



12 **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

45 Veröffentlichungstag der Patentschrift :
05.05.93 Patentblatt 93/18

51 Int. Cl.⁵ : **F01L 1/34**

21 Anmeldenummer : **90915089.8**

22 Anmeldetag : **25.10.90**

86 Internationale Anmeldenummer :
PCT/DE90/00807

87 Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 91/08382 13.06.91 Gazette 91/13

54 **HYDRAULISCHE VENTILSTEUERVORRICHTUNG FÜR BRENNKRAFTMASCHINEN.**

30 Priorität : **25.11.89 DE 3939003**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung :
13.11.91 Patentblatt 91/46

45 Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
05.05.93 Patentblatt 93/18

84 Benannte Vertragsstaaten :
DE ES FR GB IT SE

56 Entgegenhaltungen :
DE-A- 3 511 820
DE-A- 3 815 668
US-A- 4 671 221

73 Patentinhaber : **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 30 02 20
W-7000 Stuttgart 30 (DE)

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

EP 0 455 760 B1

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

Beschreibung

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Ventilsteuervorrichtung für Brennkraftmaschinen nach der Gattung des Hauptanspruchs. Grundsätzlich muß ein derartiges elektrohydraulisch gesteuertes Motorventil verschiedenen Forderungen genügen. Einerseits ist im Bereich des Zylinderkopfes einer Brennkraftmaschine wenig freier Raum vorhanden, so daß alle dort vorhandenen Bauteile möglichst geringe Abmessungen aufweisen sollen. Andererseits handelt es sich hier auch um einen verhältnismäßig heißwerdenden Bereich, was bei der Konstruktion und Gestaltung vor allem der beweglichen Teile berücksichtigt werden muß. Entscheidend für die Qualität der Steuerung wiederum ist, daß das bei der Steuerung hin und her geschobene Ölvolumen möglichst klein ist, da sich die hin und her geschobene Ölmenge aufgrund der Querschnittsteuerung auf die Qualität der Präzision der Steuerung auswirkt oder auch die Kompressibilität des Steueröls, die natürlich besonders nachteilig bei größeren Ölmengen ist. Anders ist es bei Teilen, die eine Fehlerquelle darstellen können, wie beispielsweise die Magnetventile, deren Anzahl möglichst kleingehalten werden sollte, das heißt, es ist ein Bemühen, möglichst mehrere Motorventileinheiten über nur ein Magnetventil zu steuern.

Bei einer bekannten hydraulischen Ventilsteuervorrichtung der gattungsgemäßen Art (DE- OS 35 11 820) wird über das Magnetventil ein Steuerschieber gesteuert, der die Verbindung zwischen Druckraum und Speicherraum steuert. Das Magnetventil ist nahe dem Steuerschieber angeordnet, wobei konstruktionsbedingt der Magnet des Magnetventils verhältnismäßig weit vom Motorventil entfernt ist. Dies führt zu verhältnismäßig langen Kanälen und einem entsprechend großen Hydraulikvolumen zwischen Speicherraum und Druckraum.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße hydraulische Ventilsteuervorrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs weist demgegenüber den Vorteil auf, daß der für die Nockenkolbenfeder im Druckraum vorgesehene und insofern schädliche Raum als Speicherkolbenraum verwendet wird, daß also die Abmessungen der Ventilsteuereinheit durch die Integration des Speicherkolbens nicht vergrößert werden müssen, und daß die Hydraulikkanäle zwischen den einzelnen Steuerräumen innerhalb der Ventilsteuereinheit minimiert sind. Ein Extraplatz im Bereich des Motorkopfes für den Speicher ist also nicht mehr erforderlich. Die Steuerung des Druckkanals zwischen Druckraum und Speicherraum kann auf unterschied-

liche Weise erfolgen, maßgebend ist, daß diese Steuerung mittelbar oder unmittelbar hydraulisch vorgenommen ist. Die Zuführung dieser Hydraulik muß radial erfolgen, da der Nockenkolben während des Betriebs axial verschoben wird und eine radiale Führung braucht, die hier für die Zuführung der Steuerhydraulik nutzbar ist, indem die Führung über ein entsprechendes Nutensystem in Mantelfläche und Bohrung überbrückbar ist. Ein weiterer Vorteil besteht in den Einsparungen bei der Teileherstellung. Da es sich bei dem Nockenkolben und dem Speicherkolben um Drehteile handelt, die in entsprechenden Präzisionsbohrungen geführt sind, ist es somit ausreichend, nur noch eine diesbezügliche Präzisionsbohrung im Motorkopf vorzusehen, hingegen die andere Bohrung im Nockenkolben beispielsweise als Automaten-drehteil herzustellen.

Eine Ausgestaltung der Erfindung besteht in einem über ein Motorkenngrößen verarbeitendes elektronisches Steuergerät angesteuertes Magnetventil zur Steuerung der Druckleitung. Mit einem derartigen Magnetventil können die erforderlich hohen Frequenzen bei der Steuerung ohne Probleme erzielt werden. Vor allem können über ein elektronisches Steuergerät alle denkbaren für die Zeitsteuerung der Motorventile interessanten Kenngrößen verarbeitet werden. Grundsätzlich ist jedoch denkbar, daß die Steuerung der Druckleitung über mechanische oder hydromechanische Mittel erfolgt, wobei als Kern der Erfindung der Speicherkolben im als Hohlkolben ausgebildeten Nockenkolben angeordnet ist.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung steuert der Speicherkolben als bewegliches Ventilielglied des Steuerventils die Verbindung zwischen dem Druckkanal und dem Speicherraum, wobei eine Steuerleitung für Hydrauliköl unter bestimmtem Steuerdruck radial dem Nockenkolben zugeführt in den Speicherraum mündet, welche gegebenenfalls magnetventilgesteuert ist und wobei die durch die Speicherfeder am Speicherkolben angreifende Federkraft größer ist als die durch den Steuerdruck am Speicherkolben angreifende Steuerkraft jedoch geringer ist als die Betätigungskraft des Speicherkolbens, die dann erzeugt wird, wenn die Stirnfläche des Speicherkolbens durch den Arbeitsdruck vom Druckraum her beaufschlagt wird, wenn der Ventilstößel durch den Antriebsnocken in Öffnungsrichtung betätigt wird. Sobald sich also aufgrund des Steuerdrucks über die Steuerleitung zugeführt im Speicherraum ein Steuerdruck aufgebaut hat, hebt der Speicherkolben von seinem Sitz ab, so daß, sofern gerade die Ventilsteuereinheit durch den Antriebsnocken betätigt wird, Hydrauliköl unter Arbeitsdruck in den Speicherraum strömt und den Speicherkolben verschiebt, so daß der ebenfalls den Druckraum begrenzende Ventilkolben in seiner Lage verharrt bzw. wieder in seine Ausgangslage verschoben wird, in der das Motorventil wieder geschlossen ist.

