

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 0 627 552 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**01.12.1999 Patentblatt 1999/48**

(51) Int Cl.<sup>6</sup>: **F02D 1/18**

(21) Anmeldenummer: **94103494.4**

(22) Anmeldetag: **08.03.1994**

(54) **Kraftstoffeinspritzpumpe**

fuel injection pump

pompe à injection de carburant

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB IT**

(30) Priorität: **08.04.1993 DE 4311672**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**07.12.1994 Patentblatt 1994/49**

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

(72) Erfinder: **Laufer, Helmut, Dipl.-Ing.**  
**D-70839 Gerlingen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**WO-A-93/21438 DE-A- 2 923 445**  
**DE-A- 3 203 583 US-A- 3 815 564**  
**US-A- 4 132 508**

**EP 0 627 552 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

### Stand der Technik

**[0001]** Die Erfindung geht von einer Kraftstoffeinspritzpumpe nach der Gattung des Patentanspruchs 1 aus. Eine solche Kraftstoffeinspritzpumpe ist bereits durch die DE-A-29 23 445 bekannt.

**[0002]** Bei Kraftstoffeinspritzpumpen besteht folgendes Problem: Wird die Förderrate der Kraftstoffeinspritzpumpe auf dem Nennleistungspunkt der Brennkraftmaschine bei höchster Last und höchster Drehzahl optimiert, so daß dort der maximal zulässige Druck im Pumpenarbeitsraum der Kraftstoffeinspritzpumpe auftritt, dann ist dieser Druck in der Regel bei niedriger Drehzahl der Kraftstoffeinspritzpumpe bzw. der zugehörigen Brennkraftmaschine im unteren Vollastpunkt für die Qualität der Brennstoffeinbringung in die Brennräume der Brennkraftmaschine durch Einspritzventile zu niedrig. Hebt man die Förderrate in diesem Bereich an, dann steigt zwar wunschgemäß der Druck in diesem unteren Vollastpunkt an, aber im Nennleistungspunkt wird die Kraftstoffeinspritzpumpe überlastet. Es muß also bei einer Anhebung des Druckes im unteren Vollastpunkt dafür gesorgt sein, daß die Pumpe im Nennleistungspunkt nicht überlastet wird.

**[0003]** Durch die obengenannte bekannte Kraftstoffeinspritzpumpe wird eine Einrichtung gegeben, mit der die Förderrate in Abhängigkeit von der Förderung im Vollastbetrieb und bei hoher Drehzahl nun im unteren Last- Drehzahlbereich verringert wird, um geräuschemindernde lange Einspritzzeiten bzw. kleine Einspritzraten bezogen auf die Einspritzmenge zu bekommen. Dabei wird der Arbeitsraum vor dem Verstellkolben kontinuierlich mit auf drehzahlabhängigen Druck gebrachtem Druckmittel einer Druckmittelquelle versorgt zur drehzahlabhängigen Einstellung des Verstellkolbens und damit des Hochdruckförderbeginns des Pumpenkolbens und die Entnahmeeinrichtung in Abhängigkeit von der Drehzahl in Wirkverbindung mit dem Arbeitsraum vor dem Verstellkolben gebracht.

### Vorteile der Erfindung

**[0004]** Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzpumpe mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 hat demgegenüber den Vorteil, daß der Druck im Pumpenarbeitsraum im niedrigen Drehzahl- Lastbereich einen gewünschten hohen Einspritzdruck erreicht, ohne daß im hohen Drehzahl- Lastbereich der Kraftstoffeinspritzpumpe diese durch zu hohe Drücke überlastet wird.

**[0005]** Eine vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung besteht in der Ausgestaltung der Kraftstoffeinspritzpumpe gemäß Anspruch 4, bei der in einfacher Weise ab einem bestimmten Lastdrehzahlpunkt die Förderrate des Pumpenkolbens über einen bestimmten Drehwinkelbereich verzögert wird. Damit erhält man eine Einspritzdrucksverlaufsformung, die gesteuert vom Druck

im Pumpenarbeitsraum bzw. vom durch diesen erzeugten Druck im Arbeitsraum vor den Verstellkolben gesteuert wird. Dabei orientiert sich die Einspritzratensteuerung bzw. die Steuerung des Druckes im Pumpenarbeitsraum für einen ausgesuchten Betriebsbereich an den für die Einspritzung erforderlichen Pumpenarbeitsraumdruck. Mit der Ausgestaltung gemäß Patentanspruch 7 ist dabei eine raumsparende Ausgestaltung erzielt worden, mit der sowohl der Druck im Pumpenarbeitsraum im Bereich seines Höchstdruckes beeinflußt werden kann als auch der gemäß dem obigen diskutierten Patentanspruch 4 erreichte Effekte erzielt werden kann.

**[0006]** In weiterhin vorteilhafter Weise kann dabei auch das Entlastungsventil als Entnahmeeinrichtung dienen, indem es ab oder nach Beginn des Hochdruckförderhubes des Pumpenkolbens wenigstens zeitweise geöffnet wird. Die Ansteuerung dieses Ventils kann in vorteilhafter Weise durch einen den Druck im Pumpenarbeitsraum erfassenden Sensor gesteuert werden oder durch eine Einspritzdauerregelung, die sich mittelbar auf den Druck im Pumpenarbeitsraum auswirkt.

**[0007]** In weiterhin vorteilhafter Ausgestaltung wird der Druck im Arbeitsraum vor dem Verstellkolben gemäß Patentanspruch 10 durch ein elektrisch gesteuertes Ventil gesteuert, das gemäß Patentanspruch 11 getaktet angesteuert wird und zwar so, daß seine Öffnungszeit im wesentlichen komplementär zu den Öffnungszeiten des Entlastungsventils liegt. Damit ist mit Sicherheit gewährleistet, daß auch nach einer vorherigen Entnahme von Kraftstoff aus dem Arbeitsraum während des vorhergehenden Hochdruckförderhubes des Pumpenkolbens der Arbeitsraum für die Einstellung des gewünschten Hochdruckförderhubbeginns für den nächsten Hochdruckförderhub des Pumpenkolbens schnell mit Kraftstoff gefüllt werden kann.

**[0008]** Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Merkmalen der weiteren abhängigen Ansprüche sowie aus der Beschreibung und der Zeichnung.

### Zeichnung

**[0009]** Mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen: Figur 1 eine erste Ausführung der Steuereinrichtung mit separatem Ausweichkolben, Figur 2 ein auf die Figur 1 bezogenes Diagramm des Nockenhubes über den Drehwinkel, Figur 3 ein Diagramm des Einspritzverlaufs über den Drehwinkel, Figur 4 eine zweite Ausführung mit zwei Rückschlagventilen, Figur 5 eine dritte Ausführung mit einem Abfluß-Rückschlagventil und einem zusätzlichen 2/2-Wege-Magnetventil, Figur 6 ein auf die Figur 5 bezogenes Diagramm über den Nockenhub bei der Arbeit des Steuerventils und des zusätzlichen Magnetventils, Figur 7 ein viertes Ausführungsbeispiel mit einem zusätzlichen 2/2-Wege-Magnetventil und Figur 8

ein auf die Figur 7 bezogenes Diagramm über den Nockenhub und dem Elementdruck bei der Arbeit des Steuerventils und des zusätzlichen Magnetventils.

