

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 341 440 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **20.01.93**

(51) Int. Cl.⁵: **F01L 9/02, F01L 31/22**

(21) Anmeldenummer: **89106472.7**

(22) Anmeldetag: **12.04.89**

(54) **Ventilsteuervorrichtung mit Magnetventil für Brennkraftmaschinen.**

(30) Priorität: **07.05.88 DE 3815668**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.11.89 Patentblatt 89/46

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
20.01.93 Patentblatt 93/03

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 196 438
EP-A- 0 196 441
DE-A- 3 048 887
DE-A- 3 604 233

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

(72) Erfinder: **Rembold, Helmut**
Oehringer Strasse 27
W-7000 Stuttgart 40(DE)

EP 0 341 440 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 aus von einer Ventilsteuervorrichtung zum Steuern der Schließ- und Öffnungszeit eines von einem Ventilsteuernocken einer Nockenwelle über einen axial verschiebbaren Ventilstößel betätigten Motorventils einer Brennkraftmaschine nach der Gattung des Hauptanspruchs.

Bei einer durch die DE-A 35 32 549 und die EP-A 196 441 bekannten Ventilsteuervorrichtung dieser Art steuert ein elektromagnetisches Steuerventil den Zu- und Abfluß des Druckmittels zwischen der Hubübertragungskammer und dem Rücklaufspeicher. Das Steuerventil ist in der Druckmittelleitung angeordnet, die die Hubübertragungskammer mit dem Rücklaufspeicher verbindet. Durch Öffnen des Magnetventils wird die Druckmittelleitung freigegeben und das Druckmittel strömt unter der Wirkung des auf die Hubübertragungskammer einerseits drückenden Ventilsteuernockens und andererseits drückenden Ventilstößels aus der Hubübertragungskammer in den Rücklaufspeicher, wodurch sich die axiale Ausdehnung der Hubübertragungskammer verkleinert. Trotz weiterer Hubbewegung des Ventilsteuernockens in Richtung Ventilöffnung kann sich damit der Ventilstößel unter der Wirkung der Ventilschließfeder in Richtung auf den Ventilsteuernocken zubewegen und dadurch das Ventil schließen. Je nach Festlegung des Schließzeitpunktes kann somit die in den Zylinder angesaugte Kraftstoffgemischmenge an den unterschiedlichen Bedarf bei verschiedenen Betriebszuständen angepaßt werden. Sobald die Druckwirkung des Ventilsteuernockens nachläßt, strömt das Druckmittel aus dem Rücklaufspeicher über eine an dem Magnetventil vorbeiführende Bypassleitung in die Hubübertragungskammer zurück, um die Ausgangssituation für die nächste Ventiloffenphase wiederherzustellen. Dabei ist es wichtig, daß dies auch bei hohen Motor- und damit Nockenwellendrehzahlen möglichst verzögerungsfrei geschieht, da die Ventilöffnungszeiten die Kraftstoffgemischzumessung bestimmen und diese Menge dem jeweiligen Bedarf genau angepaßt sein sollte, um eine möglichst vollständige Verbrennung mit geringer Schadstoffentwicklung zu erreichen. Die Verzögerung ist umso geringer je kürzer der Weg zwischen Speicher und Hubübertragungskammer ist. Bei der genannten bekannten Ventilsteuervorrichtung befindet sich der Rücklaufspeicher in relativ großer Entfernung von der Hubübertragungskammer im Anschluß an das Magnetsteuerventil am Ende der Druckmittelleitung im Zylinderkopf. Außer den relativ weiten Wegen, die das Druckmittel zwischen der Hubübertragungskammer und dem Speicher Zurücklegen muß, ist auch der Platzbedarf des Rücklaufspeichers und der Fertigungsaufwand

am Zylinderkopf des Motors von Nachteil.

Vorteile der Erfindung

Das erfindungsgemäße Magnetsteuerventil mit den Merkmalen der Patentansprüche 1 und 4 hat demgegenüber den Vorteil, daß der von der Steuerflüssigkeit zwischen Hubübertragungskammer und Rücklaufspeicher zurückzulegende Weg deutlich kürzer ist und dadurch die Wiedereinstellung des Ausgangszustandes schneller erfolgt. Gleichzeitig wird durch die Verwendung des erfindungsgemäßen Magnetsteuerventils der Fertigungsaufwand für den Zylinderkopf und der Platzbedarf der gesamten Ventilsteuervorrichtung dadurch verringert, daß der Rücklaufspeicher in das Magnetventil integriert ist und als eigenes Bauteil wegfällt.

Dabei ist entweder nach Patentanspruch 1 das Ventilglied des Magnetventils zusätzlich nach Anlage an einen den Öffnungshub des Ventilglieds bestimmenden Anschlag zusammen mit diesem Anschlag gegen die Kraft einer zweiten Feder als bewegliche Wand des Flüssigkeitsspeicher verschiebbar oder es ist nach Patentanspruch 4 das Ventilglied als Hohlzylinder ausgebildet, mit einem im Ventilglied radial dicht geführten und axial verschiebbaren Speicherkolben, der durch die aus der Hubübertragungskammer in den Speicherraum strömende Flüssigkeit beaufschlagt ist, wodurch sich ein besonders einfacher und ebenso günstiger konstruktiver Aufbau des Steuerventils ergibt. Der Magnetanker und das Ventilglied benötigen einen weit geringeren Bewegungsspielraum. Der Magnetanker ist dadurch leichter zu führen. Die Außenmaße des Steuerventils können verringert werden.

