



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:  
12.05.1999 Patentblatt 1999/19

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>: F01L 9/02

(21) Anmeldenummer: 98119578.7

(22) Anmeldetag: 16.10.1998

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
AL LT LV MK RO SI

(71) Anmelder:  
Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft  
80788 München (DE)

(72) Erfinder: Barth, Roland  
81476 München (DE)

(30) Priorität: 07.11.1997 DE 19749303  
25.11.1997 DE 19752053

(54) **Hydraulische Betätigungsvorrichtung für ein Brennkraftmaschinen-Gaswechselventil**

(57) Die Erfindung betrifft eine hydraulische Betätigungsvorrichtung für ein Brennkraftmaschinen-Gaswechselventil (1), auf welches ein in einem Zylinder (22) geführter Stößel (21) einwirkt, der zum Öffnen des Gaswechselventiles (1) gesteuert durch zumindest ein elektrisch betätigtes Hydraulik-Ventil mit von einer Hochdruckpumpe (12) über eine Zufuhrleitung (13) bereitgestelltem Hydraulikmedium beaufschlagt wird, und wobei mit einem späteren Schließen des Gaswechselventiles (3) dieses Hydraulikmedium aus der Stößel-Zylinder-Einheit (20) über eine Abfuhrleitung (15) abgeführt wird. Erfindungsgemäß ist sowohl in der Zufuhrleitung (13, 13') als auch in der Abfuhrleitung (15) ein als hydraulisches Sitzventil ausgebildetes Hydraulik-Ventil (14a, 14b) vorgesehen, wobei dasjenige in der Zufuhrleitung (13') stromlos geschlossen und dasjenige in der Abfuhrleitung (15) stromlos offen ist. Beschrieben ist ferner ein sog. Drucksteigerungsglied (38), welches unter Ausnutzung strömungsdynamischer Effekte eine quasi selbsttätige Erhöhung des Hydraulik-Systemdruckes stromauf der Stößel-Zylinder-Einheit (20) bewirkt. Insbesondere soll die Abstimmung des Drucksteigerungsgliedes (38) und der relevanten Leitungslängen im hydraulischen System so erfolgen, daß das an sich bekannte Wasserschlagprinzip nutzbar ist.

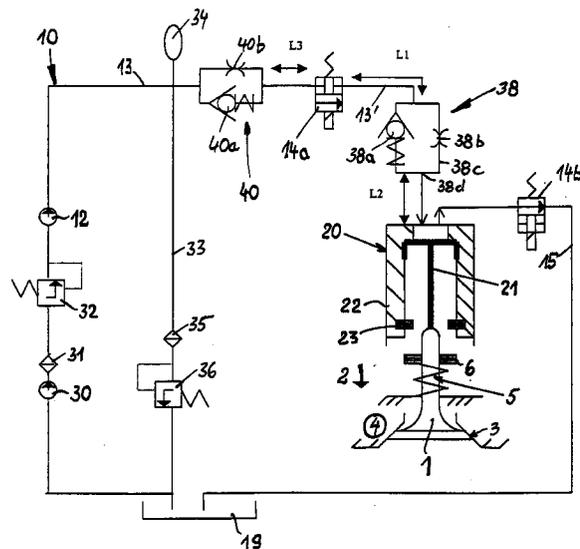


Fig. 4

## Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Betätigungs-  
vorrichtung für ein Brennkraftmaschinen-Gas-  
wechselventil, auf welches ein in einem Zylinder  
geführter Stößel einwirkt, der zum Öffnen des Gas-  
wechselventiles gesteuert durch zumindest ein elek-  
trisch betätigtes Hydraulik-Ventil mit von einer  
Hochdruckpumpe über eine Zufuhrleitung bereitgestell-  
tem Hydraulikmedium beaufschlagt wird, und wobei mit  
einem späteren Schließen des Gaswechselventiles dies-  
es Hydraulikmedium aus der Stößel-Zylinder-Einheit  
über eine Abfuhrleitung abgeführt wird. Zum techni-  
schen Umfeld wird beispielshalber auf die DE-OS 20 10  
291 verwiesen.

[0002] Grundsätzlich zeichnet sich eine hydraulische  
Betätigung der Gaswechselventile (Ladungswechsel-  
ventile) einer Brennkraftmaschine durch immense Vor-  
teile aus, nämlich insbesondere durch eine vollkommen  
variable Ansteuerungsmöglichkeit, so daß der Öff-  
nungszeitpunkt und der Schließzeitpunkt sowie bei kur-  
zen Öffnungszeiten ggf. der Ventilhub den jeweiligen  
Anforderungen entsprechend vollkommen frei gewählt  
werden können, ohne durch eine Nockenwelle oder dgl.  
in irgendeiner Weise festgelegt zu sein.