#### Beschreibung der Ausführungsbeispiele

**[0010]** Die Figur 1 zeigt einen Zylinder 1, in dem ein Verstellkolben 2 gegen die Kraft einer Feder 3 beweglich ist. Der Verstellkolben 2 hat eine Ausnehmung 4, in die ein freies Ende 5 eines Bolzen 6 eingreift. Eine der Feder 3 gegenüberliegender Arbeitsraum 7 des Zylinders 1 ist über eine Leitung 8 an einen Zusatzzylinder 9 angeschlossen und zwar an dessen Arbeitskammer 10. Im Zusatzzylinder 9 ist ein Ausweichkolben 11 angeordnet, der die Arbeitskammer 10 als bewegliche Wand begrenzt. Auf der Rückseite des Ausweichkolbens 11 ist in einer vorgespannten Feder 12 aufnehmenden Kammer 13 ein Anschlag 14 eingesetzt, der den Weg des Ausweichkolbens 11 auf einen bestimmten Hub (AW) begrenzt. An die Leitung 8 sind eine Druckmittelzuflußleitung 15, die von einer Druckmittel auf erhöhtem Druck führenden Druckmittelquelle 37 abführt und eine Druckmittelabflußleitung 16, die zu einem Entlastungsraum führt, angeschlossen. In der Druckmittelzuflußleitung 15 liegt ein Zufluß-Rückschlagventil 17 mit einer Drossel 19 und in der Druckmittelabflußleitung 16 ist ein elektrisch gesteuertes Ventil, hier ein Magnetventil 18, angeordnet, das zur Regelung des Druckes im Arbeitsraum dient.

**[0011]** Bei dem Verstellkolben 2 handelt es sich hier um den bei Kraftstoffeinspritzpumpen bekannten Kolben einer Spritzbeginnverstelleinrichtung. Entsprechend der Verschiebung des Verstellkolbens verstellt der Bolzen 6 wie der entsprechende Bolzen bei einer durch die DE-A-21 58 689 bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe einen in dieser Anmeldung nicht gezeigten Rollenring, der drehbar aber bis auf die Verdrehung durch den Bolzen 6 ortsfest im Gehäuse der Kraftstoffeinspritzpumpe gelagert ist und auf dessen Rollen eine Nockenscheibe mit ihren Nocken abläuft. Die Nockenscheibe ist dabei einmal mit einer Antriebswelle der Kraftstoffeinspritzpumpe gekoppelt und zum anderen mit einem Pumpenkolben, der aufgrund der Verdrehung der Antriebswelle zusammen mit der Nockenscheibe eine rotierende Bewegung durchführt und dabei als Verteiler dient und zugleich aufgrund der auf den Rollen ablaufenden Nockenscheibe eine hin- und hergehende Bewegung durchführt und als Pumpenkolben Saug- und Förderhübe durchführt. Der Pumpenkolben schließt wie allgemein bekannt, aber hier nicht weiter gezeigt, einen Pumpenarbeitsraum ein, der beim Saughub mit Kraftstoff gefüllt wird und beim Förderhub Kraftstoff unter Hochdruck zu jeweils einem Einspritzventil an der Brennkraftmaschine fördert. Die Hochdruckförderung von Kraftstoff zu den Einspritzventilen wird im wesentlichen durch den Beginn der Hubbewegung der Nockenscheibe zusammen mit dem Pumpenkolben bei deren Ablauf über die Rollen des Rollenringes bestimmt

und das Förderende, zur Bestimmung der Kraftstoffeinspritzmenge durch Öffnen eines Entlastungskanal. Die Nockenscheibe wird durch eine rückstellende Kraft in Form von Rückstellfedern auf den Rollenring gehalten. Diese rückstellende Kraft wird auch durch die Reaktionskraft des Pumpenkolbens bei seinem Förderhub unterstützt. Dabei erfährt der Rollenring über die Flanke der Nocken der Nockenscheibe eine Kraft in seiner Umfangsrichtung, welcher Kraft die Stellkraft des Verstellkolbens entgegenwirkt. Durch diese vom Pumpenkolben her ausgewirkte Kraft erfährt jedoch der Arbeitsraum 7 eine Druckerhöhung gegenüber der zuvor zur Einstellung des Verstellkolbens eingesteuerten Druckhöhe. Der Grad dieser Druckerhöhung korrespondiert zum im Pumpenarbeitsraum erzeugten Druck. Die Druckerhöhung ist andererseits nur deshalb möglich, weil das Rückschlagventil 17, das zur Druckmittelquelle hin schließt das dem Arbeitsraum zugeführte Druckmittelvolumen bei gleichzeitig geschlossenem Magnetventil einschließt.

**[0012]** Die Arbeitsweise der bisher beschriebenen Einrichtung mit der Ausgestaltung gemäß Figur 1 ist folgende: Während der Saughübe des Pumpenkolbens, bei der keine zusätzliche Kraft auf den Verstellkolben wirkt, die in Unterstützung der Feder 3 den Verstellkolben verschieben würde und Druckmittel - im vorliegenden Falle in der Regel Kraftstoff, der dem Saugraum 37 der Kraftstoffeinspritzpumpe entnommen wird - aus dem Arbeitsraum 7 verdrängen würde, wird Kraftstoff über das Rückschlagventil 17 und die Drossel aus der Druckmittelquelle, dem Saugraum 37, über die Druckmittelzuflußleitung 15 dem Arbeitsraum zugeführt. Dabei kann der Druck im Arbeitsraum 7 die Druckhöhe des Druckes in der Druckmittelquelle annehmen, solange das Magnetventil 18 geschlossen ist. Durch Betätigung dieses Ventils 18 kann unabhängig von dem Druck in des Saugraumes 37 der Druck im Arbeitsraum 7 verändert werden, wobei die Drossel 19 am Rückschlagventil 17 als Abkoppeldrossel wirkt. Diese Veränderung wird jeweils während des Saughubes durch entsprechende Ansteuerung des Magnetventils 18 vorgenommen, so daß mit Beginn des anschließenden Förderhubes des Pumpenkolbens jeweils der Druck im Arbeitsraum eingestellt ist, der über die Verstellung des Verstellkolbens den richtigen Beginn des Hochdruckförderhubes des Pumpenkolbens einstellt. Mit dem Hochdruckförderbeginn bleibt das Magnetventil 18 geschlossen. Bei der nun stattfindenden Erhöhung des Druckes im Arbeitsraum 7 kann der Ausweichkolben 11 ab einer bestimmten Druckhöhe, die durch die Vorspannung der Feder 12 bestimmt ist ausweichen und dabei ein Teilvolumen aus dem Arbeitsraum 7 entnehmen entsprechend dem Ausweichweg AW. Damit wird der Druckanstieg im Arbeitsraum 7 gemindert und bei der weiterhin auf den Verstellkolben 2 wirkenden Kraft verschiebt sich dieser in Richtung Arbeitsraum 7 und verstellt dabei den Rollenring. Dies führt dazu, daß die Hubbewegung der Nockenscheibe bzw. des Pumpenkolbens danach verzögert