Eine vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung ergibt sich dadurch, daß durch eine Drosselbohrung im Ventilglied ein Druckausgleich zwischen dem Speicherraum und dem Magnetankerraum bewirkt wird, was zu demselben Druck beidseits des Ventilglieds und dadurch zu einer Verringerung der der Schließbewegung entgegenwirkenden Kraft führt. Der Druckausgleich über die Drosselbohrung zwischen Speicherraum und Magnetankerraum verringert die zum Schließen des Magnetventils notwendige Kraft; dies wirkt sich günstig auf die Auslegung des Elektromagneten aus.

Zeichnung

Die erfindungsgemäße Ventilsteuervorrichtung ist in der Zeichnung dargestellt und im folgenden näher beschrieben. Es zeigen Figur 1 einen Längsschnitt durch die Ventilsteuervorrichtung mit erfindungsgemäßem, ungeschnittenem Magnetsteuerventil, in vereinfachter Darstellung, Figur 2 das Magnetventil im Längsschnitt, Figur 3 eine Variante des Magnetsteuerventils in gleicher Darstellung

und Figur 4 eine weitere Variante des Magnetventils, in gleicher Darstellung.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Die in Figur 1 dargestellte Ventilsteuervorrichtung für ein Ein- oder Auslaßventil 10 einer Brennkraftmaschine, ist zwischen einem ein Ventilglied 11 tragenden Ventilstößel 12 und einem mit einer Nockenwelle 13 umlaufenden Ventilsteuernocken 14 angeordnet. Der Ventilstößel 12 ist in einem Ventilgehäuse 15 axial verschiebbar geführt und liegt mit dem Ventilglied 11 unter der Wirkung zweier Ventilschließfedern 16, 17 auf einem Ventil Sitz 18 im Ventilgehäuse 15 auf, der eine Ventilein- bzw. Auslaßöffnung 19 umgibt.

Die Ventilsteuervorrichtung weist ein auf das Ventilgehäuse 15 aufgesetztes Gehäuse 20 auf, in welchem eine Gehäusekammer 21 so eingebracht ist, daß sie mit einer die koaxialen Ventilschließfedern 16, 17 umschließenden Federkammer 22 im Ventilgehäuse 15 im wesentlichen fluchtet. In die Gehäusekammer 21 ist von unten her ein Gehäuseblock 23 eingeschoben, der eine zentrale, axial durchgehende Gehäusebohrung 24 aufweist. In der Gehäusebohrung 24 ist ein mit dem Ventilstößel 12 verbundener Ventilkolben 25 und ein darüber angeordneter Kolbenteil 26 eines Nockenkolbens 27 axial verschiebbar. Der Nockenkolben 27 wird von einer am Gehäuseblock 23 sich abstützenden Rückstellfeder 28 an den Ventilsteuernocken 14 angepreßt. Der Kolbenteil 26 ist entweder mit dem tassenförmigen Nockenkolben 27 fest verbunden oder wird wie hier über die gleiche Rückstellfeder 28 formschlüssig an dem Nockenkolben 27 gehalten.

Der Ventilkolben 25 und der Kolbenteil 26 begrenzen eine mit einem Druckmittel, hier Öl, gefüllte Hubübertragungskammer 29, deren zwischen Nockenkolben 27 und Ventilkolben 25 wirksame axiale Länge durch Relativbewegung der Kolben zueinander verändert werden kann. Die Hubübertragungskammer 29 steht über eine Leitung 30 einerseits mit einem Magnetsteuerventil 31 und andererseits mit einem Vorratsbehälter 32 in Verbindung, wobei zwischen Leitung 30 und Vorratsbehälter 32 ein Rückschlagventil 33 und eine Förderpumpe 34 eingeschaltet sind. Über die Leitung 30 kann das in der Hubübertragungskammer 29 vorhandene Ölvolumen in einen Federspeicher des Magnetsteuerventils 31 und wieder zurück geschoben werden. Leckverluste im Ölvolumen werden über die Förderpumpe 34 und das Rückschlagventil 33 aus dem Vorratsbehälter 32 ersetzt. Das Magnetventil 31 steuert das Ölvolumen und damit die axiale Ausdehnung der Hubübertragungskammer 29.

Das in Fig. 2 im Längsschnitt dargestellte Ma-

gnetsteuerventil 31 ist mit seinem Ventileinlaß 35 mit dem mit der Hubübertragungskammer 29 verbundenen Abschnitt der Leitung 30 verbunden. Der Ventileinlaß 35 ist mit einem Speicherraum 36 über eine Durchflußöffnung 37 verbunden, deren Durchgang von einem Ventilglied 38 gesteuert wird. Das Ventilglied 38 ist mit einem Anker 39 eines Elektromagneten 40 verbunden und in einer Axialbohrung 41 im Steuerventilgehäuse 42 verschiebbar geführt. Der Speicherraum 36 für das Druckmittel wird durch das Ventilglied 38 und das Ventilgehäuse 42 begrenzt. Auf der Seite der Durchflußöffnung 37 ist zwischen dem Ventilglied 38 und dem Ventilgehäuse 42 eine erste Feder 43 vorhanden, die sich einerseits am Ventilgehäuse 42 abstützt und andererseits an einer Anschlägscheibe 44, die über einen gehäusefesten Anschlagbolzen 45 fixiert ist. Bei nicht erregtem Elektromagneten 40 wird das Ventilglied 38 durch die erste Feder 43 gegen eine zweite Anschlägscheibe 46 gedrückt, die wiederum durch eine zweite Feder 47 an einem gehäusefesten Anschlagbolzen 48 fixiert ist. Durch die erste Feder 43 wird das Ventilglied 38 bei nicht erregtem Elektromagneten 40 in Ventilloffenstellung gehalten. Der Magnetankerraum 49 ist über eine Bohrung 50 im Steuerventilgehäuse 42 mit dem nicht dargestellten Kurbelgehäuse verbunden. Der Speicherraum 36 ist über eine Drosselbohrung 51 und ein zum Kurbelgehäuse hin öffnendes Druckhalteventil 52 ebenfalls mit dem Kurbelgehäuse verbunden.

