxi-

al verlaufender Verbindungskanal 30 aus, der einen Kraftstofffluß aus dem Pumpenarbeitsraum 11 in die Einlaßöffnung 31 des Verbindungskanals 30 in die Ringnut 27 ermöglicht.

Ein Durchlaßkanal 32 und 33 führt von den Ringnuten 28 und 29 an die Außenfläche des Verteilerrotors 102, wobei die Austrittsöffnungen 34 und 35 der Durchlaßkanäle 32 und 33 in axialer Richtung auf gleicher Höhe angeordnet sind. In entsprechender Höhe sind den Austrittsöffnungen 34 und 35 der Durchlaßkanäle 32 und 33 Eintrittsöffnungen 36 bis 39 von Einspritzleitungen 361 bis 391 im feststehenden Teil 101 des Verteilers 10 angeordnet. Die Durchlaßkanäle 32 und 33 verlaufen schräg im Verteilerrotor 102, um den axialen Versatz ihrer zugeordneten Ringnute 28 und 29 auszugleichen. Die Eintrittsöffnungen 36 bis 39 weisen benachbart zueinander einen Winkel von 90° auf. Die Einspritzleitungen 361 bis 391 sind mit Einspritzdüsen 362 bis 392 verbunden, die den Kraftstoff in den Zylinder der Brennkraftmaschine einbringen. Die Austrittsöffnungen 34 und 35 nehmen dabei an der Außenfläche des Verteilerrotors 102 unterschiedliche Winkelpositionen ein, so daß die so erzeugten Öffnungswinkelbereiche des Verteilers, bezogen auf den jeweiligen, hier nicht dargestellten Zylinder der Brennkraftmaschine, relativ zueinander vor bzw. nacheilen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die Bezugszeichen der genannten Öffnungen in dieser Figur fortgelassen. Diese sind aber aus den Figuren 2a und 2b zu entnehmen.

Durch das Verschieben des Ventilschiebers 14 in eine der beiden Anschlagpositionen, ist der Pumpenarbeitsraum 11 über die Ringnut 27 und die Ringnut 28 bzw. 29 mit dem Durchlaßkanal 32 bzw. 33 verbindbar. Dadurch kann der in den Pumpenarbeitsraum 11 eingebrachte Kraftstoff über den Durchlaßkanal 32 bzw. 33 in die Einspritzleitungen 361 bis 391 und somit entsprechend in die Zylinder der Brennkraftmaschine gefördert werden.

In den Pumpenarbeitsraum 11 gelangt der Kraftstoff über eine koaxial zur rotierenden Achse des Verteilerrotors 102 angeordnete Kraftstoffleitung 40. Die Kraftstoffleitung 40 führt den Kraftstoff von einer den Kraftstoff mit Druck beaufschlagenden und aus einem Vorratstank 41 fördernden Elektrokraftstoffpumpe 42 über ein zum Verschließen der Kraftstoffleitung 40 während des Druckhubes vorgesehenes Rückschlagventil 43 in den Pumpenarbeitsraum 11. Parallel zum Rückschlagventil 43 ist ein weiteres Magnetventil 44 geschaltet, das mit der Steuereinrichtung 22 verbunden ist. Dabei öffnet sich das Magnetventil 44 für vorgegebene Zeitabschnitte des Druckhubs durch Signale der Steuereinrichtung 22. Über dieses Magnetventil 44 wird die Einspritzdauer und die Einspritzmenge gesteuert, da mit dem Öffnen des Magnetventils 44

während des Druckhubs Kraftstoff aus dem Pumpenarbeitsraum 11 durch das Magnetventil 44 fließt. Mit dem Öffnen des Magnetventils 44 ist der Förderbeginn, die Fördermenge und die Förderdauer steuerbar, so daß der Kraftstoff entsprechend weniger bzw. über eine kürzere Zeitspanne in den Zylinder der Brennkraftmaschine durch den Verteilerrotor 102 eingespritzt wird.

Zur Begrenzung des Druckes in der Kraftstoffleitung 40 und um den Druck in der Kraftstoffleitung 40 konstant zu halten ist dem Rückschlagventil 43 und dem Magnetventil 44 ein Druckbegrenzer 45 vorgeschaltet, so daß bei Überschreiten eines vorbestimmten Druckwertes sich der Druckbegrenzer 45 öffnet und Kraftstoff in einen Auffangtank 46 entweichen kann.

Der Hydraulikantrieb ist mit der Kraftstoffleitung 40 verbunden, wobei der Kraftstoff das Druckmedium, d.h. die Hydraulikflüssigkeit bildet und der Druck in der Hydraulikflüssigkeit von der Elektrokraftstoffpumpe 42 erzeugt wird.

Je nach Betriebsart, also Vollast- bzw. Teillastbetrieb, der Brennkraftmaschine erfolgt die Einspritzung im Saughub oder im Kompressionshub des Kolbens der Brennkraftmaschine über die relativ zueinander vor- bzw. nachteilenden Austrittsöffnungen 34 bzw. 35 des Durchlaßkanals 32 bzw. 33, wobei durch die verschiedenen Zeitpunkte, in denen die Austrittsöffnungen 34 und 35 die Eintrittsöffnungen 36 bis 39 passieren, im wesentlichen die Einspritzzeitpunkte festgelegt sind. Über das Magnetventil 44 besteht aber noch die Möglichkeit der Einflußnahme auf den Einspritzvorgang.