erfolgt. Entsprechend geringer ist auch der Druckanstieg im Pumpenarbeitsraum im weiteren Verlauf des Pumpenkolbenförderhubs. In der Figur 2 ist die Nockenerhebungskurve über den Drehwinkel  $\alpha$  aufgezeigt. In der Figur 8 ist der Druckverlauf im Pumpenarbeitsraum, der Elementdruck, dargestellt, wie er sich ohne die erfindungsgemäße Maßnahme mit dem Ausweichkolben 11 einstellen würde und wie er sich, als gestrichelte Linie dargestellt, sich mit der Wirkung des Ausweichkolbens 11 darstellt. Hierbei ist in einer ersten Ausführungsform die Vorspannung der Feder 12 so gewählt, daß in einem oberen Bereich des erreichbaren Druckes im Pumpenarbeitsraum die Ausweichbewegung des Ausweichkolbens einsetzt und somit verhindert, daß ein zu hoher Druck im Pumpenarbeitsraum entsteht. Wegen der Drosselwirkungen in dem hochdruckseitigen Leitungssystem wird in bekannter Weise bei niedriger Drehzahl eine niedrigere Förderrate mit einem niedrigeren End-Höchstdruck im Pumpenarbeitsraum erzielt und bei hoher Drehzahl eine hohe Förderrate mit einem entsprechend höheren End- Höchstdruck im Pumpenarbeitsraum. Dieser bei hoher Drehzahl entstehende hohe End- Höchstdruck wird nun durch die erfindungsgemäße Einrichtung mit Hilfe des Ausweichkolbens 12 reduziert. Diese Wirkung ist insbesondere auch bei Vollast besonders ausgeprägt, da auch der erreichbare End-Höchstdruck abhängt von dem Hochdruckverdrängungsvolumen des Pumpenkolbens. Bei Vollast ist der erreichte End- Höchstdruck größer als bei Teillast.

**[0013]** Bei einer alternativen Ausgestaltung des Ausführungsbeispiels der Erfindung nach Figur 1 kommt der Anschlag 14 zur Geltung. Wird die Vorspannung der vorgespannten Feder 12 geringer ausgelegt, so kann der Ausweichkolben 11 bereits bei einem niedrigeren Druck im Pumpenarbeitsraum entsprechend einer niedrigeren Einspritzrate beginnen auszuweichen. In diesem Falle kann man bei einem bestimmten Last- Drehzahlbereich eine Reduzierung der Einspritzrate über einen bestimmten Drehwinkelbereich des Nockenhubes erzielen. In diesem Bereich würde dann die Einspritzrate gemäß der Einspritzverlaufsdarstellung mit Ausweichkolben 11 (AWK) des Diagramms von Figur 3 über den Drehwinkel  $\alpha$  mit geringerer Steigung verlaufen bis der Ausweichkolben an dem Anschlag 14 zur Anlage kommt. Ab diesem Punkt wird aus dem Arbeitsraum 7 keine Druckmittelmengemehr entnommen, so daß nun der Druckanstieg entsprechend dem vorgegebenen Verhältnis mit der ursprünglichen, unbeeinflussten Einspritzrate fortgeführt wird. Mit der Federvorspannung und dem Ausweichweg AW kann somit eine bestimmte Einspritzverlaufsformung vorgenommen werden. Das führt zu einer vom Druck im Pumpenarbeitsraum gesteuerten vor allen Dingen auch für die Geräuschminderung im Niedriglastbereich wirksamen Reduzierung der Einspritzrate.

**[0014]** Am Ende des jeweiligen Hochdruckförderhubes des Pumpenkolbens sinkt der Druck im Arbeitsraum 7 und es kann der Ausweichkolben 11 wieder die zuvor

entnommene Flüssigkeitsmenge in den Arbeitsraum zurückfördern, so daß er für den nächsten Hochdruckförderhub wieder in Bereitschaft gebracht ist. In dieser Phase erfolgt dann auch wiederum eine ggf. notwendige Korrektur des Arbeitsraumdruckes mit Hilfe des Magnetventils 18.

**[0015]** Wie die Figur 4 erkennen läßt, ist es auch möglich, bei einer der Darstellung nach Figur 1 ähnlichen Ausgestaltung statt eines Ausweichkolbens ein vorgespanntes Rückschlagventil 33 zu verwenden, das bei einem voreingestellten Druck öffnet. Auch mit einem solchen Rückschlagventil 33 ist der Druck in dem Arbeitsraum 7 durch Kraftstoffentnahme ab einem bestimmten, durch den Öffnungsdruck des Rückschlagventils 33 eingestellten Schwellwert des Druckes im Arbeitsraum 7 bzw. im Pumpenarbeitsraum beeinflussbar. Damit ergibt sich ein Druckverlauf, wie er in Figur 8 im unteren Diagramm mit der gestrichelten Linie dargestellt ist. Die während des Förderhubs des Pumpenkolbens über das Rückschlagventil entnommene Kraftstoffmenge muß während der Saughubphase des Pumpenkolbens dann wieder über das Rückschlagventil 17 und die Drossel 19 aufgefüllt werden und mit Hilfe des Magnetventils 18 der Druck im Arbeitsraum 7 eingestellt werden, durch den der Verstellkolben 3 in die für den folgenden Förderhubbeginn richtige Stellung gebracht wird.

**[0016]** Eine demgegenüber verbesserte Lösung ist in den Figuren 5 und 6 dargestellt. Abweichend von der Bauart nach der Figur 4 ist hier zusätzlich zum Magnetventil 18 und statt des Rückschlagventils 17 mit Drossel ein weiteres 2/2-Magnetventil 34 in die Druckmittelzufuhrleitung 15 eingesetzt worden. Das zusätzliche Magnetventil 34 ermöglicht über einen großen Öffnungsquerschnitt ein schnelles Nachfüllen der über das Rückschlagventil 33 entwichenen Flüssigkeitsmenge. Vorzugsweise sind die beiden Magnetventile 18 und 34 so geschaltet, daß die Steuerung des Zulaufs und des Abflusses in der Saughubphase des Pumpenkolbens liegen.