Die beschriebene Ventilsteuervorrichtung mit dem Magnetsteuerventil mit integriertem Speicher arbeitet wie folgt:

Nach Erregen des Elektromagneten 40 wird zuerst das Ventilglied 38 auf den Ventilsitz 53 gepresst, wodurch die Durchflußöffnung 37 verschlossen wird. Die Hubübertragungskammer 29 ist dadurch abgesperrt und die Hubbewegung des Nockenkolbens 27 wird in vollem Umfang auf den Ventilkolben 25 und damit das Einlaßventil 10 übertragen, die damit den gleichen Hubweg zurücklegen wie der Nockenkolben 27. Kraftstoffgemisch strömt in den nicht dargestellten Zylinder des Verbrennungsmotors ein. Der Schließvorgang des Einlaßventils 10 wird entsprechend der gewünschten Kraftstoffgemischfüllmenge durch Abschalten des Magneten eingeleitet. Mit Abschalten des Erregerstroms öffnet das Magnetsteuerventil 31, da das Ventilglied 38 durch die Rückstellfeder 43 gegen die Anschlägscheibe 46 in ihre Offenstellung gedrückt wird. Unter der Wirkung der beiden Ventilschließfedern 16, 17 des Einlaßventils 10 kann sich nun der Ventilkolben 25 unter Ausschleichen von Öl aus der Hubübertragungskammer 29 über die Durchflußöffnung 37 im Magnetsteuerventil 31 in den Speicherraum 36 nach oben bewegen. Das Ventilglied 11 des Motorventils gelangt auf den Ventilsitz, und das Einlaßventil 10 ist geschlossen.

Die aus der Hubübertragungskammer 29 gedrückte Ölmenge fließt in den Speicherraum 36 und bewegt das Ventilglied 38 unter Überdrücken der Feder 47 nach oben. Dadurch vergrößert sich gleichzeitig der Strömungsquerschnitt der Durchflußöffnung 37, wodurch ein schnelles Abfließen des Öls aus der Hubübertragungskammer 29 und damit schnelles Schließen des Einlaßventils 10 begünstigt wird. Die Kraft der Federn 16 und 17 ist größer als die der Feder 47, deren Kraft wiederum größer ist als die der Feder 43.

Beginnt nach entsprechender Drehung des Ventilsteuernockens 14 der Nockenkolben 27 sich wieder nach oben in Richtung auf seine in Fig. 1 dargestellte Lage zu bewegen, so strömt das Öl unter der Wirkung der Feder 47 aus dem Speicherraum 36 über die geöffnete Durchflußöffnung 37 in die sich wieder ausdehnende Hubübertragungskammer 29 zurück. Für den Druckausgleich im Magnetankerraum 49 während der Bewegung des Ventilglieds 38 ist vorteilhafterweise eine Verbindung vom Magnetankerraum 49 über eine Bohrung im Magnetventilgehäuse 50 zum Kurbelgehäuse vorgesehen. Der Speicherraum 36 ist über eine Drosselbohrung 51 und ein Druckhalteventil 52 ebenfalls mit dem Kurbelgehäuse verbunden, um sicherzustellen, daß der statische Druck im Speicherraum 36 nicht zu groß wird und sicheres Schließen des Magnetventils gewährleistet ist. Im dynamischen Betrieb ist primär die Drossel 51 wirksam, so daß die Speicherverluste gering bleiben.

Bei der in Fig. 3 dargestellten Variante des Magnetsteuerventils 31 ist anstelle der Drosselbohrung 51 eine Drosselbohrung 51a vorgesehen, die den Speicherraum 36 mit dem Magnetankerraum 49 verbindet und dadurch den Ausgleich des statischen Drucks beidseits des Ventilglieds 38 bewirkt. Zum schnellen Be- und Entlüften ist der Magnetankerraum 49 zum einen über ein zum Kurbelgehäuse hin öffnendes Druckhalteventil 54, zum anderen über ein zum Magnetankerraum hin öffnendes Rückschlagventil 55 mit dem Kurbelgehäuse verbunden. Der Druckausgleich zwischen Speicherraum 36 und Magnetankerraum 49 verringert die beim Schließen des Magnetsteuerventils wirkende Gegenkraft.

