



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



⑪ Veröffentlichungsnummer : **0 341 243 B1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
25.09.91 Patentblatt 91/39

⑤① Int. Cl.⁵ : **F02M 41/12**

②① Anmeldenummer : **87907745.1**

②② Anmeldetag : **04.12.87**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer :
PCT/DE87/00570

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 88/05128 14.07.88 Gazette 88/15

⑤④ **KRAFTSTOFFEINSPRITZPUMPE FÜR BRENNKRAFTMASCHINEN.**

③⑩ Priorität : **27.12.86 DE 3644583**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
15.11.89 Patentblatt 89/46

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
25.09.91 Patentblatt 91/39

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
EP-A- 0 166 995
DE-A- 3 510 221
DE-A- 3 524 387

⑦③ Patentinhaber : **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 50
W-7000 Stuttgart 1 (DE)

⑦② Erfinder : **HÖFER, Gerald**
Madaustra e 47a
W-8202 Bad Aibling (DE)
Erfinder : **1/EHEIM, Franz**
verstorben (DE)

EP 0 341 243 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

Die Erfindung geht von einer Kraftstoffeinspritzpumpe nach der Gattung des Hauptanspruchs aus. Bei einer durch die DE-OS 3203582 bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe wird die erste Austrittsöffnung des ersten Entlastungskanals durch eine als Steueröffnung dienende Innenringnut am Innenzylinder des Ringschiebers gesteuert, wobei die Innenringnut ständig über einen Kanal mit dem Entlastungsraum verbunden ist. Die erste Austrittsöffnung des zweiten Entlastungskanals wird ferner durch von der pumpenarbeitsraumseitigen Stirnfläche des Ringschiebers ausgehende Nuten gesteuert, die derart und in solcher Zahl angeordnet sind, daß bei jedem zweiten Pumpenkolbenförderhub eine der Nuten in Hubrichtung der ersten Austrittsöffnung des zweiten Entlastungskanals liegt. Dies führt aber nur dann zu einer Entlastung des Arbeitsraumes über den ersten Entlastungskanal, die Ringnut und den zweiten Entlastungskanal so lange eine Verbindung zwischen dem ersten und dem zweiten Entlastungskanal hergestellt ist und die erste Austrittsöffnung zugleich in eine der Nuten mündet. Dies ist bei der bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe in der Leerlaufstellung des Ringschiebers der Fall. Wird der Ringschieber in Richtung höherer Last verschoben, so ist die zweite Austrittsöffnung des zweiten Entlastungskanals schon verschlossen bevor die erste Austrittsöffnung geöffnet wird. Man erhält dadurch bei der bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe ein lastabhängiges Abschalten der Einspritzung bei einem Teil der Förderhübe des Pumpenkolbens. Auf diese Weise wird eine Zylinderteilabschaltung der Brennkraftmaschine bei Niedriglastbetrieb erzielt und der Verbrauch der Brennkraftmaschine dadurch optimiert, daß die nicht abgeschalteten Zylinder mit relativ höherer Last und damit höherem Wirkungsgrad betrieben werden.

Durch die DE-OS 3218275 ist andererseits eine Kraftstoffeinspritzpumpe mit einer Leiselaufeinrichtung bekannt, bei der vom Pumpenarbeitsraum nur eine Entlastungsleitung abführt, deren einzige Austrittsöffnung am Pumpenkolbenumfang innerhalb des Entlastungsraumes ebenfalls durch einen Ringschieber gesteuert wird. Dieser weist ausgehend von seiner Stirnfläche ebenfalls Nuten auf, die aber einen schlitzförmigen, drosselnden Querschnitt zur Innenzylindermantelfläche des Ringschiebers haben. Über diese wird beim Förderhub des Pumpenkolbens und einer entsprechenden Drehstellung des Ringschiebers zuerst die Verbindung zwischen Austrittsöffnung und Entlastungsraum hergestellt und dann erst über die von Innenbohrung und Stirnfläche des Ringschiebers gebildete Steuerkante. Damit wird im Bypass zur zu den Einspritzdüsen geförderten Kraftstoffeinspritzmenge eine Teilmenge als Leckmenge von der Gesamtförderrate des Pumpenkolbens abgezweigt, was über eine somit reduzierte Einspritzrate einen lei-

sen Lauf der Brennkraftmaschine ermöglicht. Durch eine Verdreheinrichtung, die ohne Rücksicht auf die Verstellung des Ringschiebers durch einen Kraftstoffeinspritzmengenregler arbeitet, läßt sich die Wirksamkeit der drosselnden Nuten bzw. die Leiselaufeinrichtung abschalten.

Bei dieser bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe ergeben sich jedoch Probleme bezüglich der Steuerung der über die Drosselquerschnitte abströmenden Kraftstoffmenge. Insbesondere bestehen Probleme, die Kraftstoffmenge vom Übergang aus dem Leerlaufbereich in den Teillastbereich kontinuierlich zu erhöhen, damit kein Lastsprung beim Lataufnahme auftritt. Weiterhin ergeben sich Probleme, wenn der Kraftstoffeinspritzpumpe eine Spritzbeginnverstell-einrichtung zugeordnet wird, die regelmäßig darin besteht, daß die erste Austrittsöffnung gegenüber der Antriebswellendrehstellung der Kraftstoffeinspritzpumpe verstellt wird.

Durch die DE-A-3510221 ist schließlich eine Kraftstoffeinspritzpumpe der gattungsgemäßen Art bekannt. Dort ist jedoch als Steuerorgan ein temperaturabhängiges Schieberventil vorgesehen, das in dem lastabhängig verschiebbaren Ringschieber angeordnet ist und temperaturabhängig arbeitet derart, daß es bei betriebswarmer Brennkraftmaschine eine als Drosselbohrung ausgebildete Verbindung zwischen der ersten Austrittsöffnung des zweiten Entlastungskanals und dem Entlastungsraum verschließt. Diese Einrichtung hat die Aufgabe, daß bei kalter, bzw. noch nicht betriebswarmer Brennkraftmaschine ein Teil der vom Pumpenkolben geförderten Kraftstoffmenge über die Drossel abströmen kann, um somit die Einspritzrate in diesem Betriebsbereich zu verringern und zugleich die Dauer der Einspritzung zu verlängern. Bei betriebswarmer Brennkraftmaschine wird dagegen diese Entlastung verhindert.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzpumpe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs hat demgegenüber den Vorteil, daß eine Leiselaufeinrichtung verwirklicht ist, bei der über einen festgelegten Teilhub, der zusätzlich lastabhängig modifizierbar ist, ein Lecken bzw. eine Einspritzung mit reduzierte Einspritzrate erfolgt, wobei die Leiselaufeinrichtung unabhängig davon vorzugsweise in Abhängigkeit von Betriebsparametern der Brennkraftmaschine ruckfrei abgeschaltet werden kann. Bei Vollastbetrieb steht so die volle Förderleistung der Kraftstoffeinspritzpumpe zur Verfügung. Die Abschaltung kann vorzugsweise auch in Abhängigkeit von der Last mit ruckfreiem Übergang erfolgen. Diese Funktion wird dabei in keiner Weise von einer Spritzbeginnverstell-einrichtung beeinflusst, da die Steueröffnungen breit genug sind, um den ganzen Spritzbeginnverstellbereich zu decken.

Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Hauptanspruch angegebenen Kraftstoffeinspritzpumpe möglich. Durch die Ausgestaltung von Anspruch 2 ergibt sich der Vorteil, daß immer ein konstanter Vorspannhub des Pumpenkolbens vor Beginn der Förderwirksamkeit des Pumpenkolbens und vor Leckbeginn zur Verfügung steht, so daß Schwankungen der Kraftstoffeinspritzmenge aufgrund des Totvolumeneinflusses weitgehend vermieden werden. Durch die Verstelleinrichtung gemäß Anspruch 6 erhält man eine sichere Abschaltung der Leiselaufeinrichtung, wobei bei der Ausgestaltung gemäß Anspruch 7 noch hinzukommt, daß in einfacher Weise die Abschaltung lastabhängig über die Ringschieberhubbewegung erfolgt ohne daß ein zusätzlicher Hebel notwendig wird und daß eine zusätzliche Einflußnahme auf den Bereich der Wirksamkeit der Leiselaufeinrichtung, d.h. des Leckens über den Drosselquerschnitt durch das Einstellglied erfolgen kann.

Zeichnung

Sieben Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen Figur 1 eine vereinfachte im Längsschnitt wiedergegebene Kraftstoffverteilerspritzpumpe, an deren Konstruktionsprinzip die Erfindung verwirklicht wird, Figur 2 einen Teilschnitt durch eine Verteilerkrafteinspritzpumpe der Bauart gemäß Figur 1 mit einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung, Figur 3 eine Modifikation der in Figur 2 wiedergegebenen Ausführung als drittes Ausführungsbeispiel, Figur 4 die Abwicklung des steuerwirksamen Teils von Pumpenmantel und Innenzylindermantel des Ringschiebers gemäß Ausführungsbeispiel nach Figur 2 mit den dort wiedergegebenen Nuten als Steueröffnungen, Figur 5 ein drittes Ausführungsbeispiel der Erfindung als Schnitt durch ein Teil des Pumpenkolbens und des Ringschiebers mit einer innerhalb der Mantelfläche des Innenzylinders des Ringschiebers liegenden Steueröffnung, Figur 6 einen Schnitt senkrecht zur Ausgestaltung nach Figur 5, Figur 7 die Abwicklung des steuerwirksamen Teils des Pumpenkolbenmantels und des Innenzylindermantels des Ringschiebers zum Ausführungsbeispiel nach Figur 5, Figur 8 ein viertes Ausführungsbeispiel der Erfindung mit einer gegenüber den vorstehenden Ausführungsformen abgewandelten Abschalteinrichtung in Form eines Schieberbolzens eingesetzt in eine Bohrung des Ringschiebers, Figur 9 ein Steuerdiagramm zum Ausführungsbeispiel nach Figur 8 mit einer Kolbenhubkurve über den Drehwinkel, Figur 10 ein vereinfachtes Steuerdiagramm über die steuerwirksamen Strecken und Bereiche der Abschaltung der erfindungsgemäßen Leiselaufeinrichtung gemäß Figur 8, Figur 11 ein

fünftes Ausführungsbeispiel der Erfindung als gegenüber Figur 8 modifizierte Ausführungsform, Figur 12 ein sechstes Ausführungsbeispiel der Erfindung als Schnitt durch ein Teil des Ringschiebers in Abwandlung zur Ausführung nach Figur 11, Figur 13 ein siebtes Ausführungsbeispiel der Erfindung mit einer gegenüber Figur 11 abgewandelten Einstellausführung für den Schieberbolzen im Ringschieber und Figur 14 ein Steuerdiagramm zum Ausführungsbeispiel nach Figur 11.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

In einem Gehäuse 1 einer in Figur 1 wiedergegebenen Kraftstoffeinspritzpumpe ist eine Buchse 2 angeordnet, in deren einen Pumpenzylinder 3 bildenden Bohrung 3 ein Pumpenkolben 4 durch einen Nocken-antrieb 5 angetrieben eine hin- und hergehende und zugleich rotierende Bewegung ausführt. Der Pumpenkolben schließt auf seiner einen Stirnseite einen Pumpenarbeitsraum 6 ein und ragt zum Teil aus der Pumpenzylinder 3 heraus in einen Entlastungsraum bildenden Pumpensaugraum 7, der im Gehäuse 1 eingeschlossen ist.