Bei Vollastbetrieb, d.h. Einspritzung im Saughub, steht der Ventilschieber 14 in seiner linken Position, so daß der Kraftstoff vom Pumpenarbeitsraum 11 über den Verbindungskanal 30 in den Durchlaßkanal 33 und dann in den entsprechenden Zylinder gelangt.

Hierbei bleibt das Magnetventil 23 während des Förderhubs des Verteilrotors 102 zunächst geöffnet. Nach der Schließung vom Magnetventil 44 erfolgt der Druckaufbau im Pumpenarbeitsraum 11 und der Ventilschieber 14 bewegt sich zu seinem linken Anschlag, der Stirnseite 16 der Ausnehmung 13. Bevor das Magnetventil 44 geöffnet wird, schließt das Magnetventil 23. Dadurch bleibt der Steuerschieber in seiner linken Position. Lediglich zu Beginn des Druckaufbaus beim nächsten Hubzyklus des Verteilerrotors wird das Magnetventil 23 wieder kurz geöffnet. Der Vorgang wiederholt sich dann periodisch.

Bei Teillastbetrieb, d.h. Einspritzung im Kompressionshub des Kolbens der Brennkraftmaschine, steht der Ventilschieber 14 in der rechten Position, so daß der Kraftstoff über den Verbindungskanal 30 in den Durchlaßkanal 32 und somit in die zugeordneten Zylinder der Brennkraftmaschine gelangt.

Dabei bleibt das Magnetventil 23 während des Förderhubs des Verteilerrotors 102 geschlossen, wodurch der Ventilschieber 14 nicht nach links ausweichen kann, weil der Hydraulikdruck weiter an den Ventilschieber 14 angreift. Zur Korrektur einer Verstellung, die aufgrund von Leckage am Ventilschieber 14 auftreten kann, wird das Magnetventil 23 während des Saughubs des Verteilerrotors 102 kurzzeitig geöffnet. Die am Ventilschieber 14 angreifenden Kräfte, Federkraft, Massenkraft sowie Druckdifferenzkraft zwischen linker und rechter Stirnseite sorgen dann für das Andrücken an der Anschlägscheibe 15.

Soll auf eine definierte Ausgangsstellung verzichtet werden, kann die Positionierung des Ventilschiebers 14 auch über die beschriebene Beschaltung des Magnetventils 23 erfolgen.

Mit der erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzvorrichtung 9 läßt sich eine fremdgezündete Brennkraftmaschine mit Vergaserkraftstoff betreiben in Verbindung mit den Vorteilen, die sich bei einer selbstzündenden Brennkraftmaschine aus der verlustarmen, ungedrosselten Zuführung der Verbrennungsluft in die Brennräume ergeben.

Das Ausführungsbeispiel bezieht sich dabei auf eine Kraftstoffversorgung einer Vierzylinderbrennkraftmaschine. Natürlich lassen sich auch andere Zylinderzahlen mit einer solchen entsprechend modifizierten Kraftstoffeinspritzpumpe versorgen. Die Austrittsöffnung 34 eilt dabei um den Winkelabstand vor der Austrittsöffnung 35, den die aufeinander folgenden Einspritzleitungen 361 bis 391, voneinander haben.

In den Figuren 2a und 2b ist ein Querschnitt I-I und II-II aus Figur 1 durch den Verteiler 10 dargestellt. Dabei nimmt der Ventilschieber 14 einmal die linke Position, Figur 2a, und einmal die rechte Position, Figur 2b, ein, woraus die Funktionsweise des Verteilers bei Voll- und Teillastbetrieb ersichtlich wird.

Bei Vollastbetrieb ist der Ventilschieber 14 in der linken Position. Der Kraftstoff aus dem Pumpenarbeitsraum 11 gelangt dabei von dem Verbindungskanal 30 in die Ringnut 27 des Ventilschiebers 14, in die Ringnut 28 des Verteilerrotors 102 über die den Durchlaßkanal 33, dessen Austrittsöffnung 34, jeweils über die Eintrittsöffnungen 36 bis 39 in die Einspritzleitungen 361 bis 391 in die jeweiligen Zylinder.

Wohingegen bei Teillastbetrieb der Ventilschieber 14 in der rechten Position sich befindet und der Kraftstoff gelangt dabei von der Ringnut 27 des Ventilschiebers 14, in die Ringnut 29 des Verteilerrotors 102, den Durchlaßkanal 32, dessen Austrittsöffnung 35 jeweils über die Eintrittsöffnungen 36 bis 39 in die Einspritzleitungen 361 bis 391 in die angeschlossenen Zylinder.

Die Austrittsöffnungen 34 und 35 sind zueinander in einem Winkel von 90° angeordnet, so daß der Einspritzzeitpunkt um 180° Kurbelwellenwinkel zeitlich versetzt erfolgt.

In den Figuren 3a bis 3d sind in vier Schaubildern die Einspritzzeitpunkte für die Zylinder 1 bis 4 in Abhängigkeit vom Kurbelwellendrehwinkel dargestellt, wobei Figur 3e - zum besseren Verständnis der Figuren 3a bis 3d - einen schematischen Querschnitt durch den Verteiler 10 mit seinen Durchlaßkanälen 32 und 33 sowie den angeschlossenen Zylindern 1 bis 4 zeigt.

In Figur 3a ist die Einspritzfolge bei Teillastbetrieb der Brennkraftmaschine in Form der Schwarzen Kästchen schematisch dargestellt, also Einspritzung bei Kompressionshub. Dabei liegt der Zündzeitpunkt und obere Totpunkt für den 1. Zylinder bei 180°, für den 3. Zylinder bei 360°, für den 4. Zylinder bei 540° und für den 2. Zylinder bei 0° bzw. 720°.