Die einerseits durch den Nockenkolben und andererseits durch den Ventilkolben dabei verdrängte Hydraulikölmenge wird über den Druckkanal in den Speicherraum verdrängt. Sobald dann entsprechend der Saughubflanke des Antriebsnockens der Saughub des Nockenkolbens beginnt, strömt das Hydrauliköl aus dem Speicherraum zurück in den Druckraum, bis der Speicherkolben wieder auf seinem Ventilsitz aufliegt. Die Aufsteuerung des Speicherkolbensventils kann entweder aufgrund klarer Druckverhältnisse erzielt werden, aber auch aufgrund eines Druckstoßes, in dem durch plötzliches Zuleiten des Steuerdrucks über die Steuerleitung der Speicherkolben nur geringfügig von seinem Sitz abhebt, um danach durch den Arbeitsdruck weiterverschoben zu werden. Ist gerade kein Arbeitsdruck vorhanden, weil der Antriebsnocken gerade nicht wirksam ist, so wird der Speicherkolben aufgrund der Speicherfeder sofort wieder auf seinen Sitz geschoben.

Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der Nockenkolben für seine radiale Führung und axiale Verschiebbarkeit in einer Bohrung des Motorgehäusekopfes angeordnet und hülsenförmig ausgebildet mit einem im mittleren Bereich vorhandenen Zwischenboden, in welchem der Druckkanal und/oder die Steuerleitung verlaufen, wobei in dem dem Antriebsnocken zugewandten und durch eine Kappe verschlossenen Hülsenabschnitt der Speicherkolben axial verschiebbar und radial dichtend angeordnet ist, der mit seiner der Speicherfeder abgewandten Stirnseite gemeinsam mit dem Zwischenboden den Speicherraum begrenzt, wobei einerseits der Kappe der Antriebsnocken und andererseits desselben die Speicherfeder angreift und wobei in dem dem Motorventil zugewandten Hülsenabschnitt ebenfalls radial dichtend und mit dem Zwischenboden den Druckraum begrenzend der Ventilkolben angeordnet ist. Auf diese Weise ist ein Präzisionsteil vorhanden, das einerseits nach außen radial dichtet und andererseits in den Hohlräumen ebenfalls radial dichtet, nämlich einerseits zum Speicherkolben und andererseits zum Ventilkolben hin. Abgesehen davon, daß ein solches Bauteil relativ gut als Automatendrehteil und damit billig herstellbar ist, kann es auch einfach und schnell montiert bzw. ausgetauscht werden.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist in der Steuerleitung vorzugsweise in deren Verlauf im Zwischenboden ein zum Speicherraum hin öffnendes Rückschlagventil angeordnet. Obwohl auch eine Schiebersteuerung denkbar wäre, wird durch das Rückschlagventil ein Rückströmen von Hydraulikflüssigkeit in die Steuerleitung vermieden und es wird vor allem verhindert, daß unter Arbeitsdruck in den Speicherraum strömendes Hydrauliköl von dort in die Steuerleitung abströmt. Selbst wenn statt dem Rückschlagventil eine Schiebersteuerung oder eine Drossel vorhanden wäre, müßten in die Steuerleitung abströmende Mengen

wieder ersetzt werden, um jeweils bei Antriebsbeginn des Nockenkolbens die gleiche Ausgangsfüllsituation zu haben.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist in der den Nockenkolben aufnehmenden Bohrung des Gehäusekopfes eine Ringnut vorhanden, die mit der Steuerleitung verbunden ist, wobei nach einer speziellen Ausgestaltung diese Ringnut über einen Entlastungskanal mit dem Speicherraum verbunden ist, wobei die Mündung dieses Entlastungskanals nach Zurücklegen eines Vorhubes des Nockenkolbens bei seinem Druckhub gesperrt wird, während in der Ausgangslage des Nockenkolbens die Mündung des Entlastungskanals aufgesteuert ist. Hierdurch wird vorteilhafterweise erreicht, daß in der Ausgangslage des Nockenkolbens im Speicherraum vorhandene Restmengen, die ein Aufsetzen des Speicherkolbens auf seinen Sitz verhindern, über diesen Entlastungskanal und die Ringnut zurück in die Steuerleitung abfließen können. Dies setzt allerdings voraus, daß die Steuerleitung zu diesem Zeitpunkt druckentlastet ist oder einen Druck aufweist, der niedriger ist als der Steuerdruck. Außerdem dient dieser Entlastungskanal auch als Auffüllkanal, um die gleiche Ausgangssituation vor Beginn eines neuen Druckhubes bei der Ventilsteuereinheit zu erzielen.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der die Speicherfeder aufnehmende und durch die Kappe verschlossene Speicherfederraum luftdicht verschlossen, so daß das eingeschlossene Luftvolumen als Dämpfungspolster dient.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist im Bereich um den Ventilsitz des Speicherkolbens eine Ringnut in der Innenbohrung des Nockenkolbens vorhanden, die durch den Speicherkolben begrenzt ist und die durch den Druckkanal mit dem Druckraum verbunden ist. Aufgrund der dadurch gegebenen Kürze des Druckkanals sind auch Druckverluste bzw. Steuerbeeinträchtigungen bei hoher Drehzahl beispielsweise durch die Drosselwirkung gering.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist eine Flüssigkeitsquelle für das Hydrauliköl (Motoröl) vorhanden, die über ein Drucksteuerventil einen über die Steuerleitung zugeführten Steuerdruck erzeugt, und wobei durch das Magnetventil eine Rücklaufleitung aufsteuerbar ist, wodurch der Steuerdruck abgebaut wird. Sobald also das Magnetventil geschlossen wird, kann sich der Steuerdruck aufbauen und den Speicherkolben leicht vom Sitz abheben, so daß, sofern diese Ventilsteuereinheit gerade durch den Antriebsnocken betätigt wird, sich der Arbeitsdruck aus dem Druckraum in den Speicherraum übertragen kann, wobei Hydrauliköl aus dem Druckraum in den Speicherraum strömt. In den Zwischenzeiten, in denen die Rücklaufleitung durch das Magnetventil aufgesteuert ist, kann

beispielsweise über den Entlastungskanal Hydrauliköl aus dem Speicherraum zurück zum Ölbehälter strömen.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist in der Steuerleitung ein Magnetventil vorhanden, das bei Bedarf aufgesteuert wird und Hydrauliköl unter Steuerdruck zur Motorventileinheit strömen läßt. Dieses Magnetventil ist vorzugsweise stromlos geöffnet, während jenes in der Rücklaufleitung stromlos geschlossen ist.