**[0017]** Figur 6 zeigt die Zuordnung der Magnetventilöffnungsphasen des Magnetventils 34 (MV 34) und des Magnetventils 18 (MV 18) im Verhältnis zur Nockenerhebungskurve über den Drehwinkel  $\alpha$ . Dabei werden die Magnetventile 34 und 18 gegensinnig derart angesteuert, daß für eine Druckerhöhung im Arbeitsraum 7 das Magnetventil 18 eine kürzere Zeit geöffnet ist als das Magnetventil 34. Die Magnetventile können auch komplementär zueinander gesteuert werden mit einem variablen Tastverhältnis, wobei mit der Variation des Tastverhältnisses die Öffnungszeit des einen Ventils zu Lasten des anderen Ventils verändert wird.

**[0018]** Für eine hochgenaue Druckverlaufsformung und eine Begrenzung des höchsten Enddruckes im Pumpenarbeitsraum ist ein Ausführungsbeispiel gemäß den Figuren 7 und 8 vorgesehen. Die bereits in den vorher beschriebenen Figuren enthaltenen Teile werden hier mit derselben Positionsanzahl belegt.

**[0019]** Ein Zylinder 1, in dem der über den Bolzen 6 mit dem nicht gezeigten Rollenring gekoppelte Verstellkolben 2 angeordnet ist, ist über eine Leitung 8 an die Druckmittelzuflußleitung 15 und die Druckmittelabflußleitung 16 angeschlossen. In der Druckmittelzuflußleitung 15 liegt wiederum das 2/2-Magnetventil 34 und in der Druckmittelabflußleitung 16 das 2/2-Magnetventil 18. Zur Erfassung des Druckes im Pumpenarbeitsraum oder im diesen Druck ebenfalls repräsentierenden Arbeitsraum 7 ist ein Drucksensor 35 vorgesehen, der symbolisch in der Zeichnung in Figur 7 mit der Leitung 8 verbunden ist und andererseits mit einer nicht gezeigten Regeleinrichtung in Verbindung steht, über die in Abhängigkeit von Betriebsparametern, wie auch beim Ausführungsbeispiel nach Figur 5 die Magnetventile 18 und 34 gesteuert werden, um den gewünschten Druck im Arbeitsraum 7 zur Förderbeginneinstellung zu steuern. Auf diese Weise ist hier eine Regelung für den Druckverlauf im Pumpenarbeitsraum geschaffen, wobei die Öffnungsphase des Magnetventils 18 zum Zwecke der Kraftstoffentnahme während des Hochdruckförderhubs des Pumpenkolbens wie die Diagramme nach Figur 8 oben erkennen lassen, in die konstruktiv vorgegebene Hochdruckförderphase des Pumpenkolbens verschoben ist, und zwar so weit, bis der Elementdruck im Pumpenarbeitsraum bzw. im Arbeitsraum 7 auf die vorgegebene Grenzlinie P1 gemäß dem unteren Diagramm von Figur 8 abgesenkt ist. Das Rückschlagventil 33 vom Ausführungsbeispiel nach Figur 5 entfällt in diesem Fall.

**[0020]** Schließlich ist es auch denkbar, als indirekte Regelung des höchst erreichbaren Druckes im Pumpenarbeitsraum eine Regelung der Spritzdauer über die Kraftstoffentnahme aus dem Arbeitsraum 7 vorzusehen. Das ist besonders kostengünstig, wenn an dem Einspritzventil für die Regelung des Förderbeginns über die Magnetventile 34 und 18 sowieso ein zum Beispiel den Nadelhub des Einspritzventils messender Sensor vorhanden ist, der dann auch die Einspritzdauer mißt.

## Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen mit einem von einem Nockentrieb angetriebenen Pumpenkolben, der in einem Pumpenzylinder einen Pumpenarbeitsraum einschließt, aus dem beim Förderhub des Pumpenkolbens Kraftstoff unter Hochdruck zu einem Kraftstoffeinspritzventil gefördert wird, wobei der Nockentrieb einen im wesentlichen feststehenden Teil und einen von einer Antriebswelle der Einspritzpumpe angetriebenen bewegten Teil aufweist, von denen einer mit einer Nockenbahn versehen ist und von denen der bewegte Teil der Nockenbahn folgend zugleich den Pumpenkolben bewegt durch den über die Nockenbahn eine rücktreibende Kraft auf den im wesentlichen feststehenden Teil ausgeübt wird und mit ei-

nem Verstellkolben (2), der in einem Zylinder (1) einen Arbeitsraum (7) einschließt, welcher mit Druckmittel aus einer Druckmittelquelle versorgt wird und durch das Druckmittel entgegen einer Rückstellkraft (3) verstellbar mit dem im wesentlichen feststehenden Teil des Nockenanstriebs gekoppelt ist, wobei die rücktreibende Kraft der Rückstellkraft gleichgerichtet ist und mit seiner Verstellung den Hochdruckförderhubbeginn des Pumpenkolbens in Bezug auf eine Drehstellung der Antriebswelle verstellt, und der Druckmitteldruck im Arbeitsraum (7) zur Veränderung des Förderhubbeginns in Abhängigkeit von Betriebsparametern der Brennkraftmaschine gesteuert wird und mit einer Entnahmevorrichtung zur gesteuerten Entnahme von Druckmittelmengen aus dem Arbeitsraum (7) während des Hochdruckförderhubs des Pumpenkolbens, wobei der Arbeitsraum (7) eine ein Steuerorgan (17,34) enthaltende, von der Druckmittelquelle herführende Druckmittelzufuhrleitung (15) und eine elektrisch gesteuerte Entlastungsventil (18) aufweisende Druckmittelabflußleitung (16) zu einem Entlastungsraum hat, durch das der Druck im Arbeitsraum (7) zur Veränderung des jeweiligen Förderhubbeginns so gesteuert wird, daß dieser jeweils vor dem Förderhubbeginn eines jeden Pumpenkolbenförderhubs eingestellt ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Entnahme von Druckmittelmengen durch die Entnahmevorrichtung in Abhängigkeit vom Druck im Arbeitsraum oder vom diesen während des Hochdruckförderhubs beeinflussenden Druck im Pumpenarbeitsraum gesteuert wird.

2. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Entnahmevorrichtung aus einem ständig mit dem Arbeitsraum (7) in Verbindung stehenden Druckhalteventil (33) besteht, durch dessen Öffnungsdruck der Druckverlauf im Arbeitsraum (7) oder im Pumpenarbeitsraum während des Hochdruckförderhubs des Pumpenkolbens bestimmt ist.

3. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Entnahmeeinrichtung eine bewegliche Wand (11) aufweist, die hydraulisch an den Arbeitsraum (7) angrenzt und auf ihrer Rückseite von einer vorgespannten Feder (12) beaufschlagt ist, die so eingestellt ist, daß die bewegliche Wand ab einem bestimmten Druck im Arbeitsraum oder Pumpenarbeitsraum verstellt wird.

4. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Rückseite der beweglichen Wand (11) ein Wegbegrenzungsanschlag (14) für die Bewegung der beweglichen Wand entgegen der Kraft der vorgespannten Feder (12) vorgesehen ist und der bestimmte Druck im mittleren Bereich des durch den Pumpenkolben über den Be-

triebsbereich der Kraftstoffeinspritzpumpe während seines jeweiligen Förderhubes erreichbaren Druck liegt.

5. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 3 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die vorgespannte Feder sich ortsfest am Pumpengehäuse abstützt 5
6. Kraftstoffeinspritzpumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerorgan in der Druckmittelzuflußleitung (15) ein Rückschlagventil (17) ist, das in Richtung Arbeitsraum öffnet. 10
7. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Entlastungsventil (18) als Entnahmeverrichtung dient und in Abhängigkeit von Betriebsparametern während wenigstens eines Teils des Förderhubes des Pumpenkolbens geöffnet ist. 15 20
8. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Entlastungsventil (18) in Abhängigkeit vom erreichten Druck im Pumpenarbeitsraum ab Überschreiten eines vorgegebenen Drucks geöffnet wird. 25
9. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Entlastungsventil (18) von einer Einspritzdauerregelung gesteuert wird, wobei die Einspritzdauer von einem die Öffnungsdauer eines von der Einspritzpumpe versorgten Einspritzventil erfassenden Sensors gemessen wird. 30
10. Kraftstoffeinspritzpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerorgan in der Druckmittelzuflußleitung ein elektrisch gesteuertes Zuflußventil (34) ist. 35
11. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Entlastungsventil (18) und das Zuflußventil (34) zwischen den Betriebszeiten, in denen der Pumpenkolben seinen Förderhub ausführt vorzugsweise mit variablen Tastverhältnis getaktet angesteuert wird zu Veränderung des die Einstellung des jeweils gewünschten Förderhubbeginns steuernden Druckes im Arbeitsraum (7). 40 45

## Claims

1. Fuel injection pump for internal combustion engines having a pump piston which is driven by a cam drive and which encloses a pump working space in a pump cylinder, from which pump working space fuel is delivered under high pressure to a fuel injection valve during the delivery stroke of the pump piston, 55

the cam drive having an essentially stationary part and a moving part driven by a drive shaft of the injection pump, of which parts one is provided with a cam track and of which the moving part, following the cam track, simultaneously moves the pump piston by means of which a reaction force is exerted via the cam track on the essentially stationary part, and having an adjustment piston (2) which encloses a working space (7) in a cylinder (1), which working space is supplied with pressurized medium from a pressurized medium source and is adjustably connected by the pressurized medium, against a return force (3), to the essentially stationary part of the cam drive, the reaction force being directed in the same direction as the return force and, with its adjustment, adjusts the beginning of the high-pressure delivery stroke of the pump piston relative to a rotational position of the drive shaft, and the pressurized medium pressure in the working space (7) is controlled to modify the beginning of the delivery stroke as a function of operating parameters of the internal combustion engine and having an extraction appliance for the controlled extraction of pressurized medium quantities from the working space (7) during the high-pressure delivery stroke of the pump piston, the working space (7) having a pressurized medium supply line (15) containing a control element (17, 34) and leading from the pressurized medium source and having a pressurized medium drain line (16), with an electrically controlled relief valve (18), leading to a relief space, by means of which the pressure in the working space (7) is controlled to modify the respective beginning of the delivery stroke in such a way that this is set in each case before the beginning of the delivery stroke of each pump piston delivery stroke, characterized in that the extraction of pressurized medium quantities through the extraction appliance is controlled as a function of the pressure in the working space or of this pressure in the pump working space which has an influence during the high-pressure delivery stroke.

2. Fuel injection pump according to Claim 1, characterized in that the extraction appliance consists of a pressure retention valve (33) which is continually connected to the working space (7) and by means of whose opening pressure, the variation in pressure in the working space (7) or in the pump working space is determined during the high-pressure delivery stroke of the pump piston. 50

3. Fuel injection pump according to Claim 1, characterized in that the extraction device has a movable wall (11) which is hydraulically adjacent to the working space (7) and is acted on at its back by a preloaded spring (12) which is set in such a way that the movable wall is adjusted after a certain pressure

is reached in the working space or pump working space.

4. Fuel injection pump according to Claim 3, characterized in that a displacement limiting stop (14) is provided on the back of the movable wall (11) for the motion of the movable wall against the force of the preloaded spring (12) and the prescribed pressure lies in the middle range of the pressure which can be achieved by the pump piston over the operating range of the fuel injection pump during its respective delivery stroke. 5 10
5. Fuel injection pump according to Claim 3 or 4, characterized in that the preloaded spring is supported at a fixed location on the pump housing. 15
6. Fuel injection pump according to one of the preceding claims, characterized in that the control element in the pressurized medium supply line (15) is a non-return valve (17) which opens in the direction of the working space. 20
7. Fuel injection pump according to Claim 1, characterized in that the relief valve (18) is used as an extraction appliance and is open during at least part of the delivery stroke of the pump piston as a function of operating parameters. 25
8. Fuel injection pump according to Claim 7, characterized in that the relief valve (18) is opened as a function of the pressure reached in the pump working space after a specified pressure has been exceeded. 30 35
9. Fuel injection pump according to Claim 7, characterized in that the relief valve (18) is controlled by an injection duration regulation, the injection duration being measured by a sensor recording the duration of opening of an injection valve supplied by the injection pump. 40
10. Fuel injection pump according to one of Claims 1 to 9, characterized in that the control element in the pressurized medium supply line is an electrically controlled supply valve (34). 45
11. Fuel injection pump according to Claim 10, characterized in that the relief valve (18) and the supply valve (34) are preferably activated in a pulsed manner with variable pulse duty factor between the operating periods in which the pump piston carries out its delivery stroke in order to modify the pressure in the working space (7) which controls the setting of the currently desired beginning of the delivery stroke. 50 55