Der Pumpenarbeitsraum 6 wird über in der Mantelfläche des Pumpenkolbens angeordnete Längsnuten 8 und eine radial durch die Buchse 2 hindurchtretende und im Gehäuse 1 verlaufende Saugbohrung 9, die vom Pumpensaugraum 7 ausgeht, mit Kraftstoff versorgt, solange der Pumpenkolben seinen Saughub bzw. seine untere Totpunktlage einnimmt. Der Pumpensaugraum wird über eine Förderpumpe 11 aus einem Kraftstoffbehälter mit Kraftstoff versorgt. Durch ein Drucksteuerventil wird dabei der Druck üblicherweise im Saugraum drehzahlabhängig gesteuert, um somit z.B. hydraulisch über einen drehzahlabhängig gesteuerten Druck eine drehzahlabhängige Spritzverstellung vornehmen zu können. Dabei wird in bekannter Weise der Hubbeginn des Pumpenkolbens mit steigender Drehzahl auf Früh verstellt.

Vom Pumpenarbeitsraum 6 führt im Pumpenkolben ein Längskanal in Form einer Sackbohrung ab und wird als Entlastungskanal 14 bezeichnet. Von diesem zweigt eine Querbohrung 15 ab, die zu einer ersten Austrittsöffnung 16 am Umfang des Pumpenkolbens 4 führt, in einen Bereich, in dem dieser in den Saugraum 7 ragt. In diesem Bereich ist auf dem Pumpenkolben ein Mengenverstellorgan in Form eines Ringschiebers 18 angeordnet, der mit der Mantelfläche 17 seines Innenzylinders dicht auf dem Pumpenkolben gleitet, verdreh- und verschiebbar ist und mit einer durch die Mantelfläche 17 und seine obere Stirnseite gebildete erste Steuerkante 19 die erste Austrittsöffnung 16 steuert.

Vom Entlastungskanal 14, zweigt ferner eine Radialbohrung 20 ab, die zu einer Verteileröffnung 21 am Pumpenkolbenumfang führt. Im Arbeitsbereich

dieser Verteileröffnung zweigen in einer radialen Ebene vom Pumpenzylinder 3 Förderleitungen 22 ab, die entsprechend der Zahl der mit Kraftstoff zu versorgenden Zylinder der zugehörigen Brennkraftmaschine am Umfang des Pumpenzylinders 3 verteilt angeordnet sind. Die Förderleitungen führen über je ein Ventil 23, das als Rückschlagventil oder als Druckentlastungsventil in bekannter Weise ausgestaltet ist, zu den nicht gezeigten Kraftstoffeinspritzstellen. Zu diesen wird, sobald bei Beginn des Förderhubs des Pumpenkolbens nach einer entsprechenden Verdrehung desselben die Saugbohrung 9 durch die Mantelfläche des Pumpenkolbens verschlossen ist, der im Pumpenarbeitsraum 6 befindliche Kraftstoff über den Entlastungskanal 14, die Radialbohrung 20 und die Verteilernut 21 gefördert. Diese Förderung wird dann unterbrochen, wenn im Laufe des Pumpenkolbenhubs die erste Austrittsöffnung 16 durch den Ringschieber geöffnet wird und in Verbindung mit dem Saugraum 7 kommt. Ab diesem Punkt wird der vom Pumpenkolben verdrängte restliche Kraftstoff nur noch in den Saugraum gefördert. Je höher der Ringschieber 18 zum Pumpenarbeitsraum hin verstellt ist, desto größer ist die vom Pumpenkolben geförderte Kraftstoffeinspritzmenge.

Der für die Verstellung des Ringschiebers vorgesehene Kraftstoffeinspritzmengenregler 25 weist einen Spannhebel 26 auf, der um eine Achse 27 schwenkbar, einarmig ausgebildet ist und an seinem Hebelarmende mit einer Regelfederanordnung 28 gekoppelt ist, durch die er zu einem Vollastanschlag 32 hin schwenkbar ist. Diese besteht aus einer Leerlaufsfeder 29, die zwischen dem Kopf eines Kupplungsgliedes 30 und dem Spannhebel angeordnet ist, wobei das Kupplungsglied 30 durch eine Öffnung im Spannhebel durchgesteckt ist und am anderen vom Kopf abgewandten Ende mit einer Hauptregelfeder 31 verbunden ist. Diese ist wiederum an ihrem anderen Ende an einem Schwenkarm 33 eingehängt, der über eine durch das Pumpengehäuse durchgeführte Welle 34 mit einem Verstellhebel 35 verstellbar ist. Der Verstellhebel ist dabei zwischen einem einstellbaren Vollastanschlag 36 und einem einstellbaren Leerlaufanschlag 37 willkürlich von einer Bedienungsperson betätigbar. Zum Beispiel wird der Verstellhebel 35 mit dem Gaspedal verbunden, das der Fahrer des Kraftfahrzeuges, das mit der Brennkraftmaschine und der Einspritzpumpe ausgerüstet ist, entsprechend seinem Drehmomentwunsch betätigt. Statt der hier gezeigten einfachen Schraubenfeder als Hauptregelfeder können natürlich auch andere Regelfederanordnungen verwendet werden, die mehrstufig und/oder vorgespannt ausgeführt sind.

Um die Achse 27 ist ferner ein Starthebel 39 schwenkbar, der zweiarmig ausgeführt ist und mit einem Arm über einen Kugelpfopf 40 in eine in einer Radialebene zum Ringschieber verlaufende Quernut 41 eingreifend mit dem Ringschieber gekoppelt ist.

Der andere Arm des Starthebels weist eine Blattfeder 49 auf, die sich als Startfeder gegen die Spannhebel 26 spreizend an diesem abstützt. Auf eben diesen Hebelarm des Starthebels 39 wirkt das Stellglied 42 eines Drehzahlgebers in Form einer Fliehkraftstellanordnung 43 bekannter Bauart. Diese wird synchron zur Antriebswelle 44 der Kraftstoffeinspritzpumpe über ein Zahnradgetriebe 45 angetrieben. Mit zunehmender Drehzahl werden also nach dem Start das Stellglied 42 zusammen mit dem Starthebel 39 und dem Ringschieber 18 entgegen der Kraft der Startfeder 49 verschoben, bis der Starthebel am Vollastanschlag 32 anliegenden Spannhebel 26 zur Anlage kommt. Im Laufe dieser Bewegung wird der Ringschieber von einer höchsten, pumpenarbeitsraum-nächsten Stellung entsprechend einer Startmengeneinstellung zur Pumpenkolbenantriebsseite hin verstellt und dabei die Startübermenge abgeregelt. Kommt der Starthebel zur Anlage an den Spannhebel, so werden beide Hebel bei steigender Drehzahl entgegen der Kraft der Leerlaufsfeder 29 vom Vollastanschlag 32 weggeschwenkt, bis dann anschließend an den Leerlaufbereich die Hauptregelfeder 31 zur Wirkung kommt. Je nach Ausgestaltung dieser Feder als All-Drehzahlreglerfeder oder als Leerlaufdrehzahlreglerfeder wird der Spannhebel bei Erreichen der eingestellten Drehzahl weiter bewegt und der Ringschieber 18 zur Reduzierung der Einspritzmenge verschoben. Je nach Stellung des Verstellhebels 35 wird also bei einer bestimmten Drehzahl eine größere oder geringere Kraftstoffeinspritzmenge eingespritzt.

Zur Einstellung ist die Achse 27 auf einem Einstellhebel 46 gelagert, der um eine gehäusefeste Achse 47 schwenkbar ist und durch eine Feder in Anlage an einem einstellbaren Anschlag 48 gehalten wird.

Soweit bisher beschrieben entspricht die Kraftstoffeinspritzpumpe einer bekannten Ausgestaltung. In Figur 2 ist nun die erfindungsgemäße Weiterbildung für ein erstes Ausführungsbeispiel der Erfindung dargestellt, die aus folgendem besteht: Außer dem Entlastungskanal 14, der im folgenden als erster Entlastungskanal bezeichnet wird, ist im Pumpenkolben ein zweiter Entlastungskanal 51 vorgesehen, der neben dem ersten Entlastungskanal von einer zweiten Austrittsöffnung 52 am Mantel des Pumpenkolbens innerhalb des Pumpenzylinders 3 zu einer ersten Austrittsöffnung 53 am Mantel des Pumpenkolbens führt im Bereich des auf den Pumpenkolben verschiebbaren Ringschiebers 18. Die zweite Austrittsöffnung ist über eine Drosselbohrung 54, mit dem aus einer Sackbohrung hergestellten zweiten Entlastungskanal 51 verbunden. Die zweite Austrittsöffnung 52 mündet im Bereich einer an der Wand des Pumpenzylinders 3 vorgesehenen Ringnut 55, mit der auch eine zweite Austrittsöffnung 56 des ersten Entlastungskanals 14 im Laufe des Pumpen-

kolbenhubs in Verbindung kommt. Diese zweite Austrittsöffnung 56 wird durch einen vom ersten Entlastungskanal 14 abzweigenden radialen Kanal 57 gebildet. Die Zuordnung der zweiten Austrittsöffnungen 52 und 56 zur Ringnut 55 sind derart, daß die zweite Austrittsöffnung 52 des zweiten Entlastungskanals bereits in der unteren Totpunktstellung des Pumpenkolbens bei Beginn seines Förderhubes mit der Ringnut 55 in Verbindung steht, ab einem Hub h_x aber durch die Wand des Pumpenzylinders 3 wieder verschlossen wird. Die zweite Austrittsöffnung 56 des ersten Entlastungskanals kommt mit der Ringnut 55 erst nach einem Hub h_v , der kleiner ist als der Hub h_x , mit der Ringnut 55 in Verbindung. Über diesen Hub wird vom Pumpenkolben bei durch den Ringschieber verschlossener erster Austrittsöffnung 16 Kraftstoff gefördert, der aber nur der Verdichtung des Kraftstoffes im Pumpenarbeitsraum 6 und in der anschließenden Verbindung zur jeweils angesteuerten Einspritzdüse dient, bis ein Hochdruck nahe oder gleich dem Öffnungsdruck des Einspritzventils entsteht. Nach dem Vorhub h_v kann dann eine Hochdruckeinspritzung erfolgen.

Nach Herstellung der Verbindung der zweiten Austrittsöffnung 56 mit der Ringnut 55 kann aber Kraftstoff über die Ringnut 55, die zweite Austrittsöffnung 52 den zweiten Entlastungskanal 51 und dessen erste Austrittsöffnung 53 abströmen, soweit letztere geöffnet ist. In der in Figur 2 gezeigten Stellung des Ringschiebers mündet diese in eine am Ringschieber vorgesehene Steueröffnung in Form einer Nut 58, die ausgehend von der pumpenantriebsseitigen Stirnseite des Ringschiebers in diesen eingearbeitet ist. In diesem Falle kann Kraftstoff gedrosselt über die Drosselbohrung 54 parallel zur Förderung in die jeweilige Druckleitung 22 abströmen, was die einspritzwirksame Förderrate des Pumpenkolbens mindert. Durch Dimensionierung der Drossel kann dabei eine gewünschte Förderrate erzielt werden, die einen leisen Verbrennungsablauf in den Zylindern der Brennkraftmaschine bewirkt. Die maximale Dauer dieses "Leckens" über den zweiten Entlastungskanal 51 wird durch die Hublänge h_x - h_v bestimmt. Danach wird die zweite Austrittsöffnung 52 verschlossen und es fördert der Pumpenkolben mit seiner konstruktiv gegebenen Förderrate. Dieser Förderhub wird dann beendet, wenn die erste Austrittsöffnung 16 des ersten Entlastungskanals 14 durch die zwischen Mantelfläche 17 des Innenzylinders des Ringschiebers 18 und dessen pumpenarbeitsraumseitiger Stirnseite gebildete erste Steuerkante 19 geöffnet wird. Dieser Hub ist umso größer, je weiter der Ringschieber 18 zum Pumpenarbeitsraum hin durch den Kraftstoffeinspritzmengenregler verschoben ist. Nuten, wie die die Nut 58, sind am Ringschieber verteilt angeordnet, und zwar dann, wenn nur eine erste Austrittsöffnung 53 des zweiten Entlastungskanals vorgesehen ist, in gleicher Anzahl und Drehwinkelver-

teilung wie der Pumpenkolben Förderhübe pro Umdrehung ausführt. Bei Hubbeginn des Pumpenkolbens steht dann im Leerlaufbereich die erste Austrittsöffnung 53 bereits mit einer der Nuten 58 in Verbindung. Wird die Brennkraftmaschine zur Versorgung einer geraden Anzahl von Zylindern einer Brennkraftmaschine vorgesehen, so können statt einer auch zwei einander diametral gegenüberliegende Austrittsöffnungen 53 vorgesehen werden. Die Zahl der Nuten 58 halbiert sich dann und sie liegen dann in einfachem Drehwinkelabstand voneinander, wie z.B. in Figur 6 gezeigt. Dort beträgt der Abstand 90 Grad bei Versorgung einer Vierzylinderbrennkraftmaschine.