Nach einer weiteren für mehrzylindrige Brennkraftmaschinen vorgesehene Ausgestaltung der Erfindung, bei der zu jedem der Ventilsteuereinheiten eine Steuerleitung führt, sind mehrere solche Steuerleitungen jeweils von nur einem Magnetventil gesteuert, wobei bei deren durch die Motornockenwelle mit Antriebsnocken bewirkten Antrieb keine zeitliche Überschneidungen der Öffnungshübe stattfinden.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Beschreibung, der Zeichnung und den Ansprüchen entnehmbar.

Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel des Gegenstandes der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und im folgenden näher beschrieben. Es zeigen Fig. 1 einen Längsschnitt durch die Ventilsteuervorrichtung eines Motoreinlaßventils mit Teilschnitt durch das zugehörige Motorauslaßventil und den zur Steuerung des Einlaßventils gehörenden Hydraulikschaltplan und Fig. 2 ein Steuerdiagramm der hydraulischen Motorventilsteuerung für einen 4-Zylinder-Motor.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Bei der in Fig. 1 im Längsschnitt dargestellten hydraulischen Ventilsteuervorrichtung ist zwischen einem Ventilsteller 1 tragenden Ventilschaft 2 und einem mit einer Nockenwelle 3 umlaufenden Antriebsnocken 4 ein steuerbarer hydraulischer Ventilstößel 5 angeordnet. Der Ventilschaft ist in einer Lagerbuchse 6 des Motorkopfes 7 axial verschiebbar geführt. Durch eine Schließfeder 8 wird der Ventilsteller 1 auf einen Ventilsitz 9 gepreßt, wobei sich die Schließfeder 8 einerseits an einem Flansch der Lagerbuchse 6 und andererseits an einem Federteller 11 abstützt, der am Ende des Ventilschaftes 2 befestigt ist. Im Motorventilkopf 7 ist außer diesem beschriebenen Einlaßventil ein Auslaßventil 12 angeordnet, das im Prinzip ähnlich aufgebaut ist, also auch durch einen hier nicht dargestellten Antriebsnocken betätigt wird, allerdings mit dem Unterschied, daß der dazwischen angeordnete Ventilstößel nicht steuerbar ist.

Der Ventilstößel 5 weist einen hülsenförmigen Nockenkolben 13 auf, der in einer Führungsbohrung

14 des Motorkopfes 7 axial verschiebbar gelagert ist, und in seinem mittleren Bereich einen Zwischenboden 15 aufweist. Durch diesen Zwischenboden 15 wird der Nockenkolben 13 in zwei Hülsenabschnitte aufgeteilt. In dem einen Hülsenabschnitt 16 arbeitet radial dichtend und axial verschiebbar ein Ventilkolben 17, der über den Federteller 11 gestülpt abschnittsweise die Schließfeder 8 überdeckt und der andererseits mit seiner Stirnseite einen auch von dem Zwischenboden 15 begrenzten Druckraum 18 begrenzt.

In dem anderen Hülsenabschnitt 19, dessen innerer Durchmesser geringer ist als der des Hülsenabschnitts 16, ist radial dichtend und axial verschiebbar ein Speicherkolben 21 vorhanden, der durch eine Speicherfeder 22 belastet mit seiner kreisförmigen Stirnringkante 23 mit einem am Zwischenboden 15 angeordneten konischen Ventilsitz 24 zusammenwirkt. Zwischen der Stirnfläche des Speicherkolbens 21 und der dieser zugewandten Seite des Zwischenbodens 15 ist ein Speicherraum 25 vorhanden, der durch die Stirnringkante 23 bzw. den Ventilsitz 24 von einer Ringnut 26 getrennt ist, die in der Innenwand des Hülsenabschnitts 19 vorgesehen ist. Die Speicherfeder 22 stützt sich einerseits am Boden des Speicherkolbens 21 ab und andererseits an einer Kappe 27 durch die der Hülsenabschnitt 19 des Nockenkolbens 13 luftdicht beispielsweise durch Einrollen verschlossen ist und an dem auf der der Speicherfeder 22 abgewandten Seite der Antriebsnocken 4 angreift.

In der Führungsbohrung 14 ist im Bereich des Zwischenbodens 15 eine Steuerringnut 28 vorgesehen, die von einer Steuerleitung 29 gekreuzt ist, welche in den Speicherraum 25 mündet. In dem Abschnitt der Steuerleitung 29, der zwischen der Steuerringnut 28 und dem Speicherraum 25 liegt, ist ein zum Speicherraum 25 hin öffnendes Rückschlagventil 31 vorhanden. Außerdem verläuft im Zwischenboden 15 eine die Ringnut 26 mit dem Druckraum 18 verbindender Druckkanal 32. Ferner ist im Zwischenboden ein Entlastungskanal 33 vorhanden, der die Ringnut 28 mit dem Speicherraum 25 verbindet und der nach Zurücklegung eines bestimmten Hubes des Nockenkolbens 13 von der Ringnut 28 getrennt wird, so daß in der dargestellten Ausgangsstellung diese Verbindung zwischen Speicherraum 25 und Steuerleitung 29 besteht, hingegen nach Beginn des Druckhubes des Nockenkolbens 13 unterbrochen ist.