In Fig. 4 ist eine weitere Variante des Magnetsteuerventils 31 dargestellt, bei der nicht das Ventilglied 38 selbst als Speicherkolben dient, sondern ein separater Speicherkolben 56 formschlüssig im Innern des Ventilglieds 38' axial verschiebbar eingepaßt ist. Das Ventilglied 38' wird bei nicht erregter Magnetspule 40 durch eine Rückstellfeder 57, die am Ventilglied 38' angreift und diese gegen das Steuerventilgehäuse 42 drückt, in Offenstellung gehalten. Der Speicherkolben 56 wird durch eine zweite Feder 58, die sich an der oberen Seite des

Ventilglieds 38' innen abstützt, gegen einen Anschlag 59 am unteren Ende des Ventilglieds 38' gedrückt. Das Ventilglied 38' weist an seiner zur Durchflußöffnung 37 hin gelegenen Stirnseite eine Ausnehmung 60 auf, durch die der Öldruck des von der Hubübertragungskammer 29 einströmenden Öls auf den Speicherkolben 56 wirken kann. Dieser weicht unter Überdrücken der Feder 58 nach oben aus. Nach entsprechender Drehung des Ventilsteuernockens 14 drückt die Feder 58 den Speicherkolben 56 wieder nach unten und presst damit das Öl durch die Durchflußöffnung 37 und die Leitung 30 zurück in die Hubübertragungskammer 29. Auch bei dieser Variante können die vorgeschriebenen Maßnahmen zum Druckausgleich zwischen Speicherraum 36 und Magnetankerraum 49 bzw. Federraum 61 vorgenommen werden. Das Ventilglied 38' und das Steuerventilgehäuse 42 weisen vorteilhafterweise an ihrem jeweiligen oberen Ende Ausnehmungen 62 bzw. 63 auf, die eine Verbindung zwischen Federraum 61 und dem Kurbelgehäuse herstellen. Dadurch wird die der Speicherkolbenbewegung entgegenwirkende Kraft verringert und der Steuerungsvorgang beschleunigt. Eine weitere Variante ergibt sich, wenn sich die Feder 58 nicht am Ventilglied 38', sondern am Steuerventilgehäuse 42 abstützt. Dazu müssen lediglich die Federkräfte so bemessen sein, daß bei nicht erregtem Elektromagneten das Ventilglied 38' in Offenstellung gehalten und der Speicherkolben 56 gleichzeitig gegen den Anschlag 59 gedrückt wird.

Patentansprüche

1. Ventilsteuervorrichtung zum Steuern der Schließ- und Öffnungszeit eines von einem Ventilsteuernocken (14) einer Nockenwelle (13) über einen axial verschiebbaren Ventilstößel (12) betätigten Ventils (10) einer Brennkraftmaschine mit einer zwischen dem Ventilsteuernocken (14) und dem Ventilstößel (12) angeordneten, flüssigkeitsgefüllten Hubübertragungskammer (29), die zur Änderung ihrer zwischen Ventilsteuernocken (14) und Ventilstößel (12) wirksamen Axialausdehnung einen durch ein Magnetventil (31) steuerbaren Kanal (30) zum Ablassen und Zuführen von Flüssigkeit aufweist, der anderen Endes in einen eine bewegliche Wand (38) aufweisenden Flüssigkeitsspeicher mündet, wobei das Magnetventil einen Elektromagneten (40) und ein Ventilglied (38) aufweist, das bei erregtem Elektromagneten gegen die Kraft einer Feder (43) in stirnseitiger Anlage an einem den Kanal (30) begrenzenden Ventilsitz (53) gebracht wird und das Ventilglied bei nicht erregtem Elektromagneten unter Einwirkung der Feder (43) an einen An-

schlag (46) bewegt wird, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilglied (39) des Magnetventils (31) zugleich als bewegliche Wand des Flüssigkeitsspeichers dient, indem es über eine die Durchflußöffnung (37) des Kanals freigebende Stellung hinaus dadurch verstellbar ist, daß der Anschlag (46) nachgiebig ausgebildet und von einer zweiten, in Schließrichtung wirkenden und sich am Steuerventilgehäuse (42) abstützenden Feder (47) belastet ist, deren Kraftwirkung größer ist als die der ersten Feder, so daß das Ventilglied (38) bei Überdrücken der zweiten Feder (47) als Speicherkolben in Öffnungsrichtung ausweicht.

2. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zum Druckausgleich bei den Bewegungen des Ventilglieds (38) der Magnetankerraum (49) über eine Bohrung (50) in der Wand des Steuerventilgehäuses (42) mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist, und daß der Speicherraum (36) über eine Drosselbohrung (51) im Steuerventilgehäuse (42) und ein zum Kurbelgehäuse hin öffnendes Druckhalteventil (52) ebenfalls mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist, um zu verhindern, daß der Druck im Speicherraum (36) einen Maximalwert überschreitet.
3. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß über eine Drosselbohrung (51a) im Ventilglied (38) ein Druckausgleich zwischen Speicherraum (36) und Magnetankerraum (49) erzielt wird, und daß der Magnetankerraum (49) über ein zum Kurbelgehäuse hin öffnendes Druckhalteventil (54) und über einen zum Magnetankerraum (49) hin öffnendes Rückschlagventil (55) über entsprechende Leitungen mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist (Figur 3).
4. Ventilsteuervorrichtung zum Steuern der Schließ- und Öffnungszeit eines von einem Ventilsteuernocken (14) einer Nockenwelle (13) über einen axial verschiebbaren Ventilstößel (12) betätigten Ventils (10) einer Brennkraftmaschine mit einer zwischen dem Ventilsteuernocken (14) und dem Ventilstößel (12) angeordneten, flüssigkeitsgefüllten Hubübertragungskammer (29), die zur Änderung ihrer zwischen Ventilsteuernocken (14) und Ventilstößel (12) wirksamen Axialausdehnung einen durch ein Magnetventil (31) steuerbaren Kanal (30) zum Ablassen und Zuführen von Flüssigkeit aufweist, der anderen Endes in einen eine bewegliche Wand (38) aufweisenden Flüssigkeitsspeicher mündet, wobei das Magnetventil einen Elektromagneten (40) und ein Ventilglied