[0003] Jedoch muß eine hydraulische Ventil-Betäti-  
gungsvorrichtung insbesondere für eine schnelllaufende  
Brennkraftmaschine sehr kurze Ansprechzeiten besit-  
zen, nachdem es doch gilt, bei einer durchaus üblichen  
Brennkraftmaschinendrehzahl von 6000 U/min jedes  
Gaswechselventil 3000 mal pro Minute zu öffnen und zu  
schließen. Ein Hydraulik-Ventil, das die Beaufschla-  
gung eines das Gaswechselventil betätigenden Stößels  
mit Hydraulikmedium steuert, muß somit das unter  
Hochdruck anliegende Hydraulikmedium mit dieser Fre-  
quenz freigeben oder absperren. Das in der eingangs  
genannten Schritt gezeigte elektromechanische Schie-  
berventil ist hierzu jedoch nicht in der Lage.

[0004] Eine Abhilfemaßnahme für diese geschilderte  
Problematik aufzuzeigen, ist Aufgabe der vorliegenden  
Erfindung.

Die Lösung dieser Aufgabe ist dadurch gekennzeichnet,  
daß sowohl in der Zufuhrleitung als auch in der Abfuhr-  
leitung ein als hydraulisches Sitzventil ausgebildetes  
Hydraulik-Ventil vorgesehen ist, wobei dasjenige in der  
Zufuhrleitung stromlos geschlossen und dasjenige in der  
Abfuhrleitung stromlos offen ist. Vorteilhafte Aus-  
und Weiterbildungen sind Inhalt der Unteransprüche.

[0005] Erfindungsgemäß sind zwei Hydraulik-Ventile  
vorgesehen, die jeweils als einfache Auf-Zu-Ventile und  
somit als sog. hydraulische Sitzventile ausgebildet sind.  
Derartige einfache Ventile lassen sich extrem schnell in  
die jeweils andere Position bringen, da an die jeweilige  
Positionsgenauigkeit keine hohen Anforderungen  
gestellt werden. Dabei ist eine vollwertige Ansteuerung  
der hydraulischen Betätigungsvorrichtung erzielbar,  
wenn eines dieser beiden Ventile in der Zufuhrleitung,  
über welche dem Stößel das Hydraulikmedium unter

Druck zugeführt wird, und das andere in der Abfuhrlei-  
tung, über welche das Hydraulikmedium beispielsweise  
in einen Vorratsbehälter zurückgeführt wird, vorgese-  
hen ist.

5 [0006] Ist nun wie vorgeschlagen das in der Zufuhrlei-  
tung vorgesehene Sitzventil stromlos geschlossen und  
dasjenige in der Abfuhrleitung stromlos offen, so müs-  
sen für eine gewünschte Öffnungsbewegung des Gas-  
wechselventiles die beiden Hydraulik-Sitzventile  
10 bestromt werden. Soll das geöffnete Gaswechselventil  
offengehalten werden, so muß lediglich das in der  
Abfuhrleitung vorgesehene Hydraulik-Sitzventil  
bestromt werden und soll schließlich das Gaswechsel-  
ventil geschlossen werden, so kann die Bestromung  
15 beider Hydraulik-Ventile abgebrochen werden. Durch  
diese wenigen einfachen und insbesondere sehr  
schnellen Schaltvorgänge ist es möglich, das Gaswech-  
selventil wie gewünscht zu bewegen.

[0007] Die Rückbewegung des Gaswechselventiles in  
seine geschlossene Position kann dabei entweder  
durch eine übliche Ventilschließfeder initiiert werden,  
oder ebenfalls durch das von der Hochdruckpumpe  
bereitgestellte Hydraulikmedium, wie zwei der an späte-  
rer Stelle erläuterten bevorzugten Ausführungsbei-  
spiele der Erfindung zeigen.

[0008] Zunächst wird jedoch noch eine besonders  
vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung ausführlicher  
beschrieben. Es kann nämlich der Energiebedarf bzw. -  
aufwand einer bislang beschriebenen hydraulischen  
Ventil-Betätigungsvorrichtung unter gewissen Umstän-  
den relativ hoch sein, insbesondere wenn äußerst  
schnelle Öffnungsbewegungen des Gaswechselventiles  
erzeugt werden sollen, da hierfür ein relativ hoher  
Hydraulik-Systemdruck (bereitgestellt von der Hoch-  
druckpumpe) benötigt wird. Diesbezüglich sind Verbes-  
serungen möglich, wenn in einer sich an die bereits  
genannte Zufuhrleitung anschließenden Versorgungs-  
leitung stromab des die Zufuhr von Hydraulikmedium  
steuernden Hydraulikventiles ein Drucksteigerungsg-  
glied, bestehend aus einem Rückschlagventil und  
einem zu diesem parallel geschalteten Leitungsstück  
mit Drosselstelle, vorgesehen ist.