In Figur 3b ist der Einspritzzyklus für den Vollastbetrieb, Einspritzung im Saughub, in Form der weißen Kästchen dargestellt. Der Ladungswechsel und der obere Totpunkt liegt dabei für den 4. Zylinder bei 180°, für den 2. Zylinder bei 360°, für den 1. Zylinder bei 540° und für den 3. Zylinder bei 720°.

Dabei soll ein besonderer sich beim Umschalten von Saug- auf Kompressionshubeinspritzung und umgekehrt ergebender Steuerungszustand nachfolgend noch näher erläutert werden.

Figur 3c zeigt die Steuerung beim Umschalten von Kompressions- auf Saughubeinspritzung. Dabei wird in den 1. Zylinder zunächst noch im Kompressionshub eingespritzt. Bei schlagartiger Umschaltung auf Saughubeinspritzung würde jetzt beim nächsten Zyklus in Zylinder 3 kein Arbeitstakt erfolgen, da die gesamte Menge in Zylinder 4 eingespritzt wird. Zur Vermeidung dieses Aussetzers wird nun zunächst noch in Zylinder 3 im Kompressionshub eingespritzt und anschließend im gleichen Zyklus durch Umschaltung des Ventilschiebers 14 in Zylinder 4 eingespritzt. Der Pumpenförderknocken ist dafür ausreichend, da nur in der unteren Teillast, also bei kleiner Einspritzmenge, im Kompressionshub eingespritzt wird.

Figur 3d zeigt den umgekehrten Fall, das Umschalten von Saug- auf Kompressionshubeinspritzung. In Zylinder 3 wurde dabei noch im Saughub eingespritzt. Diese Menge wird im nächsten Zyklus gezündet, d.h. das Magnetventil 44 darf jetzt nicht geschlossen werden, da sonst eine zusätzliche Menge eingespritzt würde. Dann erfolgt die Umschaltung des Ventilschiebers 14, so daß in den Kompressionshub des 4. Zylinders eingespritzt wird.

Die Steuerimpulse I 23 und I 44 der Magnetventile 23 und 44, die Einspritzmenge im Kompressions- bzw. Saughub Q_{ek} bzw. Q_{es} sowie die

Geschwindigkeit der Hubbewegung des Verteilerrotors 102 in Abhängigkeit des Kurbelwellendrehwinkels während des Umschaltvorgangs von Kompressionshub auf Saughub gemäß Figur 3c ist in den Diagrammen der Figur 4 dargestellt.

Die Erfindung beschränkt sich in ihrer Ausführung nicht auf das vorstehend angegebene bevorzugte Ausführungsbeispiel. Vielmehr ist eine Anzahl von Varianten denkbar, welche von der dargestellten Lösung auch bei grundsätzlich anders gestarteten Ausführungen Gebrauch macht.

Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzvorrichtung für fremdgezündete Brennkraftmaschinen mit einer Pumpe und einem, vorzugsweise mit Pumpendrehzahl angetriebenen Verteiler (10), dessen rotierender Teil (102) über innere Durchflußkanäle (32,33) drehwinkelabhängig eine mit der Pumpe verbundene Zuleitung (13,30) abwechselnd mit zu den einzelnen Zylindern der Brennkraftmaschine führenden Einspritzleitungen (361 bis 391) verbindet, wobei ein zwei Positionen einnehmendes Umschaltventil mit einem Ventilschieber (14) vorgesehen ist, welches in Abhängigkeit von der Last und der Drehzahl der Brennkraftmaschine betätigt wird,

dessen Einlaßöffnung (31) über die Zuleitung (30) mit dem Pumpenarbeitsraum verbindbar ist und

dessen Austrittsseite zwei Auslaßöffnungen (28,29) aufweist, die in Abhängigkeit von der Position des Ventilschiebers (14) jeweils mit der Einlaßöffnung (31) verbunden sind, wobei die Auslaßöffnungen (28,29) zu zwei verschiedenen inneren Durchflußkanälen (32,33) des rotierenden Teils (102) des Verteilers führen, deren Öffnungen (34,35) an der Außenseite des rotierenden Teils eine unterschiedliche Winkelposition einnehmen, so daß die beiden so erzeugten Öffnungswinkelbereiche des Verteilers, bezogen auf den jeweiligen Zylinder der Brennkraftmaschine, relativ zueinander vor- bzw. nacheilen,

dadurch gekennzeichnet,

daß der Ventilschieber (14) des Umschaltventils innerhalb des rotierenden Teils (102) des Verteilers (10), vorzugsweise konzentrisch, angeordnet ist und die Zuleitung (30) ebenfalls ausschließlich innerhalb des rotierenden Teils (102) des Verteilers (10) liegt.

2. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß der Ventilschieber (14) des Umschaltventils in Achsrichtung des rotierenden Teils (102) des Verteilers

- (10) verschieblich gelagert ist und daß insbesondere der rotierende Teil (102) des Verteilers (10) die den Ventilschieber (14) führende Wandung bildet.
3. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Längsachse des Umschaltventils und/oder die Verbindungsleitung (30) zwischen dem Umschaltventil und dem Pumpenarbeitsraum (11) mit der Längsachse des rotierenden Teils (102) des Verteilers (10) zusammenfällt.
 4. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Ventilschieber (14) den Arbeitskolben eines Hydraulikantriebs bildet, wobei dieser Arbeitskolben stirnseitig mit der Hydraulikflüssigkeit beaufschlagt wird und mit seiner Seitenwandung eine Dichtung für die jeweils zu versperrende Auslaßöffnung (28,29) des Umschaltventils bildet.
 5. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß als Verbindung zwischen Hydraulikantrieb und dem feststehenden Teil (101) des Verteilers (10) ein koaxial verlaufender Hydraulikanal (17) mit radialen Verbindungskanälen (18) zu einer Ringnut (19) vorgesehen ist, derart daß die Hydraulikflüssigkeit über die Ringnut (19), den Verbindungskanal (18) zu einer Stirnseite des Ventilschiebers (14) bei seinen Verschiebebewegungen gelangt.
 6. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der Ansprüche 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Hydraulikantrieb ein Ventil, insbesondere ein Magnetventil (23), zum Festlegen der Aktivierungszeiten des Ventilschiebers (14) vorgesehen ist.
 7. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Ventilschieber (14) eine Ringnut (27) aufweist, die mit der Verbindungsleitung (30) über Druckkanäle in Verbindung steht, so daß über die Ringnut der Kraftstoff in die weiteren Öffnungen der Durchlaßkanäle (32, 33) des Verteilers (10) förderbar ist.
 8. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Austrittsöffnungen (34, 35) der inneren Durchlaßkanäle (32, 33) des rotierenden Teils (102) des Verteilers (10) an dessen Außenseite bezüglich der axialen Richtung
- in derselben Höhe gelegen sind.
9. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß an der vom Pumpenarbeitsraum (11) entfernt gelegenen Stirnseite (141) des Ventilschiebers (14) eine in axialer Richtung wirkende und in Richtung auf den Pumpenarbeitsraum (11) vorgespannte Feder (26) anliegt.
 10. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der rotierende Teil (102) des Verteilers (10) den Arbeitskolben der Pumpe bildet.
 11. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach Anspruch 5 und 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Ringnut (19) für die Hydraulikflüssigkeit bzw. eine an der gegenüberliegenden Wandung vorgesehene zugewandte Öffnung (20) eine derartige Erstreckung in axialer Richtung aufweist, daß ein Übertritt von Hydraulikflüssigkeit unabhängig von der axialen Position des rotierenden Teils (102) des Verteilers (10) erfolgen kann.
 12. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Begrenzung der Einspritzdauer für vorgegebene Zeitabschnitte des Druckhubs der Pumpenarbeitsraum (11) über eine zeitabhängig freigebbare Entlastungsleitung mit einem Entlastungsraum verbindbar ist.
 13. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die den Kraftstoff in den Pumpenarbeitsraum (11) führende Kraftstoffleitung (40) koaxial zur Achse des rotierenden Teils (102) des Verteilers (10) angeordnet ist.
 14. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, daß in der den Kraftstoff in den Pumpenarbeitsraum (11) führende Kraftstoffleitung (40) ein Rückschlagventil (43) zum Verschließen der Kraftstoffleitung (40) während des Druckhubs vorgesehen ist.
 15. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß steuerbare Kraftstoffabsperrmittel zum Rückschlagventil (43) parallel geschaltet sind.
 16. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**

net, daß in der Kraftstoffleitung (40) ein Druckbegrenzer (45) vorgesehen ist.

17. Kraftstoffeinspritzvorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Hydraulikantrieb mit der Kraftstoffleitung (40) verbunden ist, wobei der Kraftstoff das Druckmedium bildet und der Druck von einer in der Kraftstoffleitung (40) vorgesehenen Förderpumpe (42) erzeugt wird.

Claims

1. Fuel injection device for applied-ignition internal combustion engines with a pump and a distributor (10), which is preferably driven at the speed of the pump and the rotating part (102) of which alternately connects, via inner throughflow passages (32, 33), a feed line (13, 30) connected to the pump to injection lines (361 to 391) leading to the individual cylinders of the internal combustion engine, the connection being effected as a function of the rotational angle, a two-position switchover valve with a valve spool (14) being provided, this valve being actuated as a function of the load and the speed of the internal combustion engine,
 - its inlet opening (31) being connectable to the pump working space via the feed line (30) and
 - its outlet side having two outlet openings (28, 29), which are respectively connected to the inlet opening (31) as a function of the position of the valve spool (14),
 - the outlet openings (28, 29) leading to two different inner throughflow passages (32, 33) of the rotating part (102) of the distributor, whose openings (34, 35) at the outside of the rotating part, occupy different angular positions, with the result that the two opening-angle ranges of the distributor which are thus produced precede or follow one another in relation to the respective cylinder of the internal combustion engine, characterized in that the valve spool (14) of the switchover valve is arranged within the rotating part (102) of the distributor (10), preferably concentrically, and the feed line (30) is likewise entirely contained within the rotating part (102) of the distributor (10).
2. Fuel-injection device according to Claim 1, characterized in that the valve spool (14) of the switchover valve is mounted in a manner which allows it to be displaced in the axial direction of the rotating part (102) of the distributor (10) and in that the rotating part (102), in particular, of the distributor (10) forms the wall which

guides the valve spool (14).

3. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that the longitudinal axis of the switchover valve and/or the connecting line (30) between the switchover valve and the pump working space (11) coincides with the longitudinal axis of the rotating part (102) of the distributor (10).
4. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that the valve spool (14) forms the working piston of a hydraulic drive, this working piston being acted upon at the end by the hydraulic fluid and, with its side wall, forming a seal for the respective outlet opening (28, 29) of the switchover valve to be blocked.
5. Fuel-injection device according to Claim 4, characterized in that a coaxially extending hydraulic passage (17) with radial connecting passages (18) leading to an annular groove (19) is provided as the connection between the hydraulic drive and the stationary part (101) of the distributor (10), such that the hydraulic fluid passes via the annular groove (19) and the connecting passage (18) to one end of the valve spool (14) during its displacement.
6. Fuel-injection device according to either of Claims 4 and 5, characterized in that a valve, in particular a solenoid valve (23) is provided in the hydraulic drive for the purpose of defining the activation times of the valve spool (14).
7. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that the valve spool (14) has an annular groove (27) which is connected to the connecting line (30) by pressure passages, allowing fuel to be pumped into the further openings of the throughflow passages (32, 33) of the distributor (10) via the annular groove.
8. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that the outlet openings (34, 35) of the inner throughflow passages (32, 33) of the rotating part (102) of the distributor (10) are located on its outside at the same level relative to the axial direction.
9. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that a spring (26) acting in the axial direction and prestressed in the direction of the pump working space (11) rests against the end (141) of the valve spool (14) remote from the pump

working space (11).

10. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that the rotating part (102) of the distributor (10) forms the working piston of the pump. 5
11. Fuel-injection device according to Claims 5 and 10, characterized in that the annular groove (19) for the hydraulic fluid or a facing opening (20) provided on the opposite wall have an extent in the axial direction such that transfer of hydraulic fluid can take place irrespective of the axial position of the rotating part (102) of the distributor (10). 10 15
12. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that, to limit the injection duration for predetermined time periods of the delivery stroke, the pump working space (11) can be connected to a relief space via a relief line that can be opened in a time-dependent manner. 20
13. Fuel-injection device according to one of the preceding claims, characterized in that the fuel line (40) carrying the fuel into the pump working space (11) is arranged coaxially to the axis of the rotating part (102) of the distributor (10). 25 30
14. Fuel-injection device according to one of Claims 10 to 13, characterized in that a non-return valve (43) for closing the fuel line (40) during the delivery stroke is provided in the fuel line (40) carrying the fuel into the pump working space (11). 35
15. Fuel-injection device according to Claim 14, characterized in that controllable fuel shut-off means are connected in parallel with the non-return valve (43). 40
16. Fuel-injection device according to one of Claims 10 to 15, characterized in that a pressure limiter (45) is provided in the fuel line (40). 45
17. Fuel-injection device according to one of Claims 10 to 16, characterized in that the hydraulic drive is connected to the fuel line (40), the fuel forming the pressure medium and the pressure being generated by a feed pump (42) provided in the fuel line (40). 50

Revendications 55

1. Dispositif d'injection de carburant pour moteurs à combustion interne à allumage par étincelle,

avec une pompe et un distributeur (10), entraîné de préférence à la vitesse de rotation de la pompe, dont la partie tournante (102) relie par l'intermédiaire de canaux d'écoulement intérieurs (32, 33), en fonction de l'angle de rotation, une conduite d'alimentation (13, 30) reliée à la pompe, de façon alternative, aux conduites d'injection (361 à 391) allant aux différents cylindres du moteur à combustion interne, une vanne de commutation étant prévue avec un tiroir de vanne (14), qui peut prendre deux positions, vanne qui est actionnée en fonction de la charge et de la vitesse de rotation du moteur à combustion interne, dont l'orifice d'admission peut être relié, par l'intermédiaire de la conduite d'alimentation (30), à la chambre de travail de la pompe et dont le côté sortie présente deux orifices de sortie (28, 29) qui, en fonction de la position du tiroir de vanne (14), sont reliés respectivement à l'orifice d'entrée (31), les orifices de sortie (28, 29) conduisant à deux canaux d'écoulement (32, 33) intérieurs différents de la partie tournante (102) du distributeur, dont les orifices (34, 35) prennent une position angulaire différente sur la face extérieure de la partie tournante de telle façon que les deux zones angulaires d'ouverture ainsi produites du distributeur soient en avance ou en retard l'une par rapport à l'autre, en ce qui concerne le cylindre correspondant du moteur à combustion interne, dispositif d'injection de carburant caractérisé en ce que le tiroir (14) de la vanne de commutation est disposé à l'intérieur de la partie tournante (102) du distributeur (10), de préférence de façon concentrique, et en ce qu'également la conduite d'alimentation (30) se trouve exclusivement à l'intérieur de la partie tournante (102) du distributeur (10).

2. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 1, caractérisé en ce que le tiroir (14) de la vanne de commutation est monté de façon à coulisser dans le sens de l'axe de la partie tournante (102) du distributeur (10), et en ce qu'en particulier la partie tournante (102) du distributeur (10) forme la paroi de guidage du tiroir de vanne (14).

3. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'axe longitudinal de la vanne de commutation et/ou la conduite de liaison (30) entre la vanne de commutation et la chambre de travail (11) de la pompe coïncident avec l'axe longitudinal de la partie tournante (102) du distributeur (10).

4. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le tiroir de vanne (14) forme le piston de travail d'un mécanisme d'entraînement hydraulique, ce piston de travail étant sollicité du côté frontal par le liquide hydraulique et formant par sa paroi latérale un joint d'étanchéité pour l'orifice de sortie (28, 29), respectivement à obturer, de la vanne de commutation. 5
5. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 4, caractérisé en ce que l'on prévoit comme liaison entre le mécanisme d'entraînement hydraulique et la partie fixe (101) du distributeur (10), un canal hydraulique (17) s'étendant coaxialement avec des canaux de liaison radiaux (18) allant à une rainure annulaire (19), d'une façon telle que le liquide hydraulique passe par la rainure annulaire (19) et le canal de liaison (18) vers une face frontale du tiroir de vanne (14) lors de ses mouvements de coulissement. 10 15 20
6. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications 4 ou 5, caractérisé en ce que, dans le mécanisme d'entraînement, on prévoit une vanne, en particulier une électrovanne (23), pour déterminer les temps d'activation du tiroir de vanne (14). 25 30
7. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le tiroir de vanne (14) présente une rainure annulaire (27) qui est en liaison avec la conduite de liaison (30) par l'intermédiaire de canaux de pression, de telle sorte que l'on peut refouler le carburant via la rainure annulaire dans les autres orifices des canaux de pression (32, 33) du distributeur (10). 35 40
8. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que les orifices de sortie (34,35) des canaux intérieurs d'écoulement (32, 33) de la partie tournante (102) du distributeur (10), sont mis à la même hauteur sur sa face extérieure dans le sens axial. 45
9. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que, sur la face frontale (141) du tiroir de vanne (14), qui est mise à l'écart de la chambre(11) de travail de la pompe, repose un ressort (26) agissant dans le sens axial et précontraint en direction de la chambre de travail(11) de la pompe. 50 55
10. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la partie tournante (102) du distributeur (10) constitue le piston de travail de la pompe.
11. Dispositif d'injection de carburant selon les revendications 5 et 10, caractérisé en ce que la rainure annulaire (19) présente, pour le liquide hydraulique ou un orifice (20) prévu sur la paroi opposée, une étendue dans le sens axial telle qu'il peut se passer un transfert de liquide hydraulique indépendant de la position axiale de la partie tournante (102) du distributeur (10).
12. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que, pour limiter la durée d'injection pour des intervalles de temps prédéfinis de la course de compression, on peut relier la chambre de travail (11) de la pompe, par l'intermédiaire d'une conduite de décharge que l'on peut libérer en fonction du temps, à une chambre de décharge.
13. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la conduite de carburant (40) qui amène le carburant à la chambre de travail (11) de la pompe est disposée coaxialement à l'axe de la partie tournante (102) du distributeur (10).
14. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications 10 à 13, caractérisé en ce que l'on prévoit, dans la conduite de carburant (40) amenant le carburant à la chambre de travail (11) de la pompe un clapet anti-retour (43) pour obturer la conduite de carburant (40) pendant la course de compression.
15. Dispositif d'injection de carburant selon la revendication 14, caractérisé en ce que l'on monte des moyens d'obturation du carburant, pouvant être commandés en parallèle au clapet anti-retour (43).
16. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications 10 à 15, caractérisé en ce que l'on prévoit dans la conduite de carburant (40) un limiteur de pression (45).
17. Dispositif d'injection de carburant selon l'une des revendications 10 à 16, caractérisé en ce que le mécanisme hydraulique d'entraînement est relié à la conduite de carburant (40), le carburant constituant l'agent sous pression et la pression étant produite par une pompe de refoulement (42) prévue dans la conduite de