(38) aufweist, das bei erregtem Elektromagneten gegen die Kraft einer Feder (43) in stirnseitiger Anlage an einem den Kanal (30) begrenzenden Ventilsitz (53) gebracht wird und das Ventilglied bei nicht erregtem Elektromagneten unter Einwirkung der Feder (43) an einen Anschlag (46) bewegt wird, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilglied (39) des Magnetventils (31) zugleich als bewegliche Wand des Flüssigkeitsspeichers dient, wobei das Ventilglied (38') als Hohlzylinder ausgebildet ist, mit einem im Ventilglied (38') radial dicht geführten und axial verschiebbaren Speicherkolben (56), der durch die aus der Hubübertragungskammer (29) in den Speicherraum (36) strömende Flüssigkeit beaufschlagt ist (Figur 4).

5. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der obere Teil des Steuerventilgehäuses (42) den Anschlag (46') bildet.
6. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Speicherkolben (56) durch eine sich im Ventilglied (38') abstützende Feder (58) belastet ist, die den Speicherkolben (56) gegen einen am Ventilglied (38') angebrachten Anschlag (59) drückt.
7. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilglied (38') auf der Seite des Magnetankers (39) eine Ausnehmung (62) aufweist, durch die der Kolbenfederraum (61) über eine Ausnehmung (63) im Magnetventilgehäuse (42) mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist.
8. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Speicherraum (36) über eine Drosselbohrung (51) und ein zum Kurbelgehäuse hin öffnendes Druckhalteventil (52) mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist.
9. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß eine Drosselbohrung im Speicherkolben (56) vorgesehen ist, die einen Druckausgleich zwischen Speicherraum (36) und Kolbenfederraum (61) bewirkt, und daß der Kolbenfederraum (61) über ein zum Kurbelgehäuse hin öffnendes Druckhalteventil und ein zum Kolbenfederraum (61) hin öffnendes Rückschlagventil über entsprechende Leitungen mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist.

Claims

1. Valve control device for controlling the closing and opening time of a valve (10), which is actuated by a valve control cam (14) of a camshaft (13) via an axially displaceable valve tappet (12), of an internal combustion engine with a fluid-filled stroke transmission chamber (29) which is arranged between the valve control cam (14) and the valve tappet (12) and, for the purpose of changing its axial expansion effective between valve control cam (14) and valve tappet (12), has a channel (30) for discharging and feeding in fluid, which channel can be controlled by a solenoid valve (31) and opens at its other end into a fluid accumulator having a moveable wall (38), the solenoid valve having an electromagnet (40) and a valve element (38) which, when the electromagnet is excited, is moved counter to the force of a spring (43) so as to rest at the end side against a valve seat (53) which bounds the channel (30) and when the electromagnet is not excited the valve element is moved against a stop (46) under the effect of the spring (43), characterised in that the valve element (39) of the solenoid valve (31) serves at the same time as a moveable wall of the fluid accumulator in that it can be displaced beyond a position which clears the throughflow port (37) of the channel, in that the stop (46) is of pliant design and is loaded by a second spring (47) which acts in the closing direction and is supported on the control valve housing (42), the force effect of said spring being greater than that of the first spring so that the valve element (38) moves out in the opening direction as accumulator piston when the second spring (47) is subjected to excess pressure.

5

10

15

20

25

30

35
2. Valve control device according to Claim 1, characterised in that in order to compensate pressure in the case of movements of the valve element (38) the magnet armature space (49) is connected to the crank housing via a port (50) in the wall of the control valve housing (42), and in that the accumulator space (36) is also connected to the crank housing via a throttling port (51) in the control valve housing (42) and a pressure-maintaining valve (52) which opens towards the crank housing, in order to prevent the pressure in the accumulator space (36) exceeding a maximum value.

40

45

50
3. Valve control element according to Claim 1, characterised in that a pressure compensation between the accumulator space (36) and magnet armature space (49) is brought about via a throttling port (51a) in the valve element (38), and in that the magnet armature space (49) is

55
- connected via corresponding lines to the crank housing via a pressure-maintaining valve (54) which opens towards the crank housing and via a non-return valve (55) which opens towards the magnet armature space (49). (Figure 3).
4. Valve control device for controlling the closing and opening time of a valve (10), which is actuated by a valve control cam (14) of a camshaft (13) via an axially displaceable valve tappet (12), of an internal combustion engine with a fluid-filled stroke transmission chamber (29) which is arranged between the valve control cam (14) and the valve tappet (12) and, in order to change its axial expansion effective between valve control cam (14) and valve tappet (12), has a channel (30), which channel can be controlled by a solenoid valve (31) and opened at its other end into a fluid accumulator which has a moveable wall (38), the solenoid valve having an electromagnet (40) and a valve element (38) which when the electromagnet is excited is moved counter to the force of a spring (43) so as to rest with its end side against a valve seat (53) which bounds the channel (30) and when the electromagnet is not excited the valve element is moved against a stop (46) under the effect of the spring (43), characterised in that the valve element (39) of the solenoid valve (31) serves at the same time as a moveable wall of the fluid accumulator, the valve element (38') being constructed as a hollow cylinder, having an accumulator piston (56) which is guided in a radially sealed and axially displaceable manner in the valve element (38') and is loaded by the fluid flowing out of the stroke transmission chamber (29) into the accumulator space (36). (Figure 4).
5. Valve control device according to Claim 4, characterised in that the upper part of the control valve housing (42) forms the stop (46').
6. Valve control device according to Claim 4 or 5, characterised in that the accumulator piston (56) is loaded by a spring (58) which is supported in the valve element (38') and presses the accumulator piston (56) against a stop (59) attached to the valve element (38').
7. Valve control device according to one of Claims 4 to 6, characterised in that the valve element (38') has on the side of the magnet armature (39) a recess (62) by means of which the piston spring space (61) is connected to the crank housing via a recess (63) in the solenoid valve housing (42).