[0009] Dieses soeben genannte Drucksteigerungsg-  
glied bewirkt unter Ausnutzung strömungsdynamischer  
Effekte eine quasi selbsttätige Erhöhung des Hydraulik-  
Systemdruckes stromauf der Stößel-Zylinder-Einheit.  
Insbesondere kann dabei die Abstimmung des Druck-  
steigerungsgliedes und der relevanten Leitungslängen  
im hydraulischen System so erfolgen, daß das an sich  
bekannte Wasserschlagprinzip nutzbar ist. Dieses Was-  
serschlagprinzip (englischsprachig „water-hammer“  
genannt) ist dem Fachmann für Hydraulik bzw. Strö-  
mungsmechanik bekannt und ist inclusive der entspre-  
chenden Berechnungsformeln bspw. im Lehrbuch  
55 „Fluidmechanik“ von E. Truckenbrodt, erschienen im  
Springer-Verlag, 1980 auf den Seiten 55 ff. ausführlich  
beschrieben. Dieses Wasserschlagprinzip wird im übrigen  
auch bei der Auslegung von Kraftstoff-Hochdruck-

Einspritzanlagen bei Brennkraftmaschinen genutzt.

[0010] Neben dem Drucksteigerungsglied selbst ist dabei insbesondere die Länge desjenigen Leitungsabschnittes der Versorgungsleitung zu optimieren, der den Ausgang des Drucksteigerungsgliedes mit der Stößel-Zylinder-Einheit verbindet. Der Systemdruck im sog. Hochdruckbereich stromauf des Stößels kann durch in diesem Leitungsabschnitt gezielt hervorrufbare Druckstöße soweit gegenüber dem von der Hochdruckpumpe bereitgestellten Druck angehoben werden, daß eine gewünschte (hochbeschleunigte) Bewegung des Stößels und somit auch des Gaswechselventiles bereits bei reativ niedrigen von der Hochdruckpumpe bereitgestellten Druckwerten ausgelöst werden kann. Tatsächlich ist durch diese Druckstöße eine bis zu 10-fache Drucküberhöhung des Systemdruckes gegenüber dem von der Hochdruckpumpe bereitgestelltem Hydraulikdruck möglich. Daß hierdurch die Förderleistung der Hochdruckpumpe gegenüber einer hydraulischen Betätigungsvorrichtung ohne ein derartiges Drucksteigerungsglied gesenkt und somit der Energiebedarf einer erfindungsgemäßen hydraulischen Betätigungsvorrichtung reduziert werden kann, liegt auf der Hand.

[0011] Das Drucksteigerungsglied ist bevorzugt als sog. „poröse Wand“ ausgebildet, d.h. es besteht aus einem zur Stößel-Zylinder-Einheit hin öffnenden (und folglich in der Gegenrichtung sperrenden) Rückschlagventil, dem ein eine Drosselstelle aufweisendes Leitungsstück parallel geschaltet ist. Dieses Drucksteigerungsglied wirkt somit vorteilhafterweise gleichzeitig als Schwingungstilger für Sekundärschwingungen im den Stößel beaufschlagenden Abschnitt des Hydrauliksystems.

[0012] Im folgenden werden nun verschiedene bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der beigefügten Figurendarstellungen (Fig. 1 bis Fig.5) noch ausführlicher beschrieben. Dargestellt ist jeweils ein hydraulischer Schaltkreis mit einer lediglich prinzipiell dargestellten Stößel-Zylindereinheit, die auf das oder die abstrakt gezeigten Gaswechselventil(e) einer Brennkraftmaschine einwirkt. Dabei sind in sämtlichen Ausführungsbeispielen gleiche Bauteile mit gleichen Bezugsziffern bezeichnet, wobei noch darauf hingewiesen sei, daß sämtliche näher bezeichneten Elemente erfindungswesentlich sein können.

[0013] Das mit der Bezugsziffer 1 bezeichnete Gaswechselventil einer Brennkraftmaschine soll durch die gezeigte hydraulische Betätigungsvorrichtung geöffnet, d.h. ausgehend von der dargestellten Position gemäß Pfeilrichtung 2 von seinem Ventilsitz 3 im lediglich bruchstückhaft dargestellten Brennkraftmaschinen-Zylinderkopf 4 abgehoben werden, und anschließend daran gegen Pfeilrichtung 2 wieder geschlossen, d.h. in die gezeigte Position zurück gebracht werden, in welcher der Ventilteller des Gaswechselventiles 1 auf dem Ventilsitz 3 aufsitzt.

[0014] Für die Initiierung dieser Bewegungen des

Gaswechselventiles 1 ist die im folgenden beschriebene hydraulische Betätigungsvorrichtung vorgesehen, die neben einem in seiner Gesamtheit mit 10 bezeichneten Hydraulik-Schaltkreis eine in diesen eingebundene und auf das Gaswechselventil 1 entsprechend einwirkende Stößel-Zylinder-Einheit 20 aufweist.