## Revendications

1. Pompe d'injection de carburant pour moteur à combustion interne comprenant un piston de pompe entraîné par un entraînement par came qui délimite une chambre active de pompe dans un cylindre de pompe,
  - lors d'une course de transfert du piston de pompe, le carburant est transféré à haute pression de cette chambre vers l'injecteur de carburant,
  - l'entraînement par came comprenant une partie essentiellement fixe et une partie entraînée par l'arbre d'entraînement de la pompe d'injection, une des parties comportant un chemin de came et l'autre partie suivant le chemin de came en déplaçant en même temps le piston de pompe par une force de refoulement exercée par le chemin de came sur la partie essentiellement fixe, et un piston de réglage (2) délimitant une chambre active (7) dans un cylindre (1) pour fournir du fluide sous pression à partir d'une source de fluide sous pression, ce piston étant réglable par le fluide sous pression ou contre une force de rappel (3), la partie essentiellement fixe de l'entraînement par came étant couplée à ce piston, la force de refoulement étant dirigée dans le même sens que la force de rappel et par son déplacement se règle le début du transfert à haute pression du piston de pompe par rapport à une position de rotation de l'arbre d'entraînement,
  - la pression du fluide sous pression régnant dans la chambre active (7) pour modifier le début de la course de transfert se commandant selon les paramètres de fonctionnement du moteur à combustion interne et avec le dispositif de prélèvement pour le prélèvement commandé de quantité de fluide sous pression de la chambre active (7) pendant la course de transfert à haute pression du piston de pompe,
  - la chambre active (7) ayant une conduite d'alimentation de fluide sous pression (15) comportant un organe de commande (17, 34), venant de la source de fluide sous pression ainsi qu'une soupape de décharge (18) à commande électrique avec une conduite de sortie de fluide sous pression (16) vers une chambre de décharge,
  - cet organe commandant la pression dans la chambre active (7) pour modifier le début respectif de la course de transfert pour que ce début soit toujours réglé avant le début de la course de transfert de chaque course de transfert de piston de pompe,

caractérisée en ce que  
le prélèvement des quantités de fluide sous pres-

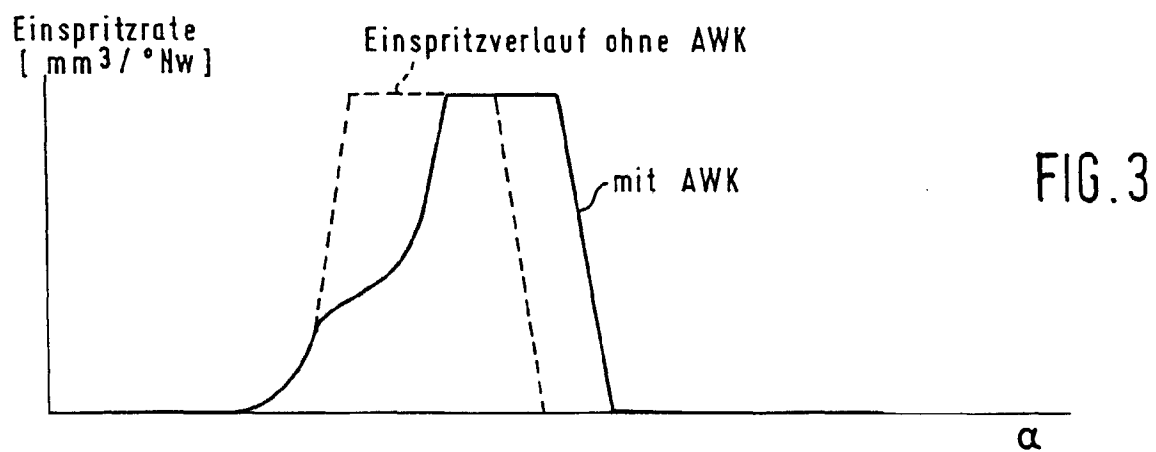
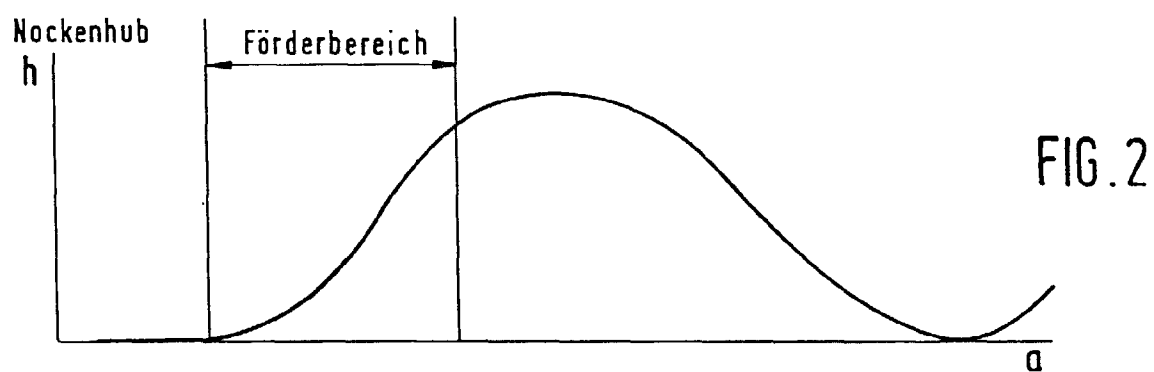
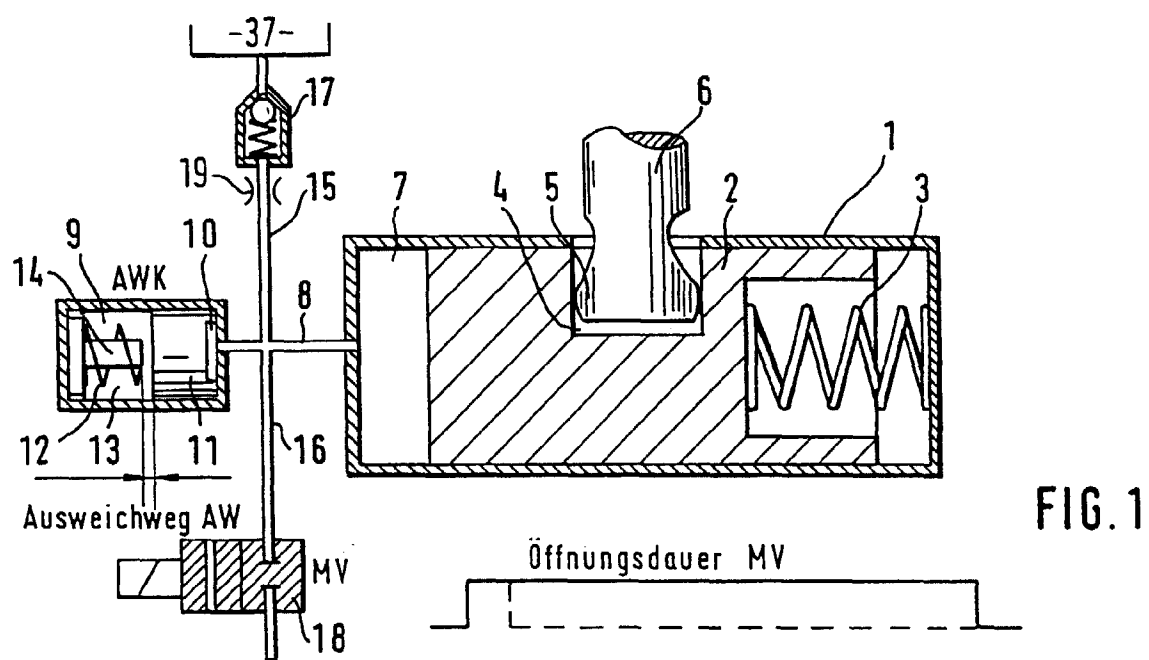
sion est commandé par le dispositif de prélèvement en fonction de la pression régnant dans la chambre active (7) ou de la pression dans la chambre active de la pompe pendant la course de transfert à haute pression.