Die dargestellte Ventilsteuervorrichtung wird über die Steuerleitung 29 von einem hier nur als Schaltplan dargestellten Hydrauliksystem versorgt mit einer Förderpumpe 34, die aus einem Ölbehälter 35 das Hydrauliköl ansaugt und den Steuerleitungen 29 zuführt, die jeweils zu den einzelnen hydraulisch gesteuerten Ventilstößeln 5 führt, deren Zahl der Motorzylinderzahl entspricht. Der Steuerdruck in der Steuerleitung 29 wird über ein Drucksteuerventil 36

gesteuert. Von der Steuerleitung 29 zweigt eine Rücklaufleitung 37 ab, die zurück zum Ölbehälter 35 führt und in der ein 2/2-Magnetventil 38 angeordnet ist, welches stromlos geschlossen ist. Die Steuerleitung 29 zweigt sich zweimal nacheinander auf, wobei nach der ersten Aufzweigung in den weiterführenden Leitungen jeweils ein 2/2-Magnetventil 39,40 angeordnet ist, das jeweils stromlos geöffnet ist und von denen durch das eine Magnetventil 39 die Ventilstößel der Motorzylinder I und IV hingegen durch das andere Magnetventil 40 die Ventilstößel der Motorzylinder II und III gleichzeitig gesteuert werden, wie es anhand Fig. 2 weiter unten näher beschrieben ist.

Die in Fig. 1 beschriebene Motorventilsteuerung arbeitet wie folgt: Solange der Speicherkolben 21 mit seiner Stirnringkante 23 auf dem Ventilsitz 24 aufliegt, d. h. solange keine Verbindung zwischen dem Druckraum 18 und dem Speicherraum 25 über den Druckkanal 32 möglich ist, wirkt der hydraulische Ventilstößel als starres Element, so daß die durch den Antriebsnocken 4 erzeugte Hubbewegung des Nockenkolbens 13 unmittelbar auf den Ventilschaft 2 und damit auf den Ventilteller 1 übertragen wird. Dadurch, daß das im Druckraum 18 eingeschlossene Hydraulikölvolumen quasi inkompressibel ist, wird der Ventilkolben 17 synchron mit dem Nockenkolben 13 betätigt, und zwar in beiden Hubrichtungen. Für diesen ungesteuerten Betrieb sind die beiden Magnetventile 39,40 erregt, also in Sperrstellung. Die gesamte von der Förderpumpe 34 geförderte Hydraulikölmenge strömt über das Druckhalteventil 36 zurück zum Ölbehälter 35.

Sobald mindestens eines der Magnetventile 39,40 die dargestellte Aufsteuerstellung einnimmt, wirkt über die Steuerleitung 29 der Hydrauliköldruck auch im Speicherraum 25 und bewirkt ein leichtes Abheben des Speicherkolbens 21 vom Ventilsitz 24, so daß aus der Ringnut 26 Hydrauliköl aus dem Druckraum 18 in den Speicherraum 25 strömen kann. Immer dann, wenn im Druckraum 18 aufgrund eines durch den Arbeitsnocken 4 bewirkten Druckhubes des Nockenkolbens 13, der vor allem durch die Kraft der Schließfeder bewirkte Arbeitsdruck herrscht, überwindet dieser sehr schnell die Kraft der Speicherfeder 22 und verschiebt den Speicherkolben 21. Aufgrund dieses Kurzschlusses zwischen Druckraum 18 und Speicherraum 25 wird der Ventilkolben 17 nicht verschoben, sondern bleibt in der dargestellten Lage, in der das Einlaßventil mit Ventilteller 1 gesperrt ist. Wenn diese Aufsteuerung der Steuerleitung 29 zu einem Zeitpunkt erfolgt, zu dem der Nockenkolben 13 bereits einen gewissen Hub zurückgelegt hat und entsprechend den Ventilkolben mit Einlaßventil verschoben hat, dann bewirkt dieses plötzliche Einstellen des Steuerdruckes in der Steuerleitung 29 ein entsprechendes Abheben des Speicherkolbens 21 von seinem Ventilsitz 24, wonach der Öffnungshub des Einlaßventils unterbrochen wird

bzw. das Einlaßventil trotz Fortsetzung des Druckhubes des Nockenkolbens 13 wieder geschlossen wird. Das hierbei aus dem Druckraum 18 verdrängte Hydrauliköl strömt in den Speicherraum 25. Während des darauffolgenden Saughubes des Nockenkolbens 13 strömt dann das Hydrauliköl aus dem Speicherraum 25 nach und nach in den Druckraum 18, bis das Speicherventil aus Speicherkolben 21 und Ventilsitz 24 wieder geschlossen ist. Über den Entlastungskanal 33 können Übermengen zurück abgeführt werden, so daß in jedem Fall gewährleistet ist, daß der Speicherkolben 21 auf seinem Sitz aufliegt, bevor ein neuer Arbeitszyklus beginnt. Durch das Rückschlagventil 31 wird ein Rückströmen von Flüssigkeit unter Speicherdruck - gegebenenfalls Arbeitsdruck - in die Steuerleitung 29 unterbunden.

In dem in Fig. 2 dargestellten Diagramm ist über den Drehwinkel in °Nockenwelle (Abzisse) der Hub der Motorventile bzw. Magnetventile h (Ordinate) dargestellt. Bei der Ordinatarstellung handelt es sich eigentlich um sieben übereinander dargestellte Diagramme, wobei die oberen vier Diagramme mit I bis IV den Ventilstößeln der entsprechenden Motorzylinder zugeordnet sind und zwar von oben gesehen in der Zündfolge zuerst I, dann III, dann IV und zuletzt II, bevor wieder der Ventilstößel von I betätigt wird. Das unterste Diagramm entspricht dann dem Magnetventil 38, das darüber dem Magnetventil 40 und das Diagramm darüber dem Magnetventil 39.