[0015] Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 wird lediglich die Öffnungsbewegung des Gaswechselventiles 1 gemäß Pfeilrichtung 2 direkt von der hydraulischen Betätigungsvorrichtung initiiert, während die Schließbewegung des Gaswechselventiles 1 gegen Pfeilrichtung 2 - wie an von Nocken betätigten Gaswechsel-Ventiltrieben üblich - durch eine Ventilschließfeder 5 initiiert wird, die sich einerseits an einem am Schaft des Gaswechselventiles 1 befestigten Ventilteller 6 und andererseits am Brennkraftmaschinen-Zylinderkopf 4 wie gezeigt abstützt.

[0016] Bei den Ausführungsbeispielen nach den Fig. 2, 3, wird auch die Schließbewegung des Gaswechselventiles 1 durch die hydraulische Betätigungsvorrichtung initiiert, so daß hier keine Ventilschließfeder vorhanden ist. Die Ausführungsbeispiele nach den Figuren 4 und 5 enthalten schließlich das oben letztgenannte Drucksteigerungsglied.

[0017] Vom grundsätzlichen Aufbau her besteht jede Stößel-Zylinder-Einheit 20 aus einem auf den Schaft des Gaswechselventiles 1 einwirkenden Stößel 21, der innerhalb eines Zylinders 22 in bzw. gegen Pfeilrichtung 2 längsverschiebbar geführt ist. Wird in den Innenraum des Zylinders 22 über eine vom Hydraulik-Schaltkreis 10 abzweigende Stichleitung 11 Hydraulikmedium unter hohem Druck an geeigneter Stelle eingebracht, so überträgt sich dieser Druck auf die dem Gaswechselventil 1 abgewandte Stirnfläche 21a des Stößels 21, so daß letzterer gemäß Pfeilrichtung 2 nach unten bewegt wird. Nachdem sich an der dem Gaswechselventil 1 zugewandten Stirnfläche 21b des Stößels 21 das Gaswechselventil 1 mit seinem nicht näher bezeichneten Schaft abstützt, wird hierdurch selbstverständlich auch das Gaswechselventil 1 wie gewünscht bewegt.

[0018] Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 begrenzt ein Anschlag 23 den maximalen Verschiebeweg des Stößels 21 in besagter Pfeilrichtung 2, bei den Ausführungsbeispielen nach den Fig. 2, 3 trägt dieser Anschlag 23 eine den Zylinder 22 zum Gaswechselventil 1 hin abschließende Schließplatte 22a, so daß auch hierdurch der mögliche Verschiebeweg des Stößels 21 begrenzt ist.

[0019] Im später noch näher erläuterten Hydraulik-Schaltkreis 10 ist eine Hochdruckpumpe 12 vorgesehen, die Hydraulikmedium hohen Druckes bereitstellt. Über eine von der Hydraulikpumpe 12 wegführende Zufuhrleitung 13 kann dieses Hydraulikmedium zur Stichleitung 11 und somit zur Stößel-Zylinder-Einheit 20 gelangen, nachdem es ein Hydraulik-Ventil 14a passiert hat. Mit der später noch näher erläuterten Schließbewegung des Gaswechselventiles 1 wird das auf die Stirnfläche 21a des Stößels 21 einwirkende

Hydraulikmedium ebenfalls über die Stichleitung 11 abgeführt und gelangt wieder in den Hydraulik-Schaltkreis 10, in welchem es über eine Abfuhrleitung 15 letztendlich einem Hydraulik-Sammelbehälter 19 zugeführt wird. In der Abfuhrleitung 15 ist ein weiteres Hydraulikventil 14b vorgesehen.

**[0020]** Die beiden Hydraulikventile 14a, 14b sind als elektrisch betätigte, hydraulische Sitzventile ausgebildet, was weiter oben bereits ausführlicher erläutert wurde. Das in der Zufuhrleitung 13 vorgesehene Hydraulikventil 14a ist stromlos geschlossen (wie hier dargestellt), während das in der Abfuhrleitung 15 vorgesehene Hydraulikventil 14b (wie gezeigt) stromlos offen ist. Für eine gewünschte Öffnungsbewegung des Gaswechselventiles 1 gemäß Pfeilrichtung 2 müssen somit die beiden Hydraulikventile 14a, 14b bestromt werden, wodurch von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestelltes Hydraulikmedium über die Stichleitung 11 in die Stößel-Zylinder-Einheit 20 gelangen und den Stößel 21 und somit das Gaswechselventil 1 wie gewünscht verschieben kann.

**[0021]** Soll das Gaswechselventil 1 in seiner Offenposition gehalten werden, so kann die Bestromung des Hydraulikventiles 14a abgeschaltet werden, wodurch dieses seine Schließposition einnimmt. Durch Bestromung weiter in seiner Schließposition gehalten wird das Hydraulikventil 14b, sodaß weiterhin ausreichend hoher Hydraulikdruck an der Stirnseite 21a des Stößels 21 anliegt, um diesen in der das Gaswechselventil 1 offenhaltenden Position zu halten. Soll in einem nächsten Schritt das Gaswechselventil 1 gegen Pfeilrichtung 2 geschlossen werden, so muß das an der Stirnfläche 21a anliegende Hydraulikmedium aus der Stößel-Zylinder-Einheit 20 abgeführt werden und zwar wiederum über die Stichleitung 11 sowie über die dann durch Abschalten der Bestromung des Hydraulikventiles 14b frei gegebene Abfuhrleitung 15. Hierdurch wird der Hydraulikdruck an der Stirnseite 21a des Stößels 21 abgebaut.