carburant (40).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

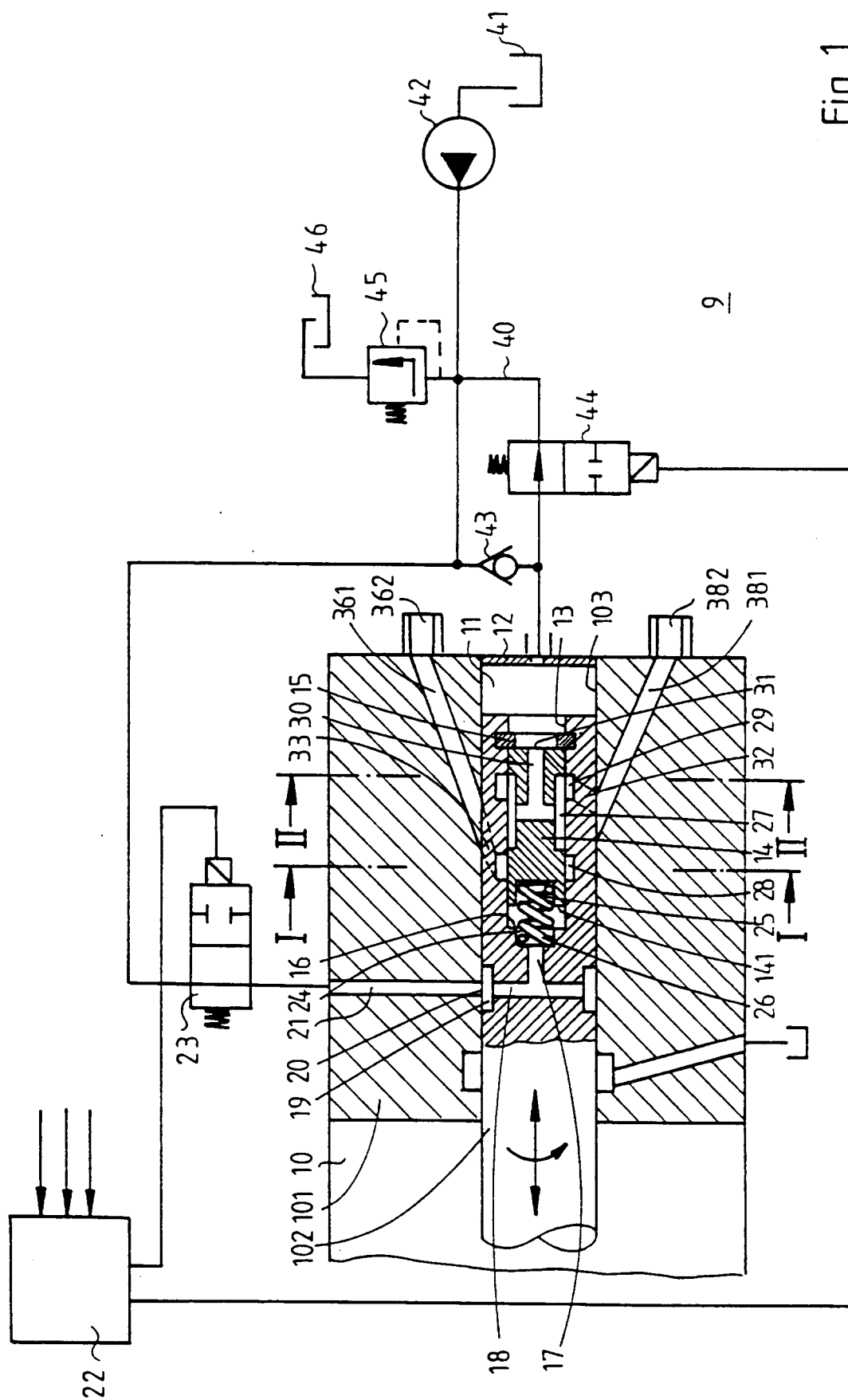
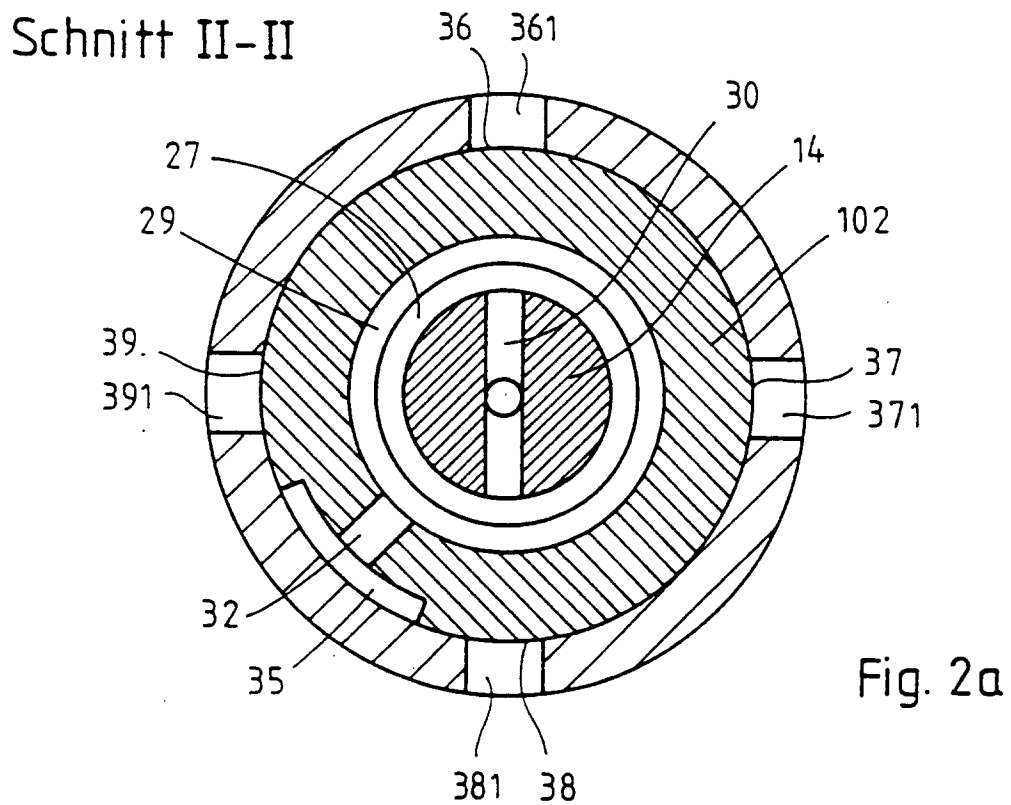
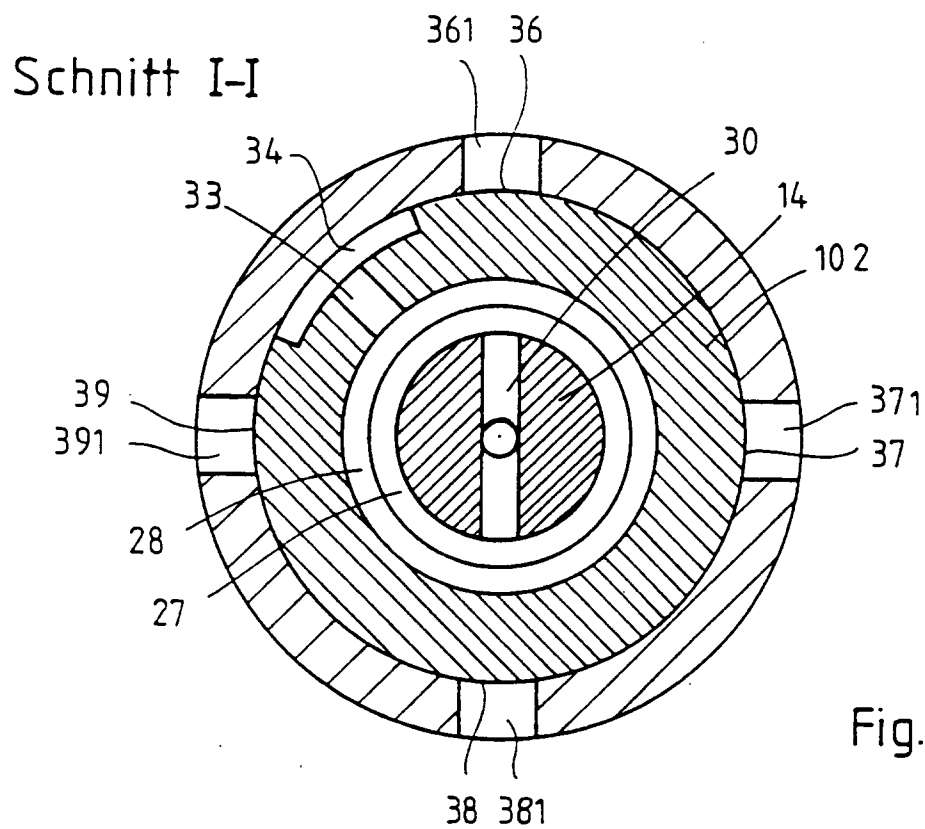