Die oben beschriebene Leiselaufeinrichtung ist ferner abschaltbar ausgeführt. Dazu muß der Ringschieber 18 so weit verdreht werden, daß die zweite Austrittsöffnung 53 des zweiten Entlastungskanals 51 bei Hubbeginn des Pumpenkolbens bzw. spätestens nach Durchlaufen des Vorhubes h_v vollständig geschlossen ist und es auch im Laufe des anschließenden Pumpenkolbenförderhubes bleibt. Zu diesem Zweck ist der Ringschieber 18 mit einer Verdrehrichtung 60 versehen, die einen Winkelhebel 61 aufweist, an dessen einem Hebelarm ein Kugelkopf 62 sitzt, der als Gleitteil in eine Längsnut 63 am Ringschieber eingreift. Diese Längsnut liegt z.B. wie in Figur 2 gezeigt diametral dem Angriff des Kugelkopfs 40 gegenüber und verläuft in Längsrichtung zur Pumpenkolbenachse. Der Winkelhebel 61 ist auf einer gehäusefestverankerten Achse 64 gelagert, auf der ebenfalls das Ende des anderen, U-förmig gebogenen Hebelarms 65 des Winkelhebels schwenkbar angeordnet ist. Der U-förmig gebogene andere Hebelarm ist über eine hier nicht dargestellte, einen Freilauf enthaltene Übertragungseinrichtung mit dem Verstellhebel 85 gekoppelt und kann synchron zu diesem bewegt werden. Dabei erfolgt eine Verstellung des Ringschiebers in Drehrichtung mit Beginn der Ausschwenkbewegung des Verstellhebels 35 von seinem Leerlaufanschlag bis in einer Teilstellung des Verstellhebels 35 die Ringschieberdrehstellung eine Endstellung erreicht hat. Bei Weiterbewegung des Verstellhebels wird diese Bewegung über den vorgesehene Freilauf abgefangen. In der verdrehten Stellung des Ringschiebers 18 werden die Nuten 58 so weit versetzt, daß die zweite Austrittsöffnung 53 des zweiten Entlastungskanals nicht mehr in Verbindung mit einer dieser Nuten kommt und der volle, ursprüngliche Pumpenkolbenhub zur Förderung von Einspritzmenge zur Verfügung steht.

In Figur 4 ist eine Abwicklung des Kolbenmantels und der Mantelfläche 17 des Innenzylinders des Ringschiebers dargestellt. Dieser Abwicklung sind die Stellungen der Steueröffnung bzw. der Querschnitte der Nuten 58 sowie der ersten Austrittsöffnung 53 und der ersten Austrittsöffnung 16 im 90 Grad Drehwinkelabstand wiedergegeben. Ferner ist

eine Pumpenkolbenerhebungskurve, entlang der sich die erste Austrittsöffnung 53 des zweiten Entlastungskanals 51 in bezug auf die Steueröffnung 58 bewegt. Es ist ferner gestrichelt die Position der Steueröffnung eingetragen, wenn der Ringschieber zwecks Abschalten verdreht wurde.

In Figur 3 ist eine Variante zum Ausführungsbeispiel nach Figur 2 gezeigt, bei der als zweite Austrittsöffnung 52 des zweiten Entlastungskanals 51 eine Ausnehmung 67 vorgesehen ist, die über eine Drosselbohrung 54' mit dem zweiten Entlastungskanal 51 verbunden ist. Die Ausnehmung hat vorzugsweise zu den Begrenzungskanten der Ringnut 55 parallele Begrenzungskanten. Diese Ausführung erlaubt eine exaktere Einstellung des Hubes, ab dem wirksam die Verbindung zwischen zweitem Entlastungskanal 51 und erstem Entlastungskanal 14 unterbrochen wird. Statt der Anordnung der Drossel an der in Figuren 2 und 3 vorgesehenen Stelle zwischen zweiter Austrittsöffnung 52 und deren Verbindung zum zweiten Entlastungskanal 51 kann die Drossel auch an anderer Stelle vorgesehen werden. Dazu kann z.B. eine Drosselbohrung zwischen erster Austrittsöffnung 53 und zweitem Entlastungskanal 51 vorgesehen werden oder die Drossel in die Verbindung zwischen zweiter Austrittsöffnung 56 des ersten Entlastungskanals und diesem geschaltet werden. Die in Figur 2 und 3 gezeigten Lösungen und die letztgenannte Lösung haben den Vorteil, daß das Volumen des Hochdruckteils stromaufwärts der Drossel geringer ist und somit auch das schädliche Totvolumen.

Statt der von der Pumpenantriebsseite ausgehenden Nuten 58 gemäß Ausführungsbeispiel nach Figur 2 ist es in Abwandlung dazu gemäß Ausgestaltung nach Figur 5 möglich, die Steueröffnung als fensterförmige Öffnung innerhalb der Mantelfläche 17 des Innenzylinders des Ringschiebers auszubilden. Bei dem in Figur 5 wiedergegebenen Schnitt durch ein Teil des Pumpenkolbens und den Ringschieber weist dieser einen Radialkanal 69 auf, dessen Eintritt in die Mantelfläche 17 des Ringschiebers als rechteckförmiges Fenster 71 mit zur ersten Steuerkante 19 parallelen Begrenzungskanten ausgebildet ist. Dieses Fenster wirkt in analoger Weise zur Nut 58. Vorzugsweise wird auch hier der zweite Entlastungskanal 51 mit zwei ersten Austrittsöffnungen 53 versehen, denen dann nur noch die Hälfte an Steueröffnungen bzw. Fenstern 71 der Zahl, die notwendig wäre, wenn nur eine zweite Austrittsöffnung 53 vorgesehen wäre, zugerechnet ist. Somit werden symmetrisch zu der durch die Längsnut 63 und den Angriffspunkt des Kugelkopfes 40 gebildeten Achse zwei Radialkanäle 69 mit je einem Fenster 71 bei einer Verteilereinspritzpumpe vorgesehen, die zur Versorgung von vier Brennkraftmaschinenzylindern dient. Diese Anordnung ist dem Schnitt aus Figur 6 zu entnehmen. Im übrigen gilt das zu Figuren 2 und 3 Gesagte. Insbesondere können auch hier Drosseln in der Verbindung

zwischen den ersten Austrittsöffnungen 53 zum zweiten Entlastungskanal 51 vorgesehen werden.

Figur 7 zeigt für das Ausführungsbeispiel nach Figur 5 analog zu Figur 4 die Abwicklung der Mantelfläche 17 des Innenzylinders des Ringschiebers 18. Auch hier ist eine Pumpenkolbenerhebungskurve gezeigt, der die erste Austrittsöffnung 53 des zweiten Entlastungskanals 51 folgt. Es sind verschiedene Positionen der ersten Austrittsöffnung 53' dargestellt und zugleich auch die Abschaltposition des Ringschiebers mit dem Fenster 71'. Wie auch bei Figur 4 ist hier erkennbar, daß die Breite des Fensters 71 bzw. der Nut 58 eine Variation der Spritzverstellung zuläßt, ohne die Funktion des Leiselaufes zu beeinflussen. In dem Diagramm ist als konzentrisch kleiner Kreis zum Außenumfang der ersten Austrittsöffnung 53 eine Drosselbohrung 72 gezeigt, die die Drosselbohrung 54, wie sie in Figur 2 vorgesehen ist, ersetzt. Die Abschaltung der Leiselaufeinrichtung erfolgt hier in gleicher Weise wie im Vorstehenden beschrieben.

Bei einem vierten Ausführungsbeispiel gemäß Figur 8 erfolgt nun jedoch die Abschaltung auf eine andere Art und Weise. Ausgehend von dem Ausführungsbeispiel nach Figur 5, das als Steueröffnung ein bzw. mehrere Fenster 71 aufweist, die mit einem Kanal 69 verbunden ist, der radial den Ringschieber durchdringt und in den Saugraum 7 mündet, ist hier der Ringschieber jedoch nicht verdrehbar ausgestaltet. Stattdessen ist im Ringschieber eine Bohrung 73 vorgesehen, die parallel zur Achse des Innenzylinders des Ringschiebers 18 liegt und den Radialkanal 69 voll schneidet. In dieser Bohrung ist dicht verschiebbar ein Schieberbolzen 74 angeordnet, der zur Pumpenarbeitsraumseite an seinem herausragenden Ende einen Kopf 75 aufweist, den eine Koppelfeder 76 hintergreift und in Anlage an ein Einstellglied 78 hält. Dieses ist ein parallel zum Pumpenzylinder 3 durch das Pumpengehäuse geführter Bolzen, der durch eine Einstelleinrichtung betätigbar ist. Dieser Bolzen steht im wesentlichen fest eingestellt still, so daß bei einer Axialverstellung des Ringschiebers 18 der Schieberbolzen 74 in der Bohrung 73 verschoben wird. Zur Steuerung des Durchtritts des Radialkanals 69 weist der Schieberbolzen 74 im ausgeführten Beispiel eine Ringnut 79, die nach einer bestimmten Hubverstellung des Ringschiebers 18 aus seiner Leerlaufstellung heraus durch die Wand der Bohrung 73 verschlossen wird. Entsprechend wird auch der Radialkanal 69 geschlossen und ein Lecken von Kraftstoff über den zweiten Entlastungskanal 51, wie eingangs beschrieben, verhindert. Es ergibt sich hier also ebenfalls eine lastabhängige Abschaltung der Leiselaufeinrichtung, wobei die freie Verschiebbarkeit des Schieberbolzens 74 den in vorstehenden Ausführungsbeispielen notwendigen Freilauf ersetzt. Darüber hinaus ergibt sich über die Einstellmöglichkeit des Einstellgliedes 78 eine exakte Einstellung und die Möglichkeit dieser Einstellung auch in Abhän-

gigkeit von bestimmten Betriebswerten zu verändern. Dies wären dann Parameter, die insbesondere Einfluß auf den leisen Lauf der Brennkraftmaschine nehmen bzw. davon abhängig sind. Da sich hier mit vertretbarem Aufwand nur eine Steueröffnung verwirklichen läßt, sind am Pumpenkolben entsprechend der Zahl der Pumpenübe des Pumpenkolbens pro Umdrehung erste Austrittsöffnungen 52 vorgesehen.