**[0022]** Durch einfachste Schaltvorgänge kann somit die gewünschte Bewegung des Gaswechselventiles 1 initiiert werden, wobei darauf hingewiesen sei daß die als hydraulische Sitzventile ausgebildeten Hydraulikventile 14a, 14b sich durch äußerst kurze Ansprechzeiten auszeichnen.

**[0023]** Wie bereits erwähnt, wird beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 die Schließbewegung des Gaswechselventiles 1 durch die Ventilschließfeder 5 initiiert, sobald auf der Stirnfläche 21a des Stößels 21 kein Hydraulikdruck mehr anliegt. Um dabei ein zu abruptes Aufsetzen des Gaswechselventiles 1 mit seinem Ventilteller auf dem Ventilsitz 3 zu verhindern, ist in der Stößel-Zylinder-Einheit 20 ein sog. Endlagendämpfer vorgesehen, der im folgenden kurz beschrieben wird.

**[0024]** Wie ersichtlich ist der Stößel 21 stufenkolbenförmig ausgebildet und taucht gegen Ende der Schließbewegung mit seinem querschnittskleinere Stößel-Abschnitt 21c in einen diesem angepaßten Endab-

schnitt 22b des Zylinders 22 ein. Wie ebenfalls ersichtlich weist der Stößel 21 einen über ein Kugelrückschlagventil 24 mit dem Hydraulikmedium befüllbaren Hohlraum 21e auf, wobei im Auflagebereich der Ventilkugel des Kugelrückschlagventiles 24 zur Stirnseite 21a des querschnittsgrößeren Stößelabschnittes 21d führende Stichbohrungen 21f münden. Dabei liegt die Ventilkugel des Kugelrückschlagventiles 24 im Mündungsbereich eines im querschnittskleinere Stößelabschnitt 21c verlaufenden, einerseits mit der Stichleitung 11 und andererseits mit dem Hohlraum 21e verbundenen Zufuhrkanales 21g an. Hierfür stützt sich ein nicht näher bezeichnetes, die Ventilkugel des Kugelrückschlagventiles 24 gegen den Mündungsbereich des Zufuhrkanales 21g pressendes Federelement an einer den Hohlraum 21e zur Seite des Gaswechselventiles 1 hin abschließenden sog. Federauflage 21h ab.

**[0025]** Die Funktionsweise des beschriebenen Endlagendämpfers wird in der dargestellten Position des Stößels 21 (in sämtlichen Figuren 1 -3) deutlich ersichtlich. Sobald nämlich der querschnittskleinere Stößelabschnitt 21c in den Endabschnitt 22b des Zylinders 22 eingetaucht ist, wird das oberhalb der Stirnfläche 21a des querschnittsgrößeren Stößelabschnittes 21d befindliche Hydraulikmedium über die Stichbohrungen 21f verdrängt. Aus diesen Stichbohrungen 21f in den Zufuhrkanal 21g austreten kann das Hydraulikmedium jedoch nur, wenn nicht nur die Kraft des Federelementes des Kugelrückschlagventiles 24, sondern auch der im selbstverständlich auch mit Hydraulikmedium befüllten Hohlraum 21e herrschende Hydraulikdruck überwunden wird. Die damit verbundenen hohen Widerstände, die überwunden werden müssen, um den Stößel 21 und somit das Gaswechselventil 1 in seine Schließposition zu bewegen, führen dazu, daß die Schließbewegung gegen Ende erheblich abgebremst bzw. gedämpft wird.

**[0026]** Während - wie erwähnt - die Schließbewegung beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 durch die Ventilschließfeder 5 initiiert wird, wird bei den Ausführungsbeispielen nach den Fig. 2, 3 der von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestellte Hydraulikdruck zum Schließen des Gaswechselventiles 1 bzw. zum entsprechenden Verschieben des Stößels 21 gegen Pfeilrichtung 2 herangezogen. Bei beiden Ausführungsbeispielen ist durch die bereits erwähnte Schließplatte 22a im Zylinder 22 ein von dieser sowie von der dem Gaswechselventil 1 zugewandten Stirnfläche 21b des Stößels 21 begrenzter weiterer Hydraulikraum gebildet, dem über eine zweite Zufuhrleitung 16, die letztendlich von der ersten Zufuhrleitung 13 stromauf des Hydraulikventiles 14a abzweigt, Hydraulikmedium zugeführt wird.