Wie dem Diagramm zu Magnetventil 38 entnehmbar ist, ist das Magnetventil 38 mit Unterbrechungen stets geöffnet. Diese Unterbrechungen fallen gerade in Öffnungszeitabschnitte der Magnetventile 39 und 40. Wirken kann der Steuerdruck aus der Steuerleitung 29 jedoch immer nur dann, wenn das Magnetventil 38 gesperrt ist und eines der Magnetventile 39 oder 40 geöffnet ist. Auswirken kann sich diese Steuersituation, also Steuerdruck in der Steuerleitung 29, ohnehin nur dann, wenn der gerade angesteuerte Ventilstößel 5 über den Antriebsnocken 4 betätigt wird, so daß sich im Druckraum 18 der für die Steuerwirkung erforderliche Arbeitsdruck einstellen kann. Abgesehen davon, daß ohnehin nur das Ventil gesteuert werden kann, das gerade über den Antriebsnocken 4 betätigt wird. Dadurch, daß beispielsweise durch das Magnetventil 39 die zum Motorventil I und IV führende Steuerleitung 29 gleichzeitig betätigt wird, gibt es keine Überschneidung mit den Ventilstößeln III und II, für die zu jenem Zeitpunkt das Magnetventil 40 gesperrt ist. Der jeweilige Zeitpunkt, ab dem die Steuerung einsetzen soll, also ab dem der Druckhub unterbrochen werden soll, hängt von der Überdeckung des Diagramms 38 mit einem der Diagramme 39 und 40 zusammen, wobei die Zeitpunkte über das elektronische Steuergerät in Abhängigkeit von Motorkenngrößen einstellbar sind.

Patentansprüche

1. Hydraulische Ventilsteuervorrichtung für Brennkraftmaschinen

- mit einem durch den Antriebsnocken einer Motornockenwelle über einen Ventilstößel axial angetriebenen Motorventil 5
- mit einem die wirksame Länge des Ventilstößels bestimmenden mit Hydrauliköl gefüllten Druckraum änderbaren Volumens, der einerseits durch einen vom Antriebsnocken betätigten Nockenkolben und andererseits durch einen auf den Ventilschaft wirkenden Ventilkolben begrenzt ist, 10
- mit einem über einen Druckkanal mit dem Druckraum verbindbaren und einen federbelasteten stirnseitig einen Speicherraum begrenzenden Speicherkolben aufweisenden Flüssigkeitsspeicher und 15
- mit Steuerung des Druckkanals in Abhängigkeit von Motorkenngrößen durch ein Steuerventil, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Flüssigkeitsspeicher mit Speicherkolben (21), Speicherfeder (22) und Speicherraum (25), in dem als Hohlkolben ausgebildeten Nockenkolben (13) angeordnet ist 20
- daß die Steuerung des Steuerventils (21 - 24) über hydraulische Mittel erfolgt, die radial zum Nockenkolben (13) zugeführt werden, und 25
- daß der Speicherraum (25) zwischen dem Kolbenboden (15) des Nockenkolbens (13) und dem des Speicherkolbens (21) vorhanden ist. 30 35

2. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 1, **gekennzeichnet durch** ein über ein Motorkenngrößen verarbeitendes elektronisches Steuergerät angesteuertes Magnetventil (39, 40) zur Steuerung des Druckkanals (32). 40

3. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**,

- daß der Speicherkolben (21) als bewegliches Ventilglied des Steuerventils die Verbindung zwischen dem Druckkanal (32) und dem Speicherraum (25) steuert, 45
- daß eine Steuerleitung (29) für Hydrauliköl unter bestimmtem Steuerdruck radial dem Nockenkolben (13) zugeführt in den Speicherraum (25) mündet, welche gegebenenfalls magnetventilgesteuert ist und 50
- daß die durch die Speicherfeder (22) am Speicherkolben (21) angreifende Federkraft kleiner ist als die durch den Steuerdruck am Speicherkolben (21) angreifende Steuerkraft geringer ist als die Betätigungs-

kraft des Speicherkolbens (21), die dann erzeugt wird, wenn die Stirnfläche des Speicherkolbens (21) durch den Arbeitsdruck vom Druckraum (25) her beaufschlagt wird, solange der Ventilstößel (5) durch den Antriebsnocken (4) in Öffnungsrichtung betätigt wird.

4. Ventilsteuervorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet,

- daß der Nockenkolben (13) radial geführt und axial verschiebbar in einer Führungsbohrung (14) des Gehäusekopfes (7) angeordnet und hülsenförmig ausgebildet ist, mit einem im mittleren Bereich vorhandenen Zwischenboden (15), in welchem der Druckkanal (32) und die Steuerleitung (29) verlaufen, 5
- daß in dem dem Antriebsnocken (4) zugewandten und durch eine Kappe (27) verschlossenen Hülsenabschnitt (19) der Speicherkolben (21) axial verschiebbar und radial dichtend angeordnet ist, welcher mit seiner der Speicherfeder (22) abgewandten Stirnseite gemeinsam mit dem Zwischenboden (15) den Speicherraum (25) begrenzt, 10
- daß einerseits an der Kappe (27) der Antriebsnocken (4) und andererseits die Speicherfeder (22) angreift, und 15
- daß in dem dem Motorventil (I, II) zugewandten Hülsenabschnitt (16) ebenfalls radial dichtend und axial verschiebbar mit dem Zwischenboden (15) den Druckraum (18) begrenzend der Ventilkolben (17) angeordnet ist. 20 25 30 35

5. Ventilsteuervorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß in der Steuerleitung (29) gegebenenfalls im Zwischenboden (15) ein zum Speicherraum (25) hin öffnendes Rückschlagventil (31) angeordnet ist. 40

6. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß in der den Nockenkolben (13) aufnehmenden Führungsbohrung (14) des Gehäusekopfes (7) eine Steuerringnut (28) vorhanden ist, die mit der Steuerleitung (29) verbunden ist. 45 50

7. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerringnut (28) über einen Entlastungskanal (33) mit dem Speicherraum (25) verbunden ist, und daß die Mündung des Entlastungskanals (33) durch die Begrenzung der Steuerringnut (28) gesteuert 55

nach Zurücklegen eines Vorhubes des Nockenkolbens (13) bei dessen Druckhub gesperrt wird, hingegen in der Ausgangslage des Nockenkolbens aufgesteuert ist.

8. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Speicherfederraum luftdicht verschlossen ist. 5
9. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Bereich um den Ventilsitz (24) des Speicherkolbens (21) eine Ringnut (26) in der Innenbohrung des Nockenkolbens (13) vorhanden ist, die durch den Speicherkolben (21) begrenzt ist und die durch den Druckkanal (32) mit dem Druckraum (18) verbunden ist. 10
15
10. Ventilsteuervorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine Flüssigkeitsquelle (34) für Hydrauliköl vorhanden ist, die über ein Drucksteuerventil (36) einen über die Steuerleitung (29) zuführbaren Steuerdruck erzeugt und daß durch ein Magnetventil (38) eine Rücklaufleitung (37) aufsteuerbar ist, durch die der Steuerdruck abbau- 20
25
11. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, der Steuerleitung (29) ein Magnetventil vorhanden ist, das bei Bedarf aufsteuerbar ist. 30
12. Ventilsteuervorrichtung für eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach Anspruch 10 oder 11, **dadurch gekennzeichnet**, zu jedem der Ventilsteuereinheiten (Ventilstößel 5) eine Steuerleitung (29) führt, und daß mehrere solche Steuerleitungen (29) jeweils nur von einem Magnetventil (39, 40) gesteuert werden. 35
40

Claims

1. Hydraulic valve control device for internal combustion engines 45
- with an engine valve which is axially driven via a cam follower by the driving cam of an engine camshaft
 - with a pressure chamber of variable volume, filled with hydraulic oil, which determines the effective length of the cam follower, which is restricted at one end by a cam piston actuated by a driving cam, and at the other end by a valve piston which acts on the valve stem 50
55
 - with a fluid reservoir which is connectable via a pressure channel with the pressure

chamber, and which has a spring loaded reservoir piston restricting a reservoir on the front face, and

- with valve control of the pressure channel dependent on engine characteristics, **characterised by the fact that** the fluid reservoir with reservoir piston (21), reservoir spring (22), and reservoir (25) is arranged in the cam piston (13) which is configured as a hollow piston
 - that the control valve (21 - 24) is controlled by hydraulic means which are fed radially to the cam piston (13), and
 - that the reservoir (25) is available between the piston floor (15) of the cam piston (13) and the reservoir piston (21).
2. Valve control device in accordance with claim 1, **characterised by** a solenoid (39,40) for the control of the pressure channel (32) this solenoid being driven via an electronic control unit which processes engine characteristics.
3. Valve control device in accordance with claim 1 or 2, **characterised by the fact that**
- the reservoir piston (21) as a moving valve part controls the connection between the pressure channel (32) and the reservoir (25),
 - a control line (29) for hydraulic oil, which is radially fed to the cam piston (13) under a definite control pressure, terminates in the reservoir (25) and which is solenoid controlled in the appropriate circumstances, and
 - that the spring force acting through the reservoir spring (22) on the reservoir piston (21) is smaller than the actuating force which acts through the control pressure on the reservoir piston (21) and which is generated when the front face of the reservoir piston (21) is loaded by working pressure from the pressure chamber (25) for as long as the cam follower (5) is actuated by the driving cam (4) in opening direction.
4. Valve control device in accordance with one of the preceding claims, **characterised by the fact that**
- the cam piston (13) is guided radially and arranged axially movable in a guide bore (14) of the cylinder head (7) and is of sleeve-type construction, with a division (15) present in the central area, in which the pressure channel (32) and the control line (29) are,
 - in the sleeve section (19), which faces the driving cam (4) and which is sealed by a cap (27), the reservoir piston (21) is arranged

- axially movable and radially sealing, which together with the intermediate division, restricts the reservoir (25) with its front face turned away from the reservoir spring (22),
- on the one side of the cap (27), the driving cam (4) and on the other side, the reservoir spring (22) engages, and
 - the valve piston (17) is arranged in the sleeve section (16) which faces the engine valve (I, II) and, radially sealing and axially moving with the intermediate division (15), restricts the pressure chamber (18).
5. Valve control device in accordance with one of the preceding claims, **characterised by the fact that** a non-return valve (31) which opens towards the reservoir (25) is arranged in the control line (29), in appropriate circumstances in the intermediate division (15).
6. Valve control device in accordance with one of the claims 3 to 5, **characterised by the fact that** a controlling annular groove (28) exists in the guide bore (14) of the housing head (7) which accepts the cam piston (13), which groove is connected with the control line (29).
7. Valve control device in accordance with claim 6, **characterised by the fact that** the control annular groove (28) is connected with the reservoir (25) via a relief channel (33) and that the termination of the relief channel (33) is blocked, controlled after a pre-stroke travel of the cam piston (13), by the restriction of the controlling annular groove (28), with the pressure stroke of the cam piston, whereas it is controlled to open in the starting position of the cam piston.
8. Valve control device in accordance with one of the claims 3 to 7, **characterised by the fact that** the reservoir spring space is sealed airtight.
9. Valve control device in accordance with one of the claims 3 to 8, **characterised by the fact that** there is an annular groove (26) in the area around the valve seat (24) of the reservoir piston (21) in the internal bore of the cam piston (13) which is restricted by the reservoir piston (21) and linked to the pressure chamber (18) by the pressure channel (32).
10. Valve control device in accordance with one of the preceding claims, **characterised by the fact that** a fluid source (34) for hydraulic oil is provided which generates a control pressure via a pressure control valve (36) which is fed via the control line (29) and that a return line (37) can be controlled to open through a solenoid (38), through

which the control pressure can be degraded.

11. Valve control device in accordance with claim 10, **characterised by the fact that** the control line (29) is provided with a solenoid which can be controlled to open as required.
12. Valve control device for a multi-cylinder internal combustion engine in accordance with claim 10 or 11, **characterised by the fact that** a control line (29) leads to each of the valve control units (cam follower 5) and that several such control lines (29) can be controlled by only one solenoid (39, 40) at any time.

Revendications

1. Dispositif de commande hydraulique de soupape pour moteur à combustion interne comprenant :
- une soupape de moteur entraînée axialement par l'intermédiaire d'une tige de soupape par les cames d'entraînement d'un arbre à cames du moteur,
 - une chambre de pression de volume variable remplie de liquide hydraulique et définissant la longueur active de la tige de piston, cette chambre étant délimitée, d'un côté, par un piston de came actionné par une came d'entraînement, et d'autre part, un piston de soupape agissant sur la tige de soupape,
 - un accumulateur à liquide susceptible d'être relié par un canal de pression à la chambre de pression et ayant un piston accumulateur délimitant une chambre d'accumulation et dont la face frontale est chargée par un ressort, et
 - une commande du canal de pression par une soupape de commande en fonction des caractéristiques du moteur,
- dispositif caractérisé en ce que :
- l'accumulateur de liquide avec le piston accumulateur (21), le ressort accumulateur (22) et la chambre d'accumulation (25) sont logés dans le piston de came (13) en forme de piston creux,
- la commande de la soupape de commande (21 - 24) se fait par des moyens hydrauliques qui conduisent radialement vers le piston de came (13) et
 - la chambre d'accumulation (25) se trouve entre le fond (15) du piston de came (13) et celui du piston accumulateur (21).
2. Dispositif de commande de soupape selon la revendication 1, caractérisé par une électrovanne (39, 40) commandant le canal de pression (32), cette électrovanne étant commandée par un dis-

positif électronique traitant les caractéristiques du moteur.