Zur Funktion des Ausführungsbeispiels nach Figur 8 ist in Figur 9 der Pumpenkolbenhub über den Drehwinkel dargestellt. Wie bei den vorstehenden Ausführungsbeispielen wird erst nach einem Vorhub sv die Verbindung zwischen Pumpenarbeitsraum und erster Austrittsöffnung 53 des zweiten Entlastungskanals 51 hergestellt. In diesem Falle ist es die zweite Austrittsöffnung 52 des zweiten Entlastungskanals 51, die zunächst durch die Wand des Pumpenzylinders 3 bei Hubbeginn des Pumpenkolbens verschlossen ist. Die zweite Austrittsöffnung 56 des ersten Entlastungskanals 14 dagegen steht bereits von Anfang an mit der Ringnut 55 in Verbindung und wird nach einem Hub hx verschlossen. Die hier gezeigte Ausführung stellt eine äquivalente Ausführung zum Ausführungsbeispiel nach Figur 2 in diesem Punkte dar. In Figur 9 ist nun der Gesamthub des Pumpenkolbens hx eingetragen, über den der Pumpenarbeitsraum Verbindung zur Ringnut 55 hat. Die Differenz zwischen den Hübren hx und sv stellt die Strecke des Leckens bzw. der verminderten Kraftstoffeinspritzrate hl dar. Das Diagramm in Figur 10 nimmt Bezug auf die spezielle Ausführung nach Figur 8 und der Ausgestaltung der Abschaltung, und zwar als Diagramm des Kolbenhubs über der Last. In diesem Diagramm ist mit sy die Ringschieberstellung eingestellt, bei der eine Abschaltung der Leiselaufeinrichtung auftritt. Weiterhin ist als Parallele zur Abszisse der Vorspannhub sv eingetragen und parallel dazu der Hub hx , bei der über die Ringnut 55 ein Lecken unterbunden wird. Ferner ist als schräge Gerade, von Nulllast bis Vollast ansteigend der Hub aufgetragen, bei dem durch Öffnen der ersten Austrittsöffnung 16 des ersten Entlastungskanals die Hochdruckförderung des Pumpenkolbens grundsätzlich beendet wird. Je nach Stellung des Ringschiebers verändert sich dabei der größtmögliche Hub von dem Förderendehub bei Leerlauf h_{FEL} bis zum Förderendehub bei Vollast h_{FEV} . Man erkennt aus diesem Diagramm, daß mit zunehmender Last auch bei Lecken ausgehend von dem Leerlaufbereich eine Zunahme der Einspritzmenge erfolgt über eine Restförderung mit voller Förderate im Anschluß an die Förderung hl mit verminderter Förderate. Auf diese Weise ist optimal eine Lastaufnahme gegeben. Dadurch daß ferner der Abströmquerschnitt durch allmähliches Verschließen des Radialkanals 69 abnimmt, ergibt sich auch hier ein kontinuierlicher Übergang aus dem Leerlaufbereich mit reduzierter Einspritzrate zu Teil- und Vollastbereichen mit voller Einspritzrate. Die Ausgestaltung

hat den Vorteil, daß die Abschalteinrichtung wenig bewegte Teile aufweist und gesichert im innern der der Kraftstoffeinspritzpumpe angeordnet ist. Von außen ist zur Einstellung nur das Einstellglied zu verstellen, während die lastabhängige Abschaltung automatisch durch den Regler erfolgt.

Figur 12 zeigt eine Variante zum Ausführungsbeispiel nach Figur 8, bei der die eine Begrenzungskante der Ringnut 79', die den Schließvorgang des radialen Kanals 69 bestimmt, kegelförmig ausgebildet ist. Hiermit kann das Übergangverhalten noch besser gesteuert werden. Auch das gedrosselte Abströmen, wie das in den vorhergehenden Ausführungsbeispielen durch die Drosselbohrung 54 bestimmt war, kann an dieser Stelle gesteuert werden. Eine Einflußnahme in Abhängigkeit von Betriebsparametern ist dabei über das Einstellglied 78 möglich. Statt der Ringnut kann der Schieberbolzen grundsätzlich auch mit einem Querkanal versehen werden, wobei allerdings die Drehstellung des Schieberbolzens gesichert werden muß.

Einstellmöglichkeiten ergeben sich ferner in abgewandelter Form durch das Ausführungsbeispiel nach Figur 13, wo statt einer Ringnut mit einander parallelen Begrenzungskanten am Schieberbolzen 74' eine ringförmige Ausnehmung vorgesehen ist, dessen eine Begrenzungskante 81 in einer radialen Ebene zur Achse des Schieberbolzens liegt und dessen andere steuernde zweite Begrenzungskante 82 zur Radialebene geneigt ist. Weiterhin weist der Schieberbolzen 74' an seinem Kopf 75' eine Verzahnung 84 auf, die mit einer entsprechenden Verzahnung eines hier zur Achse des Schieberbolzens 74' versetzt gelagerten Einstellglieds 78" eingreift. Durch Drehen dieses Einstellglieds 78" wird der Schieberbolzen 74 verdreht und der Ringschieberhub, bei dem der Radialkanal 69 verschlossen wird, verändert. Der Kopf 75 des Schieberbolzens 74' wird durch eine Koppelfeder 76 in Anlage am Pumpengehäuse gehalten. Ein zur Achse des Schieberbolzens versetzt angeordnetes Einstellglied kann auch dann verwendet werden, wenn zwischen Einstellglied und Kopf 74 ein am Pumpengehäuse befestigtes federndes Element geschaltet ist. Das Einstellglied kann in diesem Fall wie beim Ausführungsbeispiel nach Figur 11 zur Einstellung axial verschoben werden. Grundsätzlich kann mit Hilfe des Einstellglieds bei entsprechender Betätigungssteuerung auch ein Abstellen der Leiselaufeinrichtung anstelle einer Abstellung durch die Verstellung des Ringschiebers durch den Kraftstoffeinspritzmengenregler erfolgen.

Mit Figur 11 ist schließlich ein siebtes Ausführungsbeispiel dargestellt, das als Weiterbildung des Ausführungsbeispiels nach Figur 8 ausgeführt ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel ist der zweite Entlastungskanal 51' mit seiner zweiten Austrittsöffnung 52' in ständiger Verbindung mit der Ringnut 55. Die zweite Austrittsöffnung 56 des ersten Entlastungskana-

nals 14 hingegen ist bei Beginn des Pumpenkolbenhubes mit der Ringnut 55 in Verbindung, wird dann aber nach Durchlaufen eines Hubes der Größe h_x verschlossen. Der beim Ausführungsbeispiel nach Figur 8 vorgesehene Vorhub sv , über den der Pumpenkolben mit voller Förderrate zum Vorspannen des hochdruckseitigen Volumens fördert, ist hier an anderer Stelle verwirklicht. Statt wie beim Ausführungsbeispiel nach Figuren 2, 5 oder 8, wo mit Hubbeginn die erste Austrittsöffnung 53 des zweiten Entlastungskanals bereits mit der Steueröffnung 58 bzw. 71 verbunden war, ist hier die erste Austrittsöffnung 53' des zweiten Entlastungskanals bei Hubbeginn zunächst durch die Mantelfläche 17 des Ringschiebers 18 verschlossen. Als Steueröffnung ist ferner eine Ringnut 85 vorgesehen, die in die Mantelfläche 17 des Ringschiebers eingearbeitet ist und die über einen Radialkanal 69' entsprechend dem Radialkanal 69 von Figur 8 mit dem Saugraum 7 bzw. dem Entlastungsraum verbunden ist. Der Durchtritt des Radialkanals 69' wird in gleicher Weise wie bei den Ausführungsbeispielen nach Figur 8, 12 oder 13 durch einen Schieberbolzen 74 gesteuert, der z.B. eine Ringnut 79 aufweist.

Die Steuerung dieser Ausführungsvariante erfolgt folgendermaßen: Nach einem anfänglichen Hub s_x kommt die erste Austrittsöffnung 53 in Verbindung mit der Ringnut 85. Ab diesem Punkt kann Kraftstoff über eine der ersten Austrittsöffnungen 53 vorgeschaltete Drossel 54' als Leckstrom abfließen, so lange der Pumpenkolbenhub kleiner ist als h_x oder das Förderende des Pumpenkolbens h_{FE} , bei dem die erste Entlastungsöffnung 16 durch die Steuerkante 19 des Ringschiebers aufgesteuert wird, nicht erreicht ist. Wie beim Ausführungsbeispiel nach Figur 8 wird durch die Verstellung des Ringschiebers 18 zu höherer Last die Leiselaufeinrichtung abgeschaltet, indem die eine Begrenzungskante der Ringnut 79 den Radialkanal 69' verschließt. Dies erfolgt nach einem Ringschieberhub s_y , wie er dem Diagramm Figur 14 entnehmbar ist. Mit der Verstellung des Ringschiebers 18 zu höherer Last ändert sich aber zugleich auch die Strecke s_x , nach der die erste Austrittsöffnung 53 in Verbindung mit der Ringnut 85 kommt. Auf diese Weise wird bei Lastaufnahme im Anschluß an den für die Vorspannung des Kraftstoffvolumens auf der Hochdruckseite benötigten Hub sv noch ein Hub mit voller Förderrate vorgeschaltet, bis dann ein Lecken über den Hub hl eintreten kann. Da ferner die sich daran anschließende Leckstrecke hl durch den Hub h_x begrenzt ist, nimmt somit mit zunehmender Last die Leckstrecke ab. Nach Verschließen der zweiten Austrittsöffnung 56 kann dann bei entsprechender Last noch ein kleiner Hub des Pumpenkolbens mit wiederum voller Förderrate sich anschließen bis das geometrische Förderende h_{FE} durch Aufsteuern der ersten Entlastungsöffnung 16 des ersten Entlastungskanals erreicht wird. Das Lecken bei Lastauf-

nahme wird dabei grundsätzlich durch die Verstellung des Ringschiebers über dessen Verstellbereich s_y gesteuert. Dabei läßt sich ein sanfter Übergang auch durch Androsselung des Radialkanals 69' erzielen.

Mit dieser Einrichtung wird eine abgeänderte Folge von Einspritzraten während des Leiselaufs erzielt, die in besonderen Fällen wünschenswert ist. Vorteilhaft für einen weichen Lauf ist es, wenn bei Lastaufnahme aus dem Leerlauf zunächst nur eine kleine Kraftstoffmenge mit voller Einspritzrate und Durchdringungsfähigkeit im Brennraum eingespritzt wird, der dann über einen Teilwinkel der Einspritzphase eine Einspritzung mit verminderter Einspritzrate folgt, die dem Zündverzug Rechnung trägt. Zur Leistungssteigerung bei Lastaufnahme kann dann nach dem Zündverzug mit voller Einspritzrate grundsätzlich eingespritzt werden. In Figur 14 ist mit hl die Leckstrecke bezeichnet, die zwischen den achsparallelen Linien h_x und der ansteigenden Linien der Hübe s_x liegt.

Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen mit einem in einem Pumpenzylinder (3) hin- und hergehenden und zugleich rotierenden, dabei als Verteiler des geförderten Kraftstoffes zu mehreren Einspritzstellen dienenden Pumpenkolben (4), der im Pumpenzylinder (3) einen Pumpenarbeitsraum (6) begrenzt, mit Änderung der vom Pumpenkolben (4) geförderten Kraftstoffeinspritzmenge durch Steuern der Öffnung einer ersten Austrittsöffnung (16) am Pumpenkolbenumfang eines im Pumpenkolben angeordneten, vom Pumpenarbeitsraum (6) zu einem Entlastungsraum (7) führenden ersten Entlastungskanal (14) mittels eines auf den Pumpenkolben durch einen Kraftstoffeinspritzmengenregler (25) innerhalb des Entlastungsraumes (7) lastabhängig verschiebbaren Ringschiebers (18), der eine in Achsrichtung des Pumpenkolbens weisende erste Steuerkante (19) aufweist und mit einem im Pumpenkolben angeordneten zweiten Entlastungskanal (51), der eine zweite Austrittsöffnung (52) am Pumpenkolbenumfang aufweist, über die er mit einer in der Mantelfläche des Pumpenzylinders (3) vorgesehene Ringnut (55) verbindbar ist, über die die zweite Austrittsöffnung (52) des zweiten Entlastungskanals (51) gesteuert durch eine der Begrenzungskanten der Ringnut (55) und die Pumpenkolbenförderhubbewegung mit einer zweiten Austrittsöffnung (56) des ersten Entlastungskanals (14) und damit mit dem Pumpenarbeitsraum (6) während eines Teilförderhubes (h_x) des Pumpenkolbens (4) ab Pumpenkolbenförderbeginn verbindbar ist und welcher zweite Entlastungskanal (51) eine erste Austrittsöffnung (35) im Bereich der Überdeckbarkeit durch den Ringschieber (18) hat und der Ringschieber an seiner Mantelfläche eine Steueröffnung (58, 71) hat, die zum Entlastungsraum (7) führt,

und durch ein in Abhängigkeit von Betriebsparametern betätigtes Steuerorgan in einem ersten Betriebszustand die erste Austrittsöffnung (53) des zweiten Entlastungskanals (51) über die Steueröffnung (58, 71) mit dem Entlastungsraum (7) verbunden ist und am Ende des Teilförderhubes (hx) des Pumpenkolbens die Verbindung des Pumpenarbeitsraumes (6) über die erste Austrittsöffnung (53) des zweiten Entlastungskanals (51) mit dem Entlastungsraum (7) unterbrochen wird und in einem zweiten Betriebszustand durch das Steuerorgan (18, 74, 74') die Verbindung zwischen erster Austrittsöffnung (53) des zweiten Entlastungskanals (51) und dem Entlastungsraum (7) unterbrochen ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerorgan lastabhängig betätigt ist und der erste Betriebszustand den Leerlauf- und Niedriglastbetrieb beinhaltet und der zweite Betriebszustand den Teillast- und Vollastbereich beinhaltet.

2. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß über einen Teilhub (sx, sv) des Pumpenkolbens (4) ab Pumpenkolbenförderhubbeginn die Verbindung zwischen der zweiten Austrittsöffnung (56) des ersten Entlastungskanals (14) und der zweiten Austrittsöffnung (52) des zweiten Entlastungskanals (51) unterbrochen ist und nach daran anschließender Öffnung dieser Verbindung über die Steuerkanten der Ringnut (55) diese Verbindung ab dem Teilhub (hx) wieder verschlossen ist (Figuren 1 bis 10 und 12 bis 13).

3. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß über einen Teilhub (sx) des Pumpenkolbens (4) ab Pumpenkolbenhubbeginn die Verbindung zwischen der ersten Austrittsöffnung (53) des zweiten Entlastungskanals (51) und der Steueröffnung (53, 71) unterbrochen ist, während welchem Teilhub die Verbindung zwischen der zweiten Austrittsöffnung (56) des ersten Entlastungskanals (14) und der zweiten Austrittsöffnung (52) des zweiten Entlastungskanals (51) hergestellt ist und bis zum Teilförderhub (hx) erhalten bleibt (Figur 11).

4. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß in der Verbindung zwischen der ersten Austrittsöffnung (53) des zweiten Entlastungskanals (51) und der Mündung des die zweite Austrittsöffnung (56) bildenden Kanals (56) in den ersten Entlastungskanal (14) eine feste Drossel (54) angeordnet ist.

5. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Steueröffnung eine von der pumpenantriebsseitigen Stirnseite des Ringschiebers (18) ausgehende Längsnut (58) ist (Figur 2).

6. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Steueröffnung (71) eine Verbindungsöffnung eines durch den Ringschieber (14) zum Entlastungsraum (7) führenden Kanals (69) ist (Figuren 5, 8, 11-13).

7. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß das lastabhän-

gig betätigte Steuerorgan aus dem Ringschieber (18) besteht, der von einer Verdrehrichtung (60) betätigbar ist, durch die dieser in eine Drehstellung gebracht werden kann, in der während des gesamten Förderhubes des Pumpenkolbens (4) die erste Austrittsöffnung (53) des zweiten Entlastungskanals (51) nicht in Verbindung mit der Steueröffnung (58, 71) kommt (Figuren 2 bis 6).

8. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das lastabhängige betätigbare Steuerorgan aus einem Drosselorgan (74, 74') besteht, das in dem Kanal (69) im Ringschieber (18) angeordnet ist und durch die lastabhängige Verstellung des Ringschiebers und/oder durch ein Einstellglied (78) unterbrochen wird (Figuren 8, 11, 12, 13).

9. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Drosselorgan ein in einer parallel zur Achse des Pumpenkolbens durch den Ringschieber und den Kanal (69) verlaufende Bohrung geführte Schieberbolzen (74, 74') ist, der mit einem/einer steuerkantenbildenden Querkanal oder Ringnut (79) versehen ist und mit einem verstellbaren Einstellglied (78) gekoppelt ist (Figuren 8, 11, 12).

10. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellglied ein federndes, am Gehäuse der Kraftstoffeinspritzpumpe befestigtes, durch ein Stellglied (78) auslenkbares Element ist und am Schieberbolzen (74, 74') angreifend eine Koppelfeder (76) vorgesehen ist, durch die der Schieberbolzen an dem Einstellglied (78) gehalten wird (Figuren 8 und 11).

11. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellglied (78) ein koaxial zum Schieberbolzen (74) im Gehäuse der Kraftstoffeinspritzpumpe geführter Verstellbolzen ist, an dem der Schieberbolzen (74) durch eine zwischen Pumpengehäuse und Schieberbolzen eingespannte Koppelfeder (76) gehalten wird (Figuren 8 und 11).

12. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellglied eine im Gehäuse der Kraftstoffeinspritzpumpe geführte Welle (78") ist, die über eine Verzahnung (84) mit dem Schieberbolzen (74') gekoppelt ist (Figur 13).

13. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Schieberbolzen durch die Welle (78") verdrehbar ist und als Steuerkante eine schrägverlaufende Steuerkante (82) aufweist, die zugleich Begrenzungskanten einer Ringnut (79') ist (Figur 13).

14. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß entsprechend der Zahl der pro Pumpenkolbenumdrehung erfolgenden Förderhübe zweite Austrittsöffnungen (53) des zweiten Entlastungskanals (51) am Pumpenkolben vorgesehen sind (Figuren 8, 11, 12 und 13).

15. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß am Pumpenkolben ei-

ne einzige erste Austrittsöffnung (13) des zweiten Entlastungskanals (51) vorgesehen ist, die mit entsprechend der Zahl der pro Pumpenkolbenumdrehung erfolgenden Förderhübe am Ringschieber verteilt vorgesehenen Steueröffnungen (58, 71) zusammenarbeitet.

16. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer geraden Anzahl der Förderhübe pro Pumpenkolbenumdrehung der zweite Entlastungskanal (51) zwei diametral einander gegenüberliegende erste Austrittsöffnungen (53) aufweist, in die eine, den zweiten Entlastungskanal (51) schneidende Querbohrung mündet und die wechselweise mit entsprechend dem Drehwinkelabstand der Förderhübe des Pumpenkolbens (4) am Ringschieber (18) verteilt angeordneten Steueröffnungen (71) zusammenarbeiten, deren Zahl die Hälfte der Pumpenkolbenförderhübe pro Umdrehung beträgt (Figur 6).

Claims

1. Fuel injection pump for internal-combustion engines having a pump piston (4) going back and forth in a pump cylinder (3) and at the same time rotating, serving thereby as distributor of the fed fuel to a plurality of injection points, which piston bounds a pump working chamber (6) in the pump cylinder (3), with the fuel injection quantity fed by the pump piston (4) being changed by controlling the opening of a first outlet opening (16) on the pump piston circumference of a first discharge channel (14), arranged in the pump piston and leading from the pump working chamber (6) to a discharge chamber (7), by means of a sleeve valve (18), which can be displaced load-dependently within the discharge chamber (7) on the pump piston by a fuel injection quantity controller (25) and has a first controlling edge (19), facing in the axial direction of the pump piston, and with a second discharge channel (51), which is arranged in the pump piston and has a second outlet opening (52) on the pump piston circumference, via which it can be connected to an annular groove (55) provided in the jacket surface of the pump cylinder (3), via which groove the second outlet opening (52) of the second discharge channel (51) can be connected under the control of one of the bounding edges of the annular groove (55) and the pump piston feeding stroke movement to a second outlet opening (56) of the first discharge channel (14) and consequently to the pump working chamber (6) during a partial feeding stroke (hx) of the pump piston (4) from the beginning of pump piston feeding and which second discharge channel (51) has a first outlet opening (35) in the region over which it can be covered by the sleeve valve (18) and the sleeve valve has on its jacket surface a control opening (58, 71), which leads to the discharge chamber (7), and, in a first

operating state, the first outlet opening (53) of the second discharge channel (51) is connected by a control member actuated as a function of operating parameters to the discharge chamber (7) via the control opening (58, 71) and, at the end of the partial feeding stroke (hx) of the pump piston, the connection of the pump working chamber (6) via the first outlet opening (53) of the second discharge channel (51) to the discharge chamber (7) is interrupted and, in a second operating state, the connection between first outlet opening (53) of the second discharge channel (51) and the discharge chamber (7) is interrupted by the control member (18, 74, 74'), characterised in that the control member is actuated load-dependently and the first operating state comprises no-load and low-load operation and the second operating state comprises the partial-load and full-load range.

2. Fuel injection pump according to Claim 1, characterised in that, over a partial stroke (sx, sv) of the pump piston (4) from the beginning of the pump piston feeding stroke, the connection between the second outlet opening (56) of the first discharge channel (14) and the second outlet opening (52) of the second discharge channel (51) is interrupted and, after the then following opening of this connection, this connection is closed again via the control edges of the annular groove (55) as from the partial stroke (hx) (Figures 1 to 10 and 12 to 13).

3. Fuel injection pump according to Claim 1, characterised in that, over a partial stroke (sx) of the pump piston (4) from the beginning of the pump piston stroke, the connection between the first outlet opening (53) of the second discharge channel (51) and the control opening (53, 71) is interrupted, during which partial stroke the connection between the second outlet opening (56) of the first discharge channel (14) and the second outlet opening (52) of the second discharge channel (51) is established and is maintained until the partial feeding stroke (hx) (Figure 11).

4. Fuel injection pump according to Claim 1, 2 or 3, characterised in that a fixed throttle (54) is arranged in the connection between the first outlet opening (53) of the second discharge channel (51) and the mouth of the channel (56), forming the second outlet opening (56), into the first discharge channel (14).

5. Fuel injection pump according to Claim 4, characterised in that the control opening is a longitudinal groove (58) emanating from the end face of the sleeve valve (18) on the pump drive side (Figure 2).

6. Fuel injection pump according to Claim 4, characterised in that the control opening (71) is a connecting opening of a channel (69) leading through the sleeve valve (14) to the discharge chamber (7) (Figures 5, 8, 11-13).

7. Fuel injection pump according to Claim 5 or 6, characterised in that the load-dependently actuated control member comprises the sleeve valve (18), which can be actuated by a turning device (60), by

which the said valve can be brought into a rotational position in which the first outlet opening (53) of the second discharge channel (51) does not come into connection with the control opening (58, 71) during the entire feeding stroke of the pump piston (4) (Figures 2 to 6).

8. Fuel injection pump according to Claim 6, characterised in that the load-dependent actuatable control member comprises a throttling member (74, 74'), which is arranged in the channel (69) in the sleeve valve (18) and is interrupted by the load-dependent adjustment of the sleeve valve and/or by a setting element (78) (Figures 8, 11, 12, 13).

9. Fuel injection pump according to Claim 8, characterised in that the throttling member is a slide bolt (74, 74') which is guided in a bore running parallel to the axis of the pump piston through the sleeve valve and the channel (69), is provided with a controlling edge-forming cross-channel or annular groove (79) and is coupled to an adjustable setting element (78) (Figures 8, 11, 12).