**[0027]** Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 ist in der zweiten Zufuhrleitung 16 kein Hydraulikventil vorgesehen, was zur Folge hat, daß der von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestellte Hydraulikdruck stets in vollem Umfang an der Stirnfläche 21b des Stößels 21 anliegt. Nachdem jedoch sowohl bei diesem Ausführungsbei-

spiel gemäß Fig. 2 als auch beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 3 die bereits erwähnte Federauflage 21h wie ersichtlich kolbenförmig ausgebildet ist und die ebenfalls bereits erwähnte Schließplatte 22a durchdringt, ist die dem Hydraulikdruck ausgesetzte Stirnfläche 21b des Stößels 21 erheblich kleiner als die bei geöffnetem Hydraulikventil 14a ebenfalls diesem vollen Hydraulikdruck ausgesetzte Stirnfläche 21a des Stößels 21. Daher ist es trotz des an der Stirnfläche 21b anliegenden Hydraulikdruckes möglich, bei geöffnetem Hydraulikventil 14a den Stößel 21 durch den Hydraulikdruck gemäß Pfeilrichtung 2 zu verschieben.

**[0028]** Die sog. Federauflage 21h ist mit ihrem freien Ende fest mit dem Gaswechselventil 1 verbunden. Hierdurch wird dann, wenn das Hydraulikventil 14a geschlossen und das Hydraulikventil 14b geöffnet wird, beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 der Stößel 21 mit seiner Federauflage 21h und somit auch mit dem daran befestigten Gaswechselventil 1 durch den auf die Stirnfläche 21b einwirkenden Hydraulikdruck gegen Pfeilrichtung 2 nach oben verschoben und das Gaswechselventil 1 somit in seine Schließposition bewegt. Auch hierbei wirkt selbstverständlich wieder der bereits in Verbindung mit dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 beschriebene Endlagendämpfer.

**[0029]** Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 3 ist in der zweiten letztlich die Stirnfläche 21b des Stößels 21 mit Hydraulikdruck beaufschlagenden Zufuhrleitung 16 ein Hydraulikventil 17a vorgesehen. Vorgesehen ist ferner eine zweite Abfuhrleitung 18, über welche das Hydraulikmedium aus dem die Stirnfläche 21b des Stößels 21 mit Hydraulikdruck beaufschlagenden nicht näher bezeichneten zweiten Hydraulikraum letztendlich in den Hydrauliksammelbehälter 19 abgeführt werden kann. Diese zweite Abfuhrleitung 18 kann mittels eines Hydraulikventiles 17b geöffnet oder abgesperrt werden.

**[0030]** Hier ist es somit möglich, die Stirnfläche 21b des Stößels 21 nur dann mit dem von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestellten Hydraulikdruck zu beaufschlagen, wenn dies für eine Schließbewegung des Gaswechselventiles 1 gewünscht ist. Hierzu muß das Hydraulikventil 17a geöffnet und das Hydraulikventil 17b geschlossen sein. Wird anschließend auch das Hydraulikventil 17a geschlossen, so wird das Gaswechselventil 1 durch den an der Stirnfläche 21b anliegenden Hydraulikdruck in seiner Schließposition gehalten. Erst wenn das Hydraulikventil 17b geöffnet wird, kann der Stößel 21 nahezu widerstandslos gemäß Pfeilrichtung 2 bewegt und somit das Gaswechselventil 1 geöffnet werden, was selbstverständlich voraussetzt, daß auch das Hydraulikventil 14a geöffnet und das Hydraulikventil 14b geschlossen wird, was bereits in Verbindung mit dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 erläutert wurde.

**[0031]** Analog den Hydraulikventilen 14a, 14b sind die Hydraulikventile 17a, 17b wieder als elektrisch betätigte hydraulische Sitzventile ausgebildet, wobei das Hydraulikventil 17a wie gezeigt stromlos offen und das Hydraulik-

ventil 17b stromlos geschlossen ist. Somit sind die beiden Hydraulikventile 17a, 17b ebenso einfach und schnell ansteuerbar wie die Hydraulikventile 14a, 14b, was im Zusammenhang mit diesen bereits weiter oben erläutert wurde. Im übrigen mündet die zweite Abfuhrleitung 18 in der ersten Abfuhrleitung 15 und somit letztendlich auch wieder im Hydraulik-Sammelbehälter 19.

**[0032]** Zurückkommend auf den Hydraulik-Schaltkreis 10 wurde bereits die in diesem angeordnete Hochdruckpumpe 12 erwähnt. Bevorzugt kommt als Hydraulikmedium zur Betätigung des Gaswechselventiles 1 das Schmieröl der nicht gezeigten Brennkraftmaschine zum Einsatz. Beim Hydraulik-Sammelbehälter 19 handelt es sich somit um die Ölwanne der Brennkraftmaschine. Vorgesehen ist desweiteren somit eine übliche Brennkraftmaschinen-Schmierölpumpe 30, die hier als Vorförderpumpe für die Hochdruckpumpe 12 fungiert. Stromab eines auf der Druckseite der Schmierölpumpe 30 vorgesehenen Ölfilters 31 ist ein übliches Schmieröl-Druckregelventil 32 vorgesehen, stromab dessen sowie stromauf der Hochdruckpumpe 12 nicht gezeigte Zweigleitungen abzweigen, die zu den Schmierstellen der Brennkraftmaschine führen.