3. Dispositif de commande de soupape selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que :

- le piston accumulateur (21) commande, comme organe d'obturation mobile de la soupape de commande, la liaison entre le canal de pression et la chambre d'accumulation (25).
- une conduite de commande (29) de liquide hydraulique débouche dans la chambre d'accumulation (25) pour conduire radialement vers le piston de commande (13), sous une certaine pression de commande, le cas échéant par commande par électrovanne, et
- la force de ressort exercée par le ressort accumulateur (22) sur le piston accumulateur (21) est inférieure à la force de commande exercée par la pression de commande sur le piston accumulateur (21), elle-même inférieure à la force d'actionnement du piston accumulateur (21) créée lorsque la face frontale du piston accumulateur (21) est exposée à la pression régnant dans la chambre de pression (25), aussi longtemps que la tige de soupape (5) est actionnée dans le sens de l'ouverture par la came d'entraînement (4).

4. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que :

- le piston de came (13) guidé radialement et coulissant axialement dans un perçage de guidage (14) de la culasse (7), est en forme de douille avec un fond intermédiaire (15) dans la zone intermédiaire, fond dans lequel passent le canal de pression (32) et la conduite de pression (29),
- le segment de manchon (19) du piston accumulateur (21) tourné vers la came d'entraînement (4) et fermé par un couvercle (27), coulisse axialement en étant monté de manière étanche radialement, et par sa face frontale opposée au ressort accumulateur (22), il délimite la chambre accumulatrice (25) avec le fond intermédiaire (15),
- le ressort accumulateur (22) agissant, d'une part, sur le couvercle (27) de la came d'entraînement (4) et, d'autre part, sur le ressort accumulateur (22), et
- dans le segment de manchon (16) tourné vers la soupape (I, II) du moteur, se trouve le piston de soupape (17) coulissant axialement de façon étanche radialement et qui délimite la chambre de pression (18) avec le

fond intermédiaire (15).

5. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que, dans la ligne de commande (29), le cas échéant dans le fond intermédiaire (15), il est prévu une soupape anti-retour (31) s'ouvrant vers la chambre d'accumulation (25).

6. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications 3 à 5, caractérisé en ce que, dans le perçage de guidage (14) de la culasse (7) qui reçoit le piston de came (13), il est prévu une rainure annulaire de commande (28) qui est reliée à la conduite de commande (29).

7. Dispositif de commande de soupape selon la revendication 6, caractérisé en ce que la rainure de commande (28) est reliée à la chambre d'accumulation (25) et l'ouverture du canal de décharge (33) est fermée par la limite de la rainure de commande (28) commandée après que le piston de came (13) ait parcouru une course d'avancée pour sa course ou pression, cette ouverture étant commandée dans le sens de l'ouverture lorsque le piston de came est en position de sortie.

8. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications 3 à 7, caractérisé en ce que la chambre à ressort accumulatrice est fermée de manière étanche à l'air.

9. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications 3 à 8, caractérisé par une rainure annulaire (26) réalisée dans l'alésage du piston de came (13), dans la zone qui entoure le siège de soupape (24) du piston accumulateur (21), cette rainure étant délimitée par le piston accumulateur (21) et reliée à la commande de pression (18) par le canal de pression (32).

10. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par une source de liquide (34) pour le liquide hydraulique, cette source créant une pression de commande qui est fournie par une conduite de commande (29) et une soupape de commande de pression (36), une électrovanne (38) commandant l'ouverture de la conduite de retour (37) pour faire chuter la pression de commande.

11. Dispositif de commande de soupape selon la revendication 10, caractérisé par une électrovanne dans la conduite de commande (29) qui peut être commandée à l'ouverture en cas de besoin.

12. Dispositif de commande de soupape pour un moteur à combustion interne à plusieurs cylindres

selon la revendication 10 ou 11, caractérisé en ce qu'une conduite de commande (29) est reliée à chaque unité de commande de soupape (tige de soupape 5) et plusieurs telles conduites de commande (29) ne sont à chaque fois commandées que par une électrovanne (39, 40).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