Fig. 1



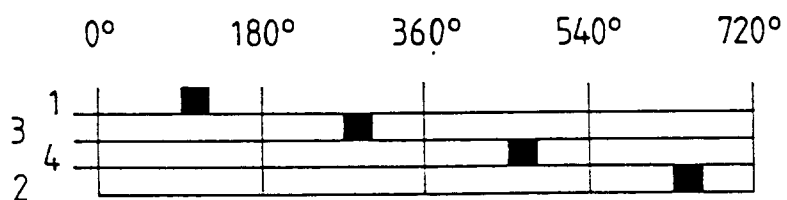


Fig. 3a

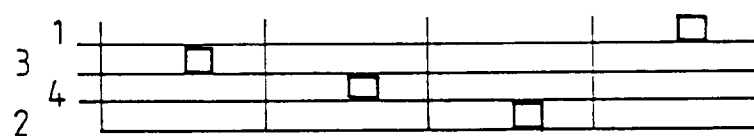


Fig. 3b

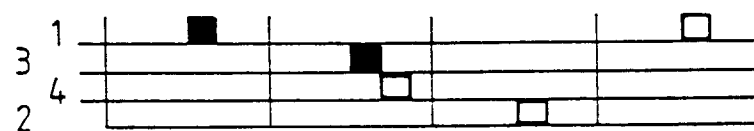


Fig. 3c



Fig. 3d

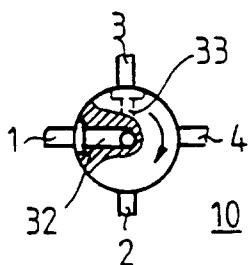


Fig. 3e

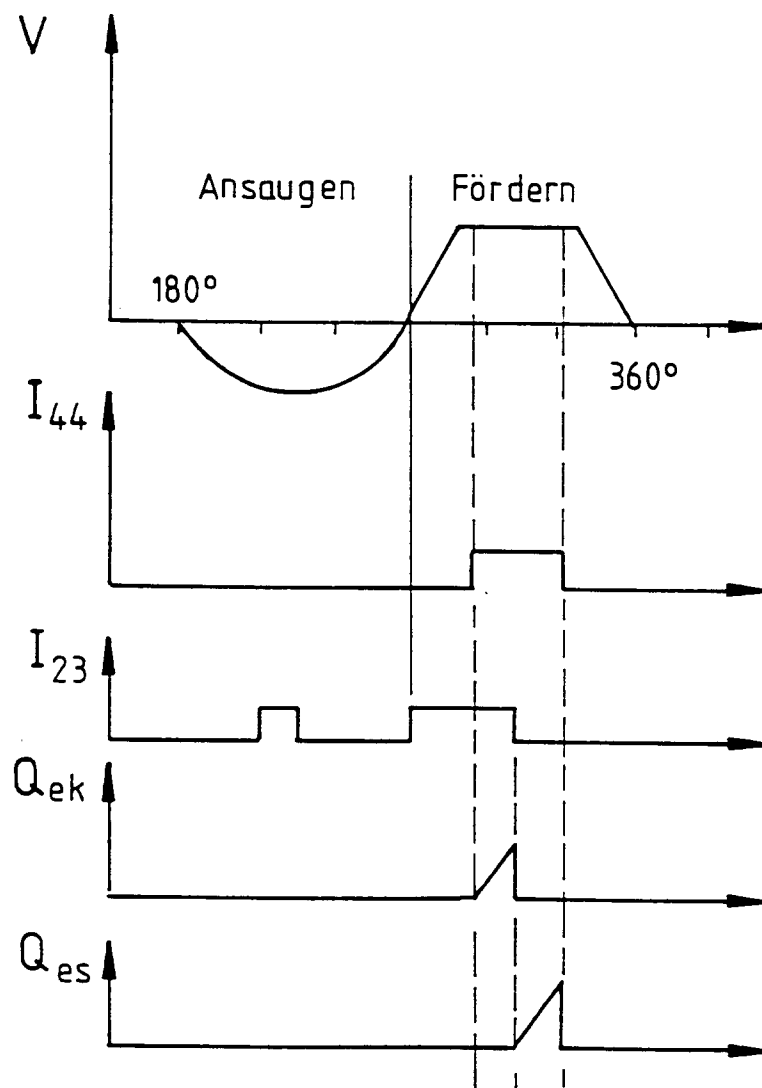


Fig. 4