**[0033]** Ein Teilstrom des stromab des Schmieröl-Druckregelventiles 32 vorliegenden Schmieröles wird als Hydraulikmedium von der Hochdruckpumpe 12 angesaugt, welche im übrigen ebenso wie die Schmierölpumpe 30 mechanisch von der Brennkraftmaschine angetrieben sein kann, alternativ jedoch auch als elektrisch angetriebene Radialkolbenpumpe oder Axialkolbenpumpe ausgebildet sein kann. Druckseitig führt die bereits erwähnte Zufuhrleitung 13 zum Hydraulikventil 14a, stromauf dessen eine Zweigleitung 33 abzweigt, die einerseits einen Druckspeicher 34 entweder stetig oder wahlweise auch zuschaltbar in den Hydraulik-Schaltkreis 10 einbindet, und die andererseits auch die zweite Zufuhrleitung 16 bei den Ausführungsbeispielen nach den Fig. 2, 3 mit Hydraulikmedium versorgt. Stromab der Abzweigung dieser zweiten Zufuhrleitung 16 ist in der Zweigleitung 33 ein weiteres Filter 35 und stromab dessen ein Druckbegrenzungsventil 36 jeweils für den Hochdruckteil des Hydraulik-Schaltkreises 10, vorgesehen, wobei die Ableitung des Druckbegrenzungsventiles 36 wieder im Hydraulik-Sammelbehälter 19 mündet.

**[0034]** Die Temperatur des im Hydraulik-Schaltkreis 10 umgewälzten Hydraulikmediums kann in einem weiten Bereich variieren, insbesondere wenn als Hydraulikmedium das Schmieröl der Brennkraftmaschine zum Einsatz kommt. Dessen Temperatur kann nämlich zwischen -40°C und +150°C liegen. Um daraus resultierende Viskositätsunterschiede, die für eine exakte Ansteuerung der hydraulischen Gaswechselventil-Betätigungsverrichtung schädlich sind, zumindest im wesentlichen kompensieren zu können, ist der Arbeitspunkt dieses Druckbegrenzungsventiles 36 in Abhängigkeit von der Temperatur des Hydraulikmediums (in einer bevorzugten Ausführungsform) veränderbar. Mit

diesem temperaturgeregelten Druckbegrenzungsventil 36 kann somit der Hydraulikdruck kurzfristig erhöht werden, und zwar solange, bis das Hydraulikmedium eine ausreichende Betriebstemperatur erreicht hat.

**[0035]** In den Hydraulik-Schaltkreis 10 eingebunden sein kann ferner ein nicht dargestellter Wärmespeicher, der bevorzugt als Latentwärmespeicher ausgebildet sein kann. Dieser Wärmespeicher kann insbesondere kurz stromauf der Hochdruckpumpe 12 installiert sein und stellt im Hydraulik-Schaltkreis 10 somit auch bei einem Kaltstart der Brennkraftmaschine relativ warmes Hydraulikmedium zur Verfügung, so daß die Betätigung des Gaswechselventiles 1 durch die Stößel-Zylinder-Einheit 20 aufgrund der dann niedrigeren Viskosität des Hydraulikmediums wie gewünscht erfolgen kann.

**[0036]** Ebenfalls nicht dargestellt ist eine elektronische Steuereinheit, aufgrund deren Signalen die Hydraulikventile 14a, 14b (sowie ggf. 17a, 17b) den Anforderungen entsprechend geschaltet werden. Unter Berücksichtigung des im Hydraulik-Schaltkreis 10 umgewälzten Volumenstromes kann zusammen mit der Information über den Schaltzustand der einzelnen Hydraulikventile diese elektronische Steuereinheit zusätzlich die jeweilige Position des Gaswechselventiles 1 errechnen. Ferner können bei der Auslegung dieser Steuereinheit die Pendeleffekte der Hydraulikmedium-Fluidsäule insbesondere in der Zufuhrleitung 13 berücksichtigt werden, derart, daß unter Ausnützung dieser Pendeleffekte der Energieaufwand insbesondere der Hochdruckpumpe 12 minimiert wird.

**[0037]** Schließlich kann noch vorgesehen sein, den Stößel 21 solchermaßen mit Hydraulikmedium zu beaufschlagen, daß das Gaswechselventil 1 - zumindest beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 - insbesondere bei seiner Öffnungsbewegung vom Stößel 21 abhebt. Insbesondere zur Erzielung einer relativ kurzen Öffnungsdauer des Gaswechselventiles 1 kann es ausreichend sein, einen einmaligen starken Hydraulikimpuls auf die Stirnfläche 21a des Stößels 21 aufzubringen, um hierdurch das Gaswechselventil 1 kurzzeitig zu öffnen.