10. Fuel injection pump according to Claim 9, characterised in that the setting element is a resilient element fastened to the housing of the fuel injection pump and able to be deflected by a final control element (78) (sic) and there is provided, acting on the slide bolt (74, 74'), a coupling spring (76), by which the slide bolt is held against the setting element (78) (Figures 8 and 11).

11. Fuel injection pump according to Claim 9, characterised in that the setting element (78) is an adjusting bolt which is guided coaxially with respect to the slide bolt (74) in the housing of the fuel injection pump and against which the slide bolt (74) is held by a coupling spring (76) braced between pump housing and slide bolt (Figures 8 and 11).

12. Fuel injection pump according to Claim 9, characterised in that the setting element is a shaft (78"), which is guided in the housing of the fuel injection pump and is coupled by means of a toothing (84) to the slide bolt (74') (Figure 13).

13. Fuel injection pump according to Claim 12, characterised in that the slide bolt can be turned by the shaft (78") and has as a controlling edge an obliquely running controlling edge (82), which is at the same time bounding edges (sic) of an annular groove (79') (Figure 13).

14. Fuel injection pump according to Claim 9, characterised in that second outlet openings (53) of the second discharge channel (51) are provided on the pump piston according to the number of feeding strokes performed per pump piston revolution (Figures 8, 11, 12 and 13).

15. Fuel injection pump according to Claim 7, characterised in that on the pump piston, there is provided a single first outlet opening (13) of the second discharge channel (51), which interacts with control openings (58, 71) distributed on the sleeve valve

according to the number of feeding strokes performed per pump piston revolution.

16. Fuel injection pump according to Claim 7, characterised in that, with an even number of feeding strokes per pump piston revolution, the second discharge channel (51) has two diametrically opposite first outlet openings (53), into which a cross-bore intersecting the second discharge channel (51) opens and which interact alternately with control openings (71) arranged distributed on the sleeve valve (18) according to the rotational angle distance of the feeding strokes of the pump piston (4), the number of which control openings is half the pump piston feeding strokes per revolution (Figure 6).

Revendications

1. Pompe à injection de carburant de moteurs à combustion interne comprenant un piston de pompe (4) servant de distributeur de carburant refoulé vers plusieurs postes d'injection, animé d'un mouvement de va-et-vient et tournant en même temps dans un cylindre de pompe (3), qui délimite dans le cylindre de pompe (3) une chambre de travail de pompe (6), avec modification de la quantité de carburant injecté par le piston de pompe (4) par commande de l'ouverture d'un premier orifice de sortie (16) à la périphérie du piston de pompe d'un premier canal (14) de décharge conduisant à une chambre de décharge (7) depuis une chambre de travail de pompe (6) placé dans un piston de pompe, au moyen d'un tiroir annulaire (18) mobile en fonction du régime à l'intérieur de la chambre de décharge (7) grâce à un régulateur de quantité de carburant injecté (25) qui présente une première arête de commande (19) dans le sens de l'axe et qui présente un deuxième canal de décharge (51) placé dans le piston de pompe, avec un deuxième orifice de sortie (52) à la périphérie du piston de pompe, par laquelle on peut assurer la communication avec une gorge (55) implantée dans la surface d'enveloppe du cylindre de pompe (3), grâce à laquelle on commande le deuxième orifice de sortie (52) du deuxième canal de décharge (51) grâce à l'une des arêtes de délimitation de la gorge (55) et au mouvement de course et de refoulement du piston de pompe avec un deuxième orifice de sortie (56) du premier canal de décharge (14) et qu'on peut relier à la chambre de travail de la pompe (6) pendant une course de refoulement partielle (hx) du piston de pompe (4) depuis le début de refoulement par le piston de pompe et dont la deuxième canal de décharge (51) présente un premier orifice de sortie (35) dans le domaine de superposition par le tiroir annulaire (18) et le tiroir annulaire a un orifice de commande (58, 71) sur sa surface d'enveloppe, qui conduit à la chambre de décharge (7), et on relie le premier orifice de sortie (53) du deuxième canal de décharge (51) par l'orifice de

commande (58, 71) à la chambre de décharge (7), grâce à un organe de commande actionné en fonction de paramètres dans un premier état de fonctionnement, et à la fin de la course partielle (hx) de refoulement du piston de pompe, on interrompt la communication de la chambre de travail de pompe (6) par le premier orifice de sortie (53) du deuxième canal de décharge (51) avec la chambre de décharge (7) et dans un deuxième état de fonctionnement, on interrompt par l'organe de commande (18, 74, 74'), la communication entre le premier orifice de sortie (53) du deuxième canal de décharge (51) et la chambre de décharge (7), caractérisée en ce qu'on actionne l'organe de commande en fonction de régime et que le premier état de fonctionnement comprend la ralenti et le bas régime et que le deuxième état de fonctionnement comprend le régime partiel et le plein régime.

2. Pompe à injection de carburant selon la revendication 1, caractérisée en ce qu'on interrompt par une course partielle (sx, sv) du piston de pompe (4) dès le début de course de refoulement du piston de pompe la communication entre le deuxième orifice de sortie (56) du premier canal de décharge (14) et la deuxième orifice de sortie (52) du deuxième canal de décharge (51) et qu'après l'ouverture suivante de cette communication par les bords de commande de la gorge (55), on interrompt à nouveau cette communication dès la course partielle ((hx) (figures 1 à 10 et 12 à 13).

3. Pompe à injection de carburant selon la revendication 1, caractérisée en ce qu'on interrompt par une course partielle (sx) du piston de pompe (4) dès le début de course de refoulement du piston de pompe la communication entre le premier orifice de sortie (53) du deuxième canal de décharge (51) et l'orifice de commande (53, 71), tandis qu'on établit la communication entre le deuxième orifice de sortie (56) du premier canal de décharge (14) et du deuxième orifice de sortie (52) du deuxième canal de décharge (11) par cette course partielle et on la maintient jusqu'à la course partielle de refoulement (hx) (Figure 11).

4. Pompe à injection de carburant selon les revendications 1, 2 ou 3, caractérisée en ce qu'on implante un étranglement fixe (54) dans la communication entre le premier orifice de sortie (53) du deuxième canal de décharge (51) et l'embouchure du canal (56) formant le deuxième orifice de sortie (56) dans le premier canal de décharge (14).

5. Pompe à injection de carburant selon la revendication 4, caractérisée en ce que l'orifice de commande est une rainure longitudinale (58) partant de la face frontale du côté entraînement de pompe du tiroir annulaire (18).

6. Pompe à injection de carburant selon la revendication 4, caractérisée en ce que l'orifice de commande (71) est un orifice de communication d'un canal (69) passant par le tiroir annulaire (14) et

conduisant à la chambre de décharge (7).

7. Pompe à injection de carburant selon la revendication 5 ou 6, caractérisée en ce que l'organe de commande actionné en fonction du régime se compose du tiroir annulaire (18), qui est actionné par un dispositif de rotation (60), grâce auquel on peut le placer dans une position de rotation, dans laquelle pendant toute la course de refoulement du piston de pompe (4), le premier orifice de sortie (53) du deuxième canal de décharge (51) n'est pas en liaison avec l'orifice de commande (58, 71) (figures 2 à 6).

8. Pompe à injection de carburant selon la revendication 6, caractérisée en ce que l'organe de commande actionnable en fonction du régime comprend un organe d'étranglement (74, 74'), qu'on place dans le canal (69) dans le tiroir annulaire (18) et qu'on interrompt par le réglage en fonction du régime du tiroir annulaire et/ou par un organe de réglage (78) (figures 8, 11, 12, 13).

9. Pompe à injection de carburant selon la revendication 8, caractérisée en ce que l'organe d'étranglement est un goujon coulissant (74, 74') guidé dans un perçage s'étendant parallèlement à l'axe du piston de pompe passant à travers le tiroir annulaire et le canal (69), qui est muni d'un canal transversal ou d'une gorge (79) formant arête de commande et qui est couplé à un organe de réglage (78) réglable (figures 8, 11, 12).

10. Pompe à injection de carburant selon la revendication 9, caractérisée en ce que l'organe de réglage est un élément écartable par un élément de position (78), fixé par un ressort au boîtier de la pompe à injection de carburant et qu'on a prévu un ressort coupleur (76) en prise sur le goujon coulissant (74, 74'), grâce auquel le goujon coulissant est maintenu sur l'organe de réglage (78) (figures 8 et 11).

11. Pompe à injection de carburant selon la revendication 9, caractérisée en ce que l'organe de réglage (78) est un goujon de réglage guidé dans le boîtier de la pompe à injection de carburant coaxialement à un goujon coulissant (74) sur lequel on maintient le goujon coulissant (74) par un ressort coupleur (76) tendu entre le boîtier de pompe et le goujon coulissant (figures 8 et 11).

12. Pompe à injection de carburant selon la revendication 9, caractérisée en ce que l'organe de réglage est un arbre (78") guidé dans le boîtier de pompe, qu'on couple par une denture (84) au goujon coulissant (74') (figure 13).

13. Pompe à injection de carburant selon la revendication 12, caractérisée en ce qu'on peut faire tourner le goujon coulissant par l'arbre (78") et qu'il présente comme arête de commande une arête de commande inclinée (82) qui représente également les bords de délimitation d'une gorge (79') (figure 13).

14. Pompe à injection de carburant selon la revendication 9, caractérisée en ce qu'on prévoit deux orifices de sortie (53) du deuxième canal de

décharge (51) sur le piston de pompe correspondant au nombre de courses de refoulement par tour du piston de pompe (figures 8, 11, 12).

15. Pompe à injection de carburant selon la revendication 7, caractérisée en ce qu'on prévoit sur le piston de pompe un seul premier orifice de sortie (13) du deuxième canal de décharge (51) qui coopère avec les orifices de commande (58, 71) répartis sur le tiroir annulaire conformément au nombre des courses de refoulement exécutées par tour du piston de pompe.

16. Pompe à injection de carburant selon la revendication 7, caractérisée en ce que pour un nombre pair de courses de refoulement par tour de pompe le deuxième canal de refoulement (51) présente deux orifices de sortie (53) diamétralement opposés, dans lesquels débouche un trou transversal coupant le deuxième canal de décharge (51) et qui coopèrent alternativement avec les orifices de commande (71) répartis sur le tiroir annulaire (18) en fonction de l'écartement angulaire des courses de refoulement du piston de pompe (4), dont le nombre représente la moitié des courses de refoulement de piston de pompe par tour (figure 6).