8. Valve control device according to one of Claims 4 to 7, characterised in that the accumulator space (36) is connected to the crank housing via a throttling port (51) and a pressure-maintaining valve (52) which opens towards the crank housing. 5
9. Valve control device according to one of Claims 4 to 7, characterised in that a throttling port is present in the accumulator piston (56) and brings about a pressure compensation between accumulator space (36) and piston spring space (61), and in that the piston spring space (61) is connected via corresponding lines to the crank housing via a pressure-maintaining valve which opens towards the crank housing and a non-return valve which opens towards the piston spring space (61). 10 15

Revendications 20

1. Dispositif de commande de soupape pour commander le temps d'ouverture et de fermeture d'une soupape (10), actionnée par une came de commande de soupape (14) d'un arbre à cames (13) par l'intermédiaire d'un poussoir (12) pouvant coulisser axialement, d'un moteur à combustion interne avec une chambre de transmission de course (29) disposée entre la came de commande de soupape (14) et le poussoir de soupape (12), remplie de liquide, qui présente pour modifier son expansion axiale efficace entre la came de commande de soupape (14) et le poussoir de soupape (12), un canal pouvant être commandé par une électrovanne (31) pour l'évacuation et l'alimentation de liquide, dont l'autre extrémité débouche dans un réservoir de liquide présentant une paroi mobile (38), l'électro-vanne présentant un électro-aimant (40) et un organe de soupape (38) qui, quand l'électro-vanne est excitée, est mis en appui du côté frontal, à l'encontre de la force d'un ressort (43) sur un siège de soupape (53) délimitant le canal (30) et l'organe de soupape quand l'électro-aimant n'est pas excité étant amené sur une butée (46) sous l'action du ressort (43), dispositif de commande de soupape caractérisé en ce que l'organe de soupape (39) de l'électro-vanne (31) sert en même temps de paroi mobile du réservoir de liquide, en pouvant être déplacé du-delà d'une position libérant l'ouverture de passage (37) du canal, grâce au fait que la butée (46) est constituée de manière flexible et est comprimée par un deuxième ressort (47) agissant dans le sens de la fermeture et s'appuyant sur la boîte de soupape de commande (42), ressort dont la force est plus grande que 25 30 35 40 45 50 55
- celle du premier ressort, de telle sorte que l'organe de soupape (38) en cas de surpression du deuxième ressort (47), se déporte comme piston de réservoir dans le sens de l'ouverture.
2. Dispositif de commande de soupape selon la revendication 1, caractérisé en ce que pour égaliser la pression lors des mouvements de l'organe de soupape (38), la chambre de l'armature de l'électro-aimant (49) est reliée par un alésage (50) dans la paroi de la cage de soupape de commande (42) au carter de vilebrequin et en ce que la chambre de réservoir (36) par un alésage d'étranglement (51) dans la cage de soupape de commande (42) et une soupape de maintien de la pression (52) ouvrant sur le carter de vilebrequin, sont également reliées au carter de vilebrequin, pour éviter que la pression dans la chambre de réservoir (36) ne dépasse une valeur maximale.
3. Dispositif de commande de soupape selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'on a par l'intermédiaire d'un alésage d'étranglement (51a) dans l'organe de soupape (38) un équilibrage de pression entre la chambre de réservoir (36) et la chambre de l'armature de l'électro-aimant (49), et en ce que la chambre de l'armature de l'électro-aimant (49) est reliée au carter de vilebrequin par l'intermédiaire d'une soupape de maintien de la pression (54) ouvrant sur le carter de vilebrequin et par l'intermédiaire d'un clapet de non retour (55) ouvrant sur la chambre de l'armature de l'électro-aimant (49) via des canalisations correspondantes (figure 3).
4. Dispositif de commande de soupape pour commander le temps d'ouverture et de fermeture d'une soupape (10), actionnée par une came de commande de soupape (14) d'un arbre à cames (13) par l'intermédiaire d'un poussoir (12) pouvant coulisser axialement, d'un moteur à combustion interne avec une chambre de transmission de course (29) disposée entre la came de commande de soupape (14) et le poussoir de soupape (12), remplie de liquide, qui présente pour modifier son expansion axiale efficace entre la came de commande de soupape (14) et le poussoir de soupape (12), un canal pouvant être commandé par une électro-vanne (31) pour l'évacuation et l'alimentation de liquide, dont l'autre extrémité débouche dans un réservoir de liquide présentant une paroi mobile (38), l'électro-vanne présentant un électro-aimant (40) et un organe de