10

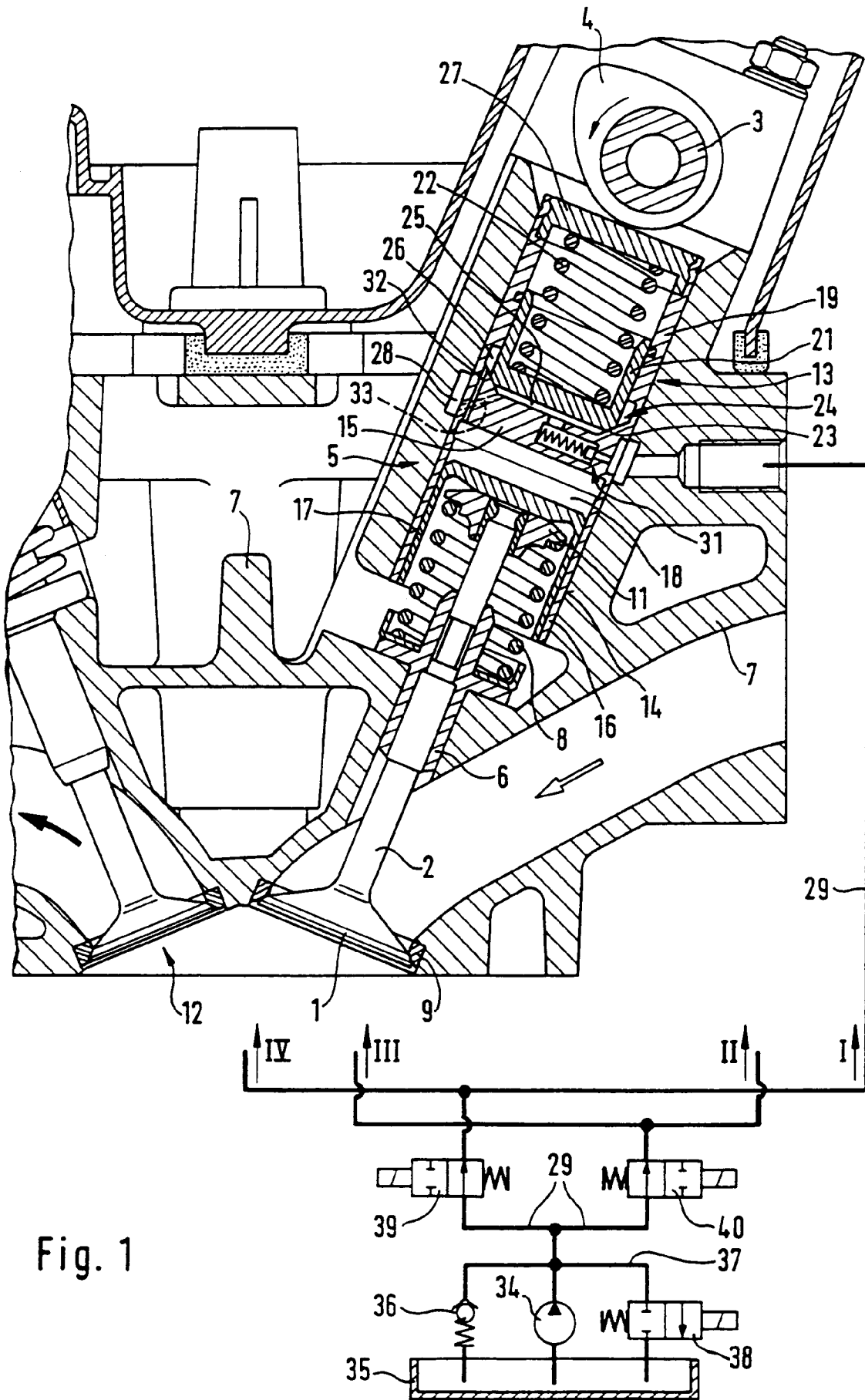


Fig. 1

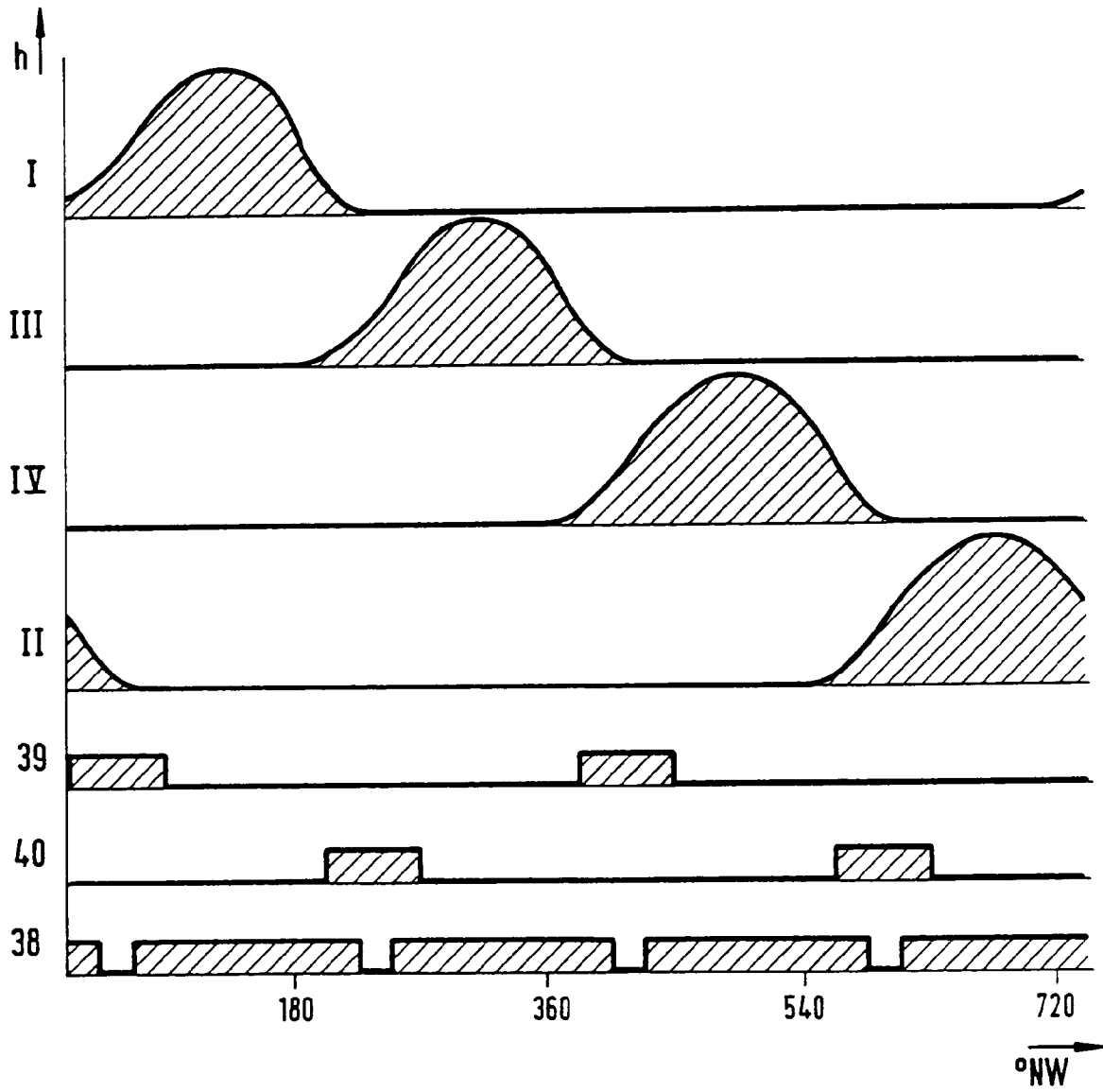


Fig. 2