5

10

15

20

25

30

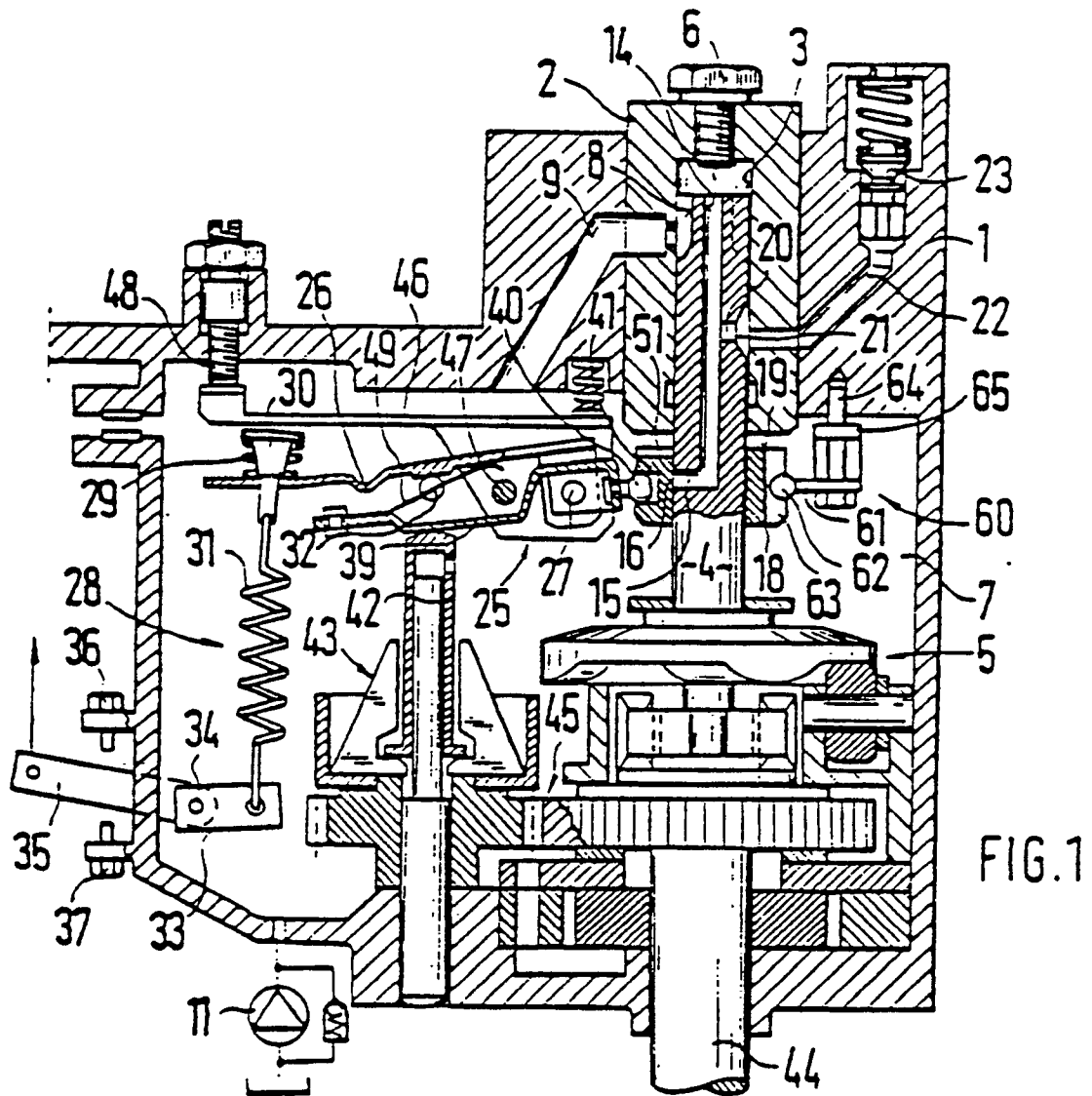
35

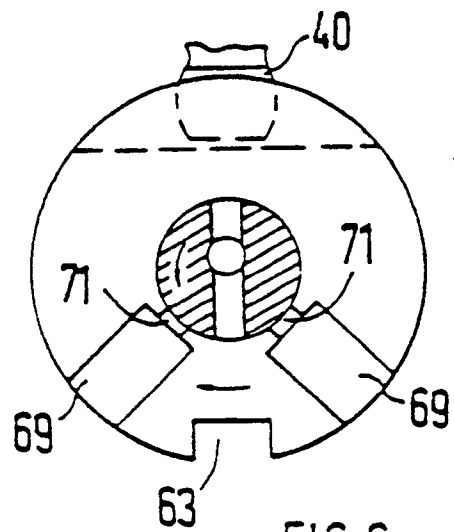
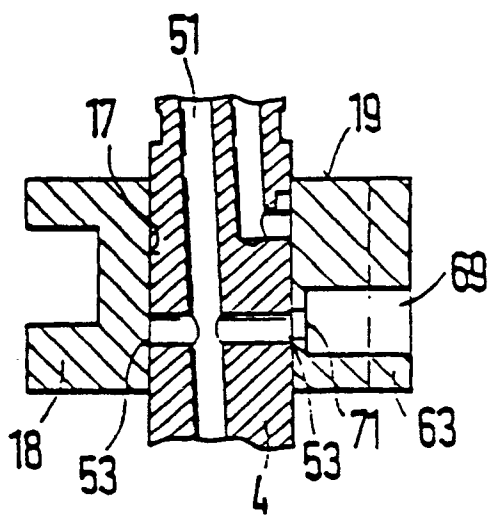
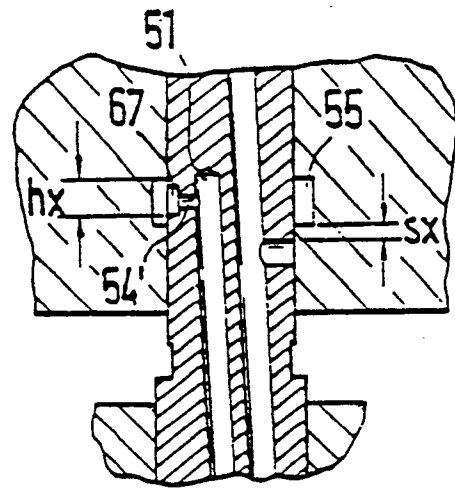
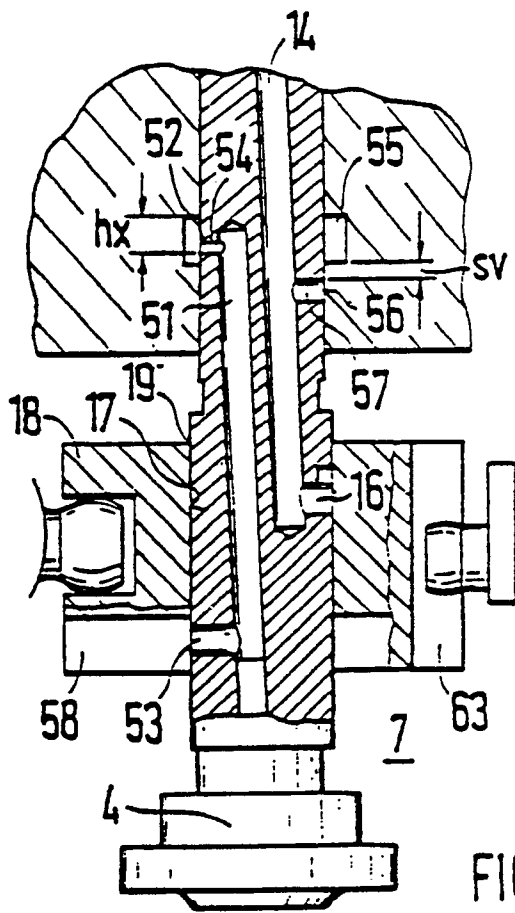
40