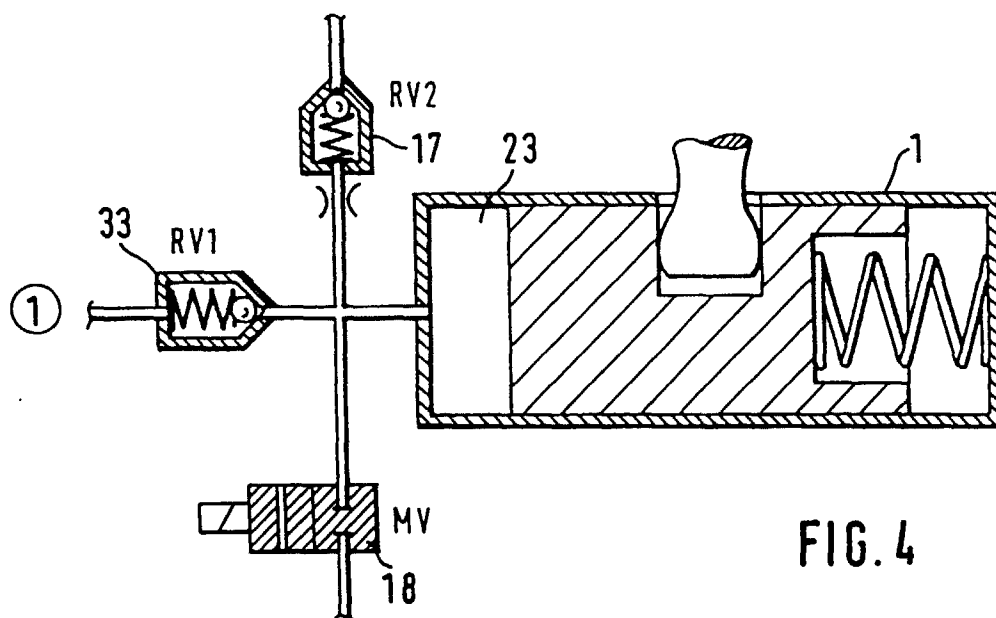
2. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 1,  
caractérisée en ce que  
le dispositif de prélèvement se compose d'un clapet antiretour (33) communiquant en permanence avec la chambre active (7), et la pression d'ouverture de ce clapet définit la forme de la pression dans la chambre active (7) ou dans la chambre active de pompe pendant la course de transfert à haute pression du piston de pompe. 10
3. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 1,  
caractérisée en ce que  
l'installation de prélèvement comporte une cloison mobile (11) qui délimite hydrauliquement la chambre active (7) et dont le côté arrière est sollicité par un ressort (12), précontraint qui est réglé pour que la cloison mobile se déplace à partir d'une certaine pression régnant dans la chambre active ou dans la chambre de pompe. 20
4. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 3,  
caractérisée en ce que  
sur le côté arrière de la cloison mobile (11), il est prévu une butée de limitation de course (14) pour le mouvement de la cloison mobile contre la force du ressort de précontrainte (12) et la pression déterminée, se situe dans la plage moyenne de la pression atteinte par le piston de pompe dans la plage de fonctionnement de la pompe d'injection de carburant pendant sa course de transfert respecti- 30  
ve. 35 40
5. Pompe d'injection de carburant selon les revendications 3 et 4,  
caractérisée en ce que  
le ressort précontraint s'appuie de manière fixe contre le corps de la pompe. 45
6. Pompe d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
caractérisée en ce que 50  
l'organe de commande dans la conduite d'alimentation en pression (15) est un clapet antiretour (17) qui s'ouvre en direction de la chambre active.
7. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 1,  
caractérisée en ce que 55  
la soupape de décharge (18) sert de dispositif de

prélèvement et s'ouvre en fonction des paramètres de fonctionnement pendant au moins une partie de la course de transfert du piston de pompe.

- 5 8. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 7,  
caractérisée en ce que  
la soupape de décharge (18) s'ouvre en fonction de la pression atteinte dans la chambre active de la pompe à partir du dépassement d'une pression prédéterminée. 10
9. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 7,  
caractérisée en ce que 15  
la soupape de décharge (18) est commandée par une régulation de durée d'injection, la durée d'injection étant mesurée par un capteur détectant la durée d'ouverture d'un injecteur alimenté à partir de la pompe d'injection.
10. Pompe d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications 1 à 9,  
caractérisée en ce que 20  
l'organe de commande de la conduite d'alimentation en fluide sous pression est une soupape d'alimentation (34) à commande électrique. 25
11. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 10,  
caractérisée en ce que 30  
la soupape de décharge (18) et la soupape d'alimentation (34) sont commandées entre les durées de fonctionnement dans lesquelles le piston de pompe effectue sa course de transfert, de préférence avec des rapports de travail variables pour modifier la pression régnant dans la chambre active (7) et qui commande le réglage du début chaque fois souhaité de la course de transfert. 35 40