soupape (38) qui, quand l'électro-vanne est excitée, est mis en appui du côté frontal, à l'encontre de la force d'un ressort (43) sur un siège de soupape (53) délimitant le canal (30) et l'organe de soupape quand l'électro-aimant n'est pas excité étant amené sur une butée (46) sous l'action du ressort (43), dispositif de commande de soupape caractérisé en ce que l'organe de soupape (39) de l'électro-vanne (31) sert en même temps de paroi mobile du réservoir de liquide, l'organe de soupape (38') étant constitué comme un cylindre creux, avec un piston de réservoir (56) guidé radialement de façon étanche dans l'organe de soupape (38') et pouvant coulisser axialement, qui est actionné par le liquide s'écoulant à partir de la chambre de transmission de course (29) dans la chambre de réservoir (36) (figure 4).

5. Dispositif de commande de soupape selon la revendication 4, caractérisé en ce que la partie supérieure de la boîte à soupape de commande (42) forme la butée (46'). 20
6. Dispositif de commande selon la revendication 4 ou 5, caractérisé en ce que le piston de réservoir (56) est comprimé par un ressort (58) s'appuyant sur l'organe de soupape (38'), ressort qui comprime le piston de réservoir (56) contre une butée (59) disposée sur l'organe de soupape (38'). 25 30
7. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications 4 à 6, caractérisé en ce que l'organe de soupape (38') présente sur le côté de l'armature de l'électro-aimant (39), un évidement (62), à travers lequel la chambre de ressort de piston (61) est reliée par l'intermédiaire d'un évidement (63) dans la boîte d'électro-vanne (42) au carter de vilebrequin. 35 40
8. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications 4 à 7, caractérisé en ce que la chambre de réservoir (36) est reliée au carter de vilebrequin par l'intermédiaire d'un alésage d'étranglement (51) et une soupape de maintien de la pression (52) ouvrant sur le carter de vilebrequin. 45
9. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications 4 à 7, caractérisé en ce qu'un alésage d'étranglement est prévu dans le piston de réservoir (56), alésage qui provoque une égalisation de pression entre la chambre de réservoir (36) et la chambre de ressort de piston (61) et en ce que la chambre de ressort de piston (61) est reliée au carter de vilebrequin par l'intermédiaire d'une soupape 50 55

de maintien de la pression ouvrant sur le carter de vilebrequin et un clapet de non retour ouvrant sur la chambre de ressort de piston (61) par des canalisations correspondantes.