45

50

55





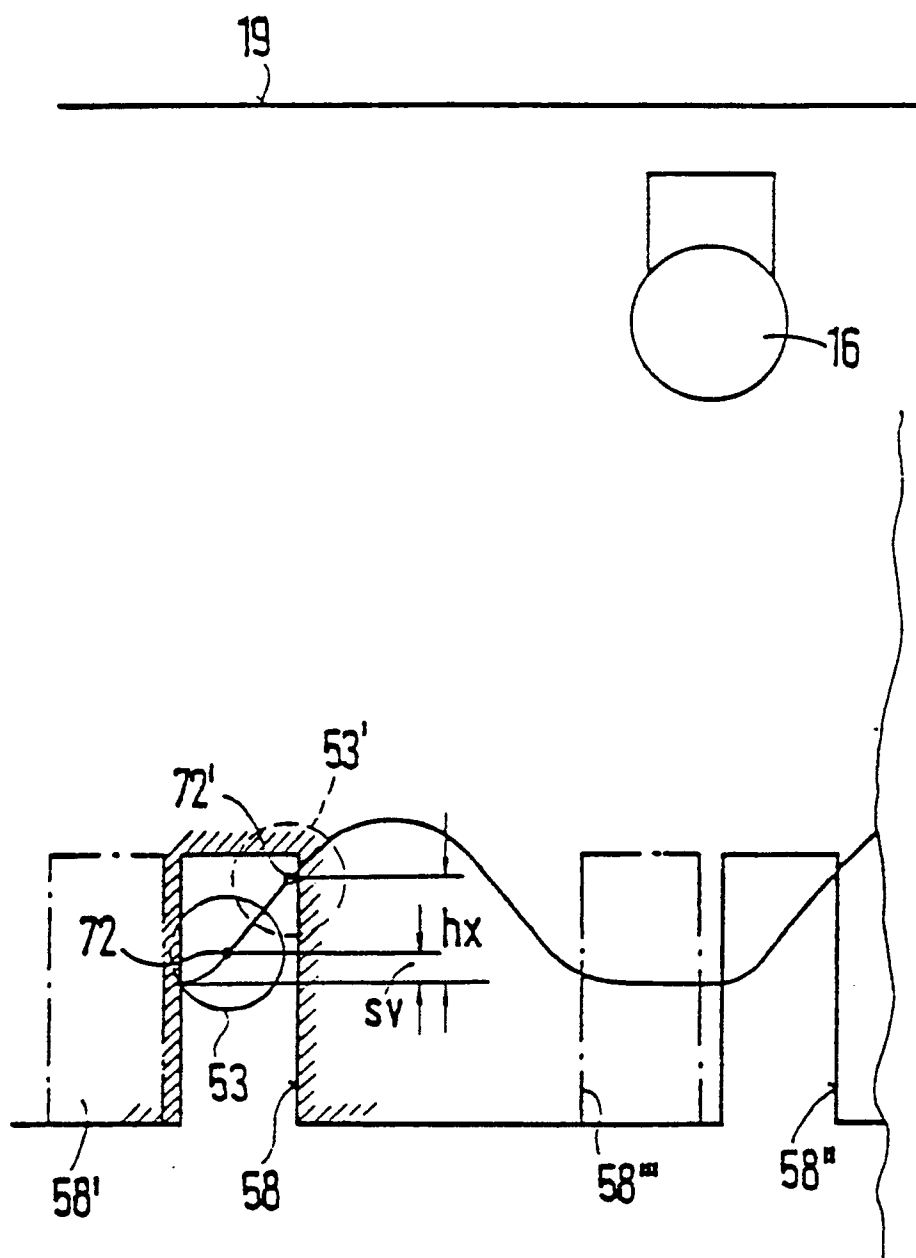


FIG.4

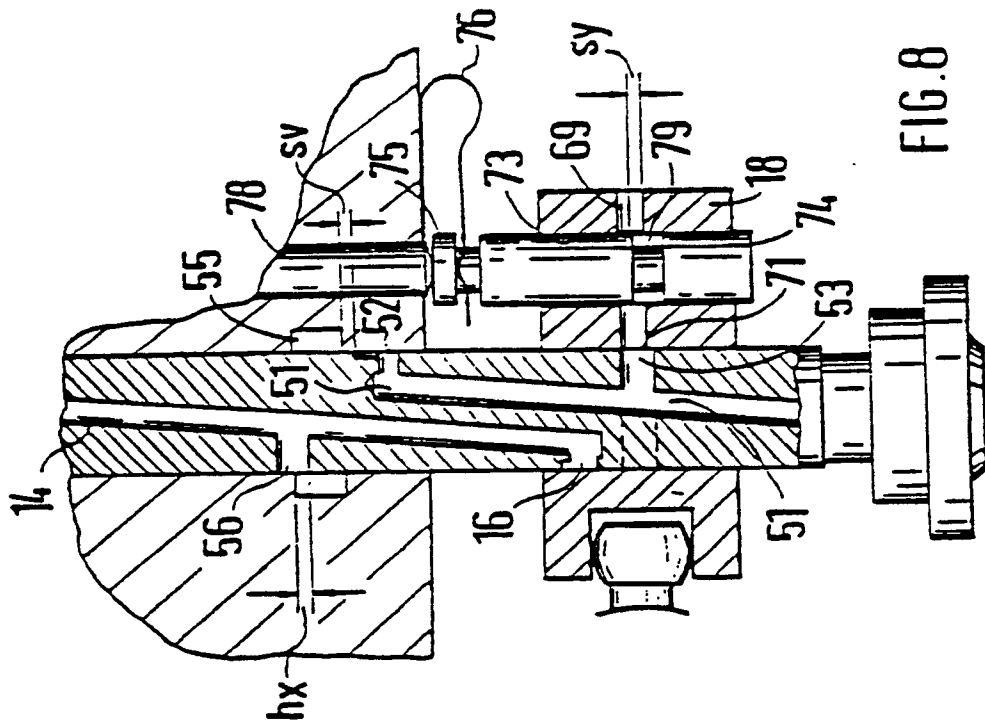


FIG. 8

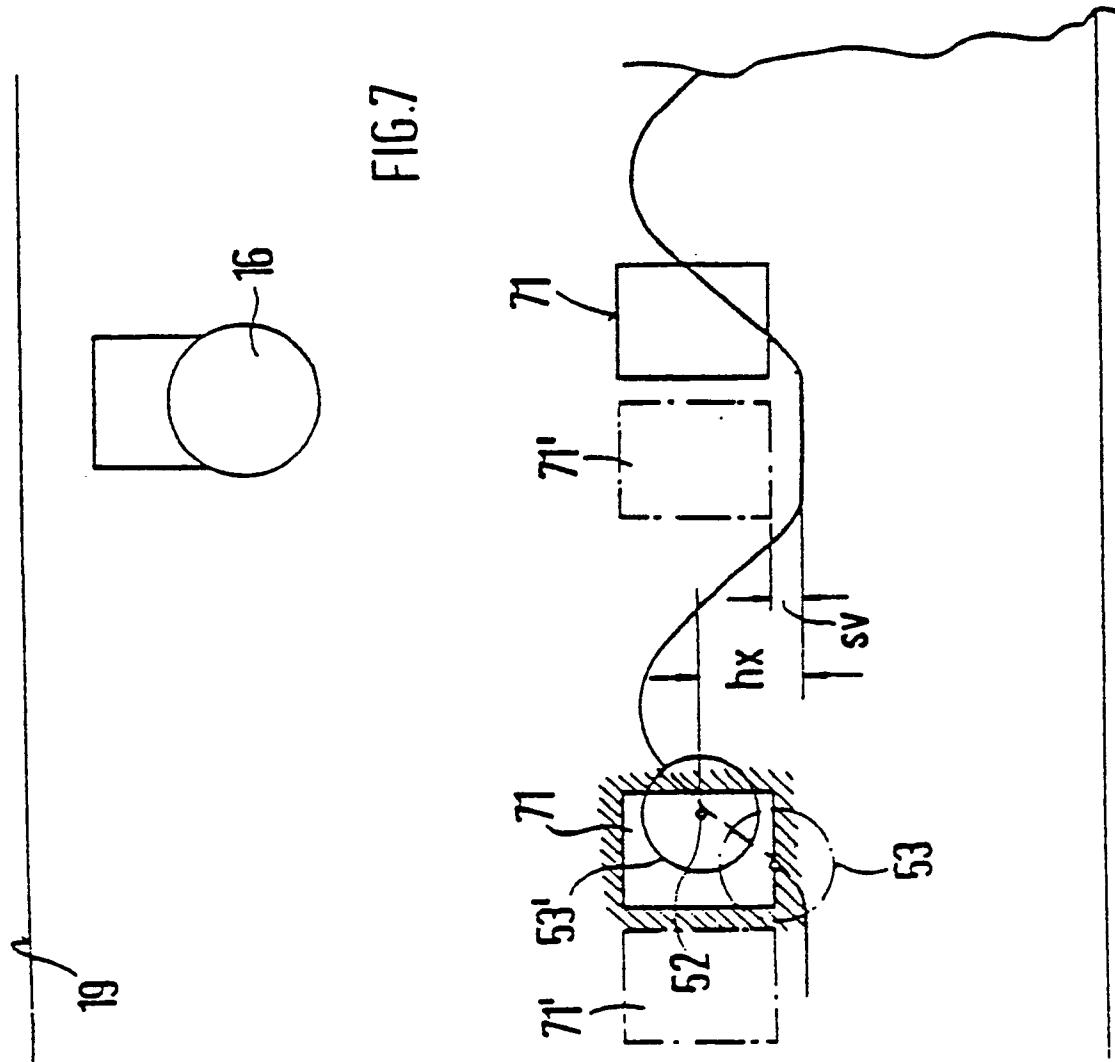


FIG. 7

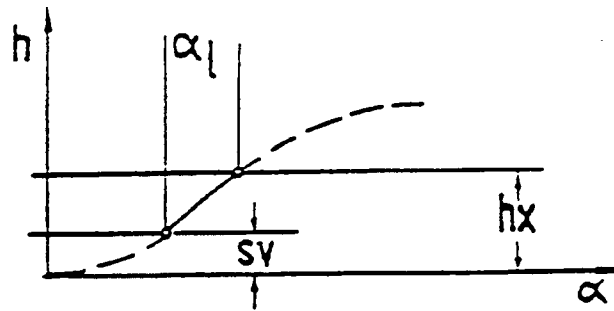


FIG. 9

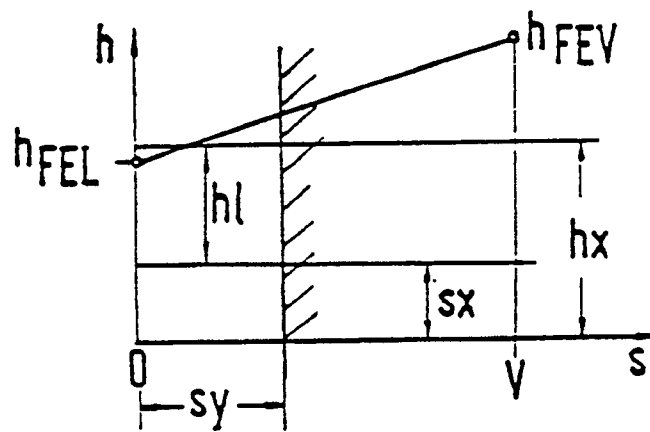


FIG. 10

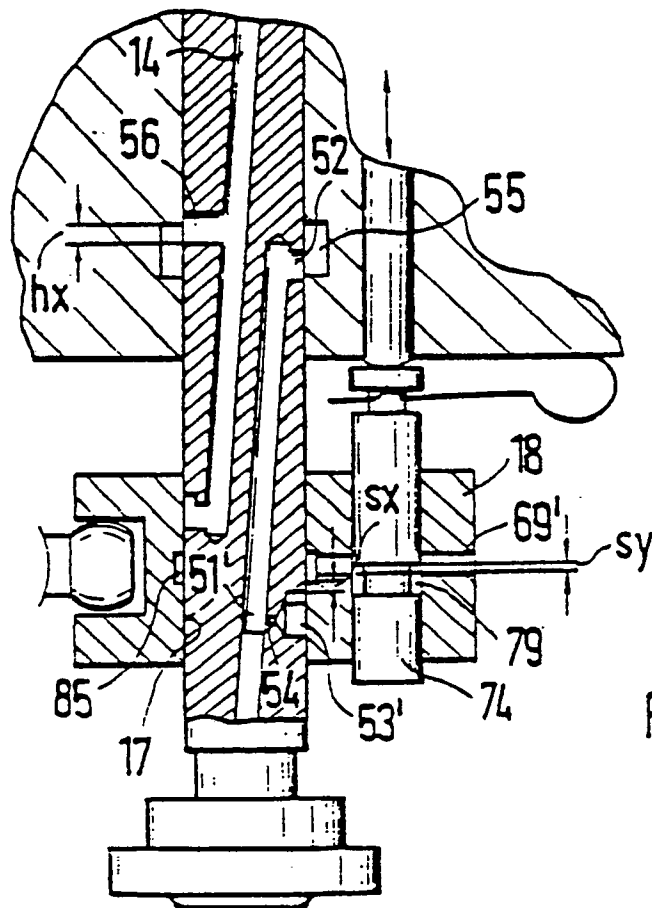


FIG. 11

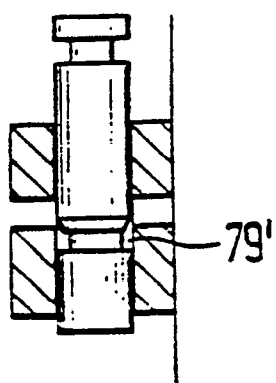


FIG. 12

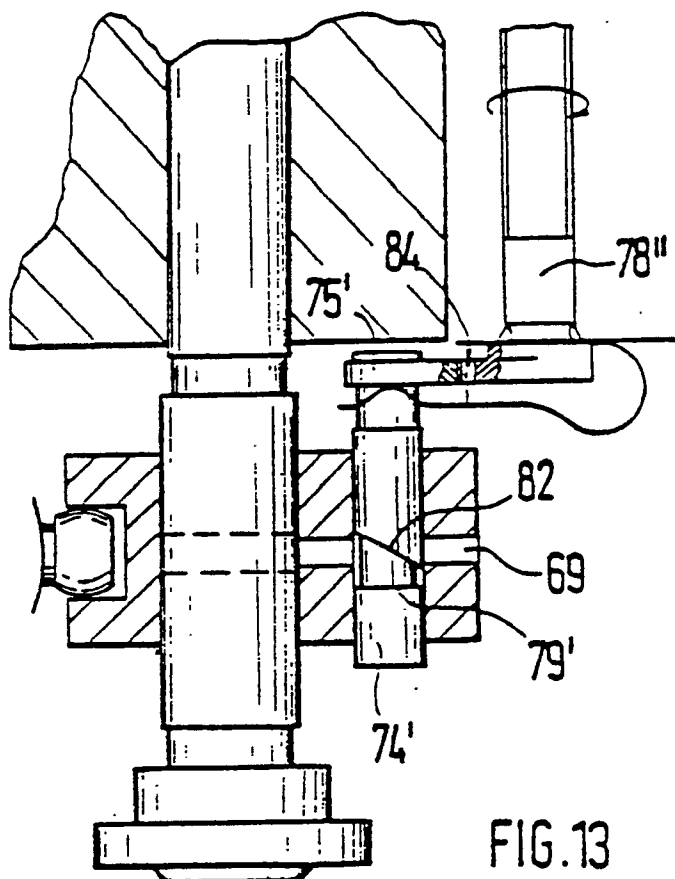


FIG. 13

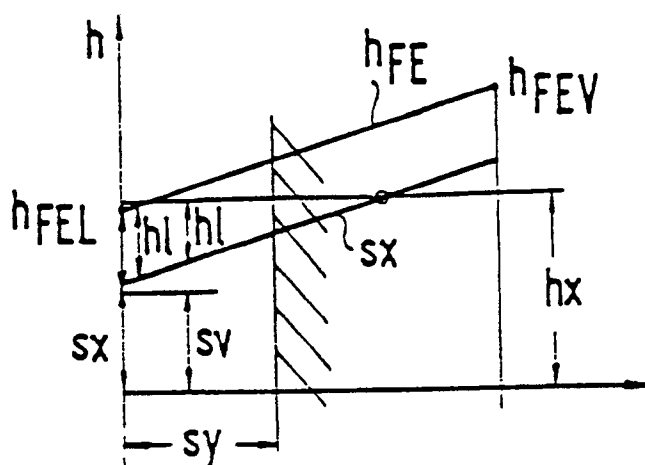


FIG. 14