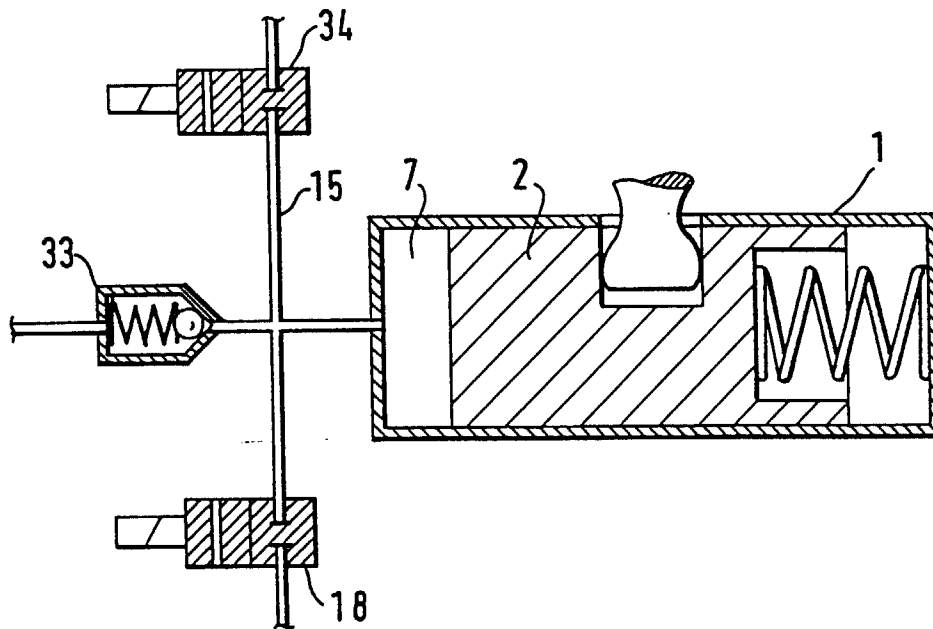


FIG. 5

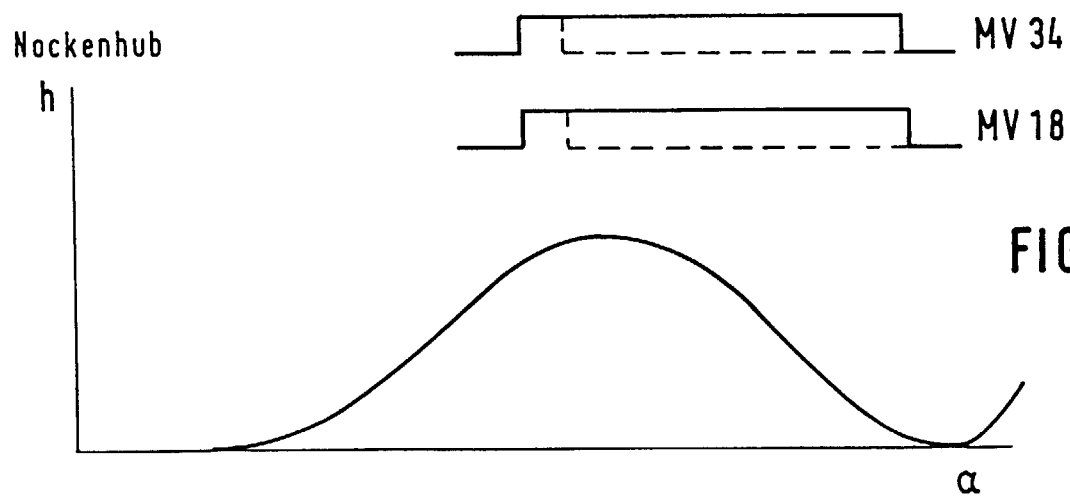


FIG. 6

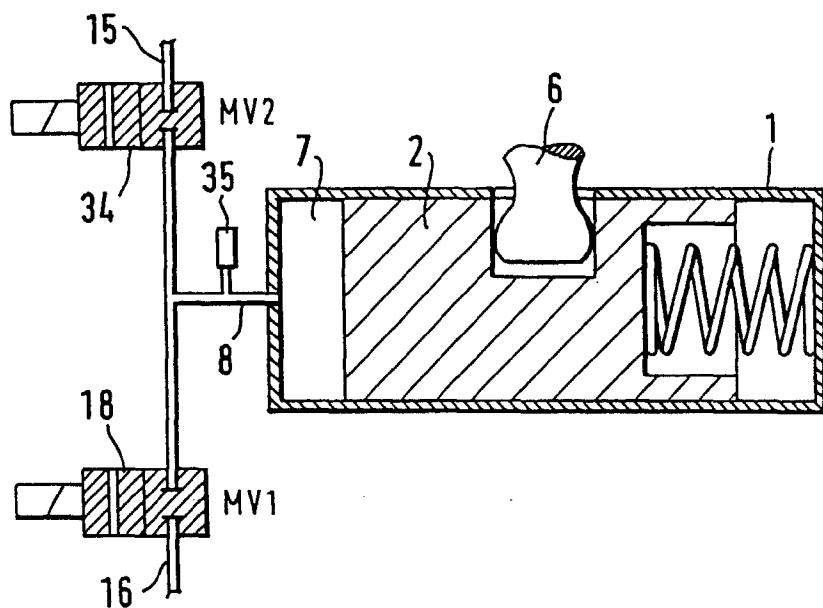


FIG. 7

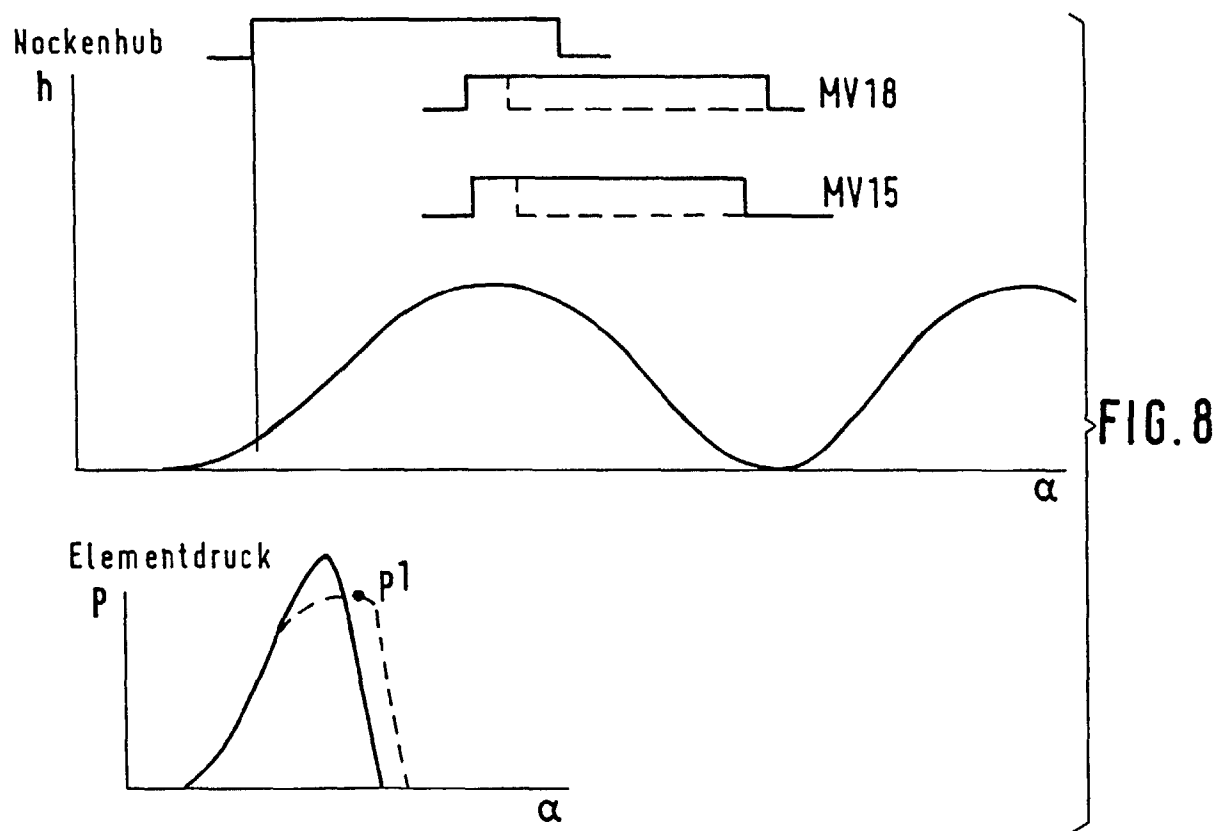


FIG. 8