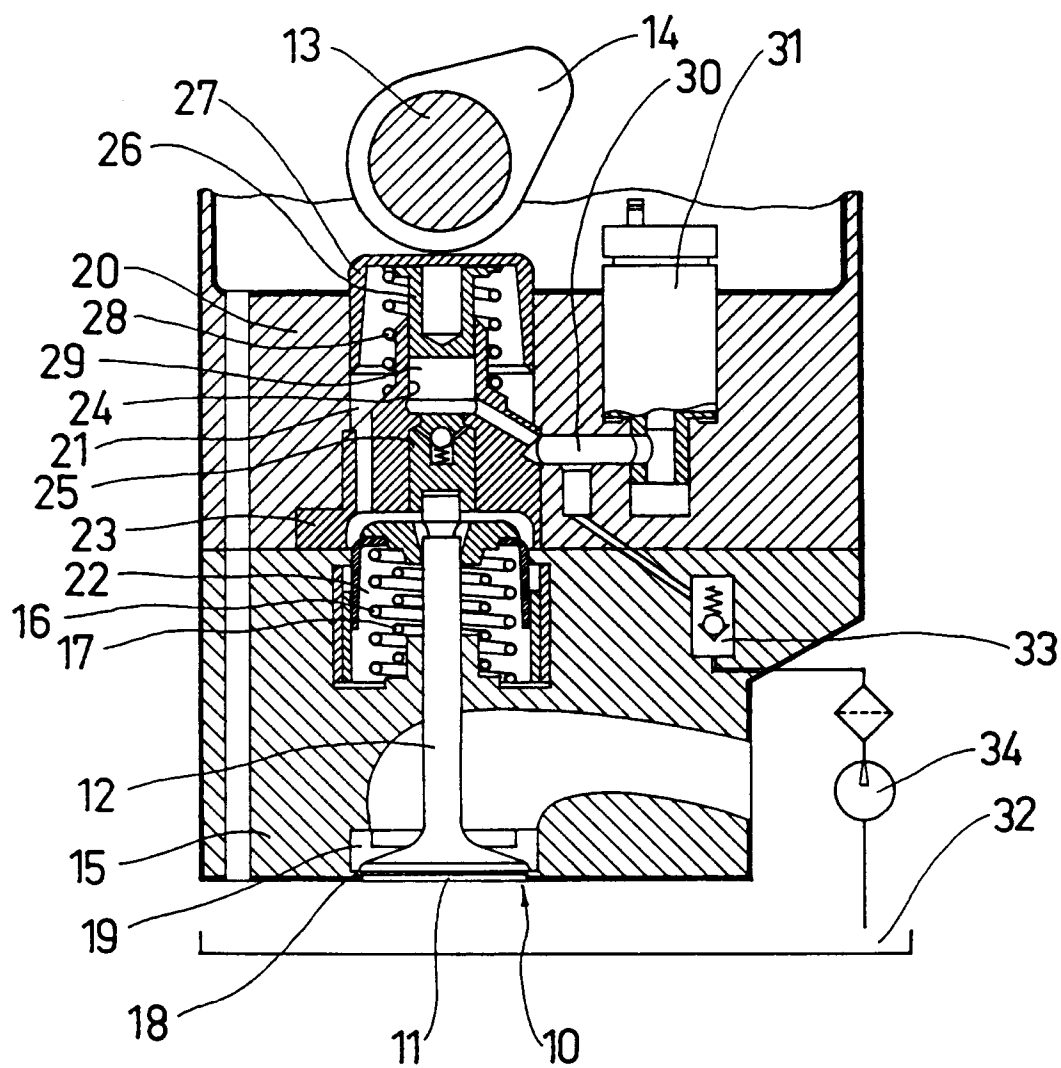


FIG. 1

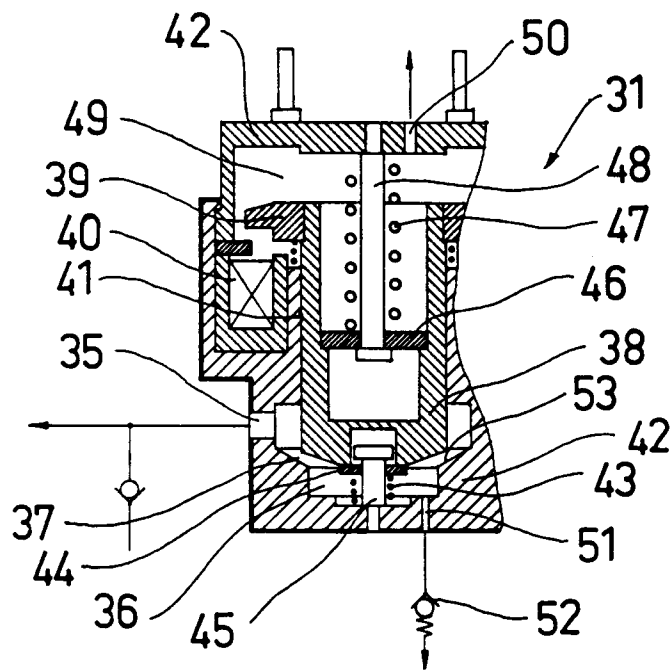


FIG. 2

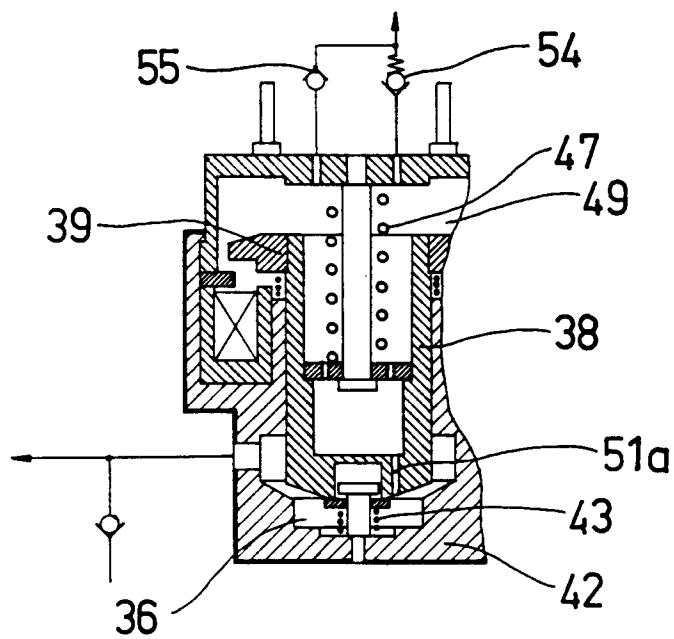


FIG. 3

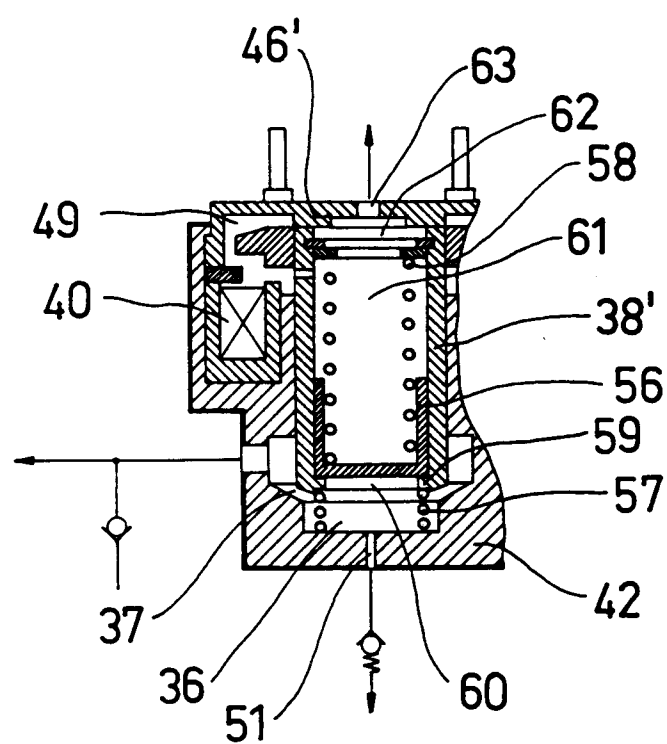


FIG. 4