**[0038]** Fig. 1 zeigt im übrigen weiterhin, daß für mehrere gleichsinnig zu betätigende Gaswechselventile 1 eines Brennkraftmaschinenzylinders mehrere Stößel-Zylinder-Einheiten 20 mit einer einzigen Zufuhrleitung 13 (ggf. auch 16) sowie einer einzigen Abfuhrleitung 15 (ggf. auch 18) vorgesehen sind. Dabei können nicht nur diese beiden Stößel-Zylinder-Einheiten 20 eines einzigen Brennkraftmaschinen-Zylinders, sondern sämtliche Stößel-Zylinder-Einheiten 20 einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine, die dann die mehrerer Gaswechselventile 1 individuell betätigen, in einer gemeinsamen Montageleiste angeordnet sein, in der weiterhin auch die jeweils zugeordneten Hydraulik-Ventile 14a, 14b (sowie ggf. 17a, 17b) vorgesehen sein können, um den Montage- und Wartungsaufwand gering zu halten,

**[0039]** Im folgenden werden nun die das weiter oben

bereits genannte Drucksteigerungsglied enthaltenden Ausführungsbeispiele nach den Figuren 4 und 5 beschrieben. Dabei wird - analog dem bereits beschriebenen Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 lediglich die Öffnungsbewegung des Gaswechselventiles 1 gemäß Pfeilrichtung 2 direkt von der hydraulischen Betätigungsvorrichtung initiiert, während die Schließbewegung des Gaswechselventiles 1 gegen Pfeilrichtung 2 - wie an von Nocken betätigten Gaswechsel-Ventiltrieben üblich - durch eine Ventilschließfeder 5 initiiert wird, die sich einerseits an einem am Schaft des Gaswechselventiles 1 befestigten Ventilderteller 6 und andererseits am Brennkraftmaschinen-Zylinderkopf 4 wie gezeigt abstützt. Diese Ventilschließfeder 5 kann dabei eine übliche Schraubenfeder, alternativ aber auch eine Gas(druck-)feder sein.

**[0040]** Ebenfalls analog dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 ist bei den Ausführungsbeispielen nach den Figuren 4 und 5 in der Stößel-Zylinder-Einheit 20 ein den maximalen Verschiebeweg des Stößels 21 in Pfeilrichtung 2 begrenzender Anschlag vorgesehen. Abweichend vom Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 wird der verständlicheren Beschreibung wegen derjenige Leitungsabschnitt des Hydraulik-Schaltkreises 10, der das die Zufuhr von Hydraulikmedium steuernde Hydraulik-Ventil 14a enthält, als Versorgungsleitung 13' bezeichnet. Diese Versorgungsleitung 13' schließt sich somit direkt an die o.g. Zufuhrleitung 13 an.

**[0041]** Beim im folgenden zunächst erläuterten Ausführungsbeispiel nach Fig. 4 sind die beiden Hydraulik-Ventile 14a, 14b (analog den Ausführungsbeispielen nach den Figuren 1 bis 3) als elektrisch betätigte hydraulische Sitzventile ausgebildet, um einen schnellen Bewegungsablauf und dementsprechend kurze Ansprechzeiten im Hydraulik-Schaltkreis 10 zu haben. Das in der Versorgungsleitung 13' vorgesehene Hydraulikventil 14a ist stromlos geschlossen (wie hier dargestellt), während das in der Abfuhrleitung 15 vorgesehene Hydraulikventil 14b (wie gezeigt) stromlos offen ist. Für eine gewünschte Öffnungsbewegung des Gaswechselventiles 1 gemäß Pfeilrichtung 2 müssen somit die beiden Hydraulikventile 14a, 14b bestromt werden, wodurch von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestelltes Hydraulikmedium über die Versorgungsleitung 13' in die Stößel-Zylinder-Einheit 20 gelangen und den Stößel 21 und somit das Gaswechselventil 1 wie gewünscht verschieben kann.

**[0042]** Soll das Gaswechselventil 1 in seiner Offenposition gehalten werden, so kann die Bestromung des Hydraulikventiles 14a abgeschaltet werden, wodurch dieses seine Schließposition einnimmt. Durch Bestromung weiter in seiner Schließposition gehalten wird das Hydraulikventil 14b, so daß weiterhin ausreichend hoher Hydraulikdruck an der dem Gaswechselventil 1 abgewandten Stirnseite des Stößels 21 anliegt, um diesen in der das Gaswechselventil 1 offenhaltenden Position zu halten. Soll in einem nächsten Schritt das Gaswechselventil 1 gegen Pfeilrichtung 2 geschlossen

werden, so muß das an der genannten Stirnfläche anliegende Hydraulikmedium aus der Stößel-Zylinder-Einheit 20 abgeführt werden und zwar über die Abfuhrleitung 15, die dann durch Abschalten der Bestromung des Hydraulikventiles 14b frei gegeben ist. Hierdurch wird der Hydraulikdruck an der dem Gaswechselventil 1 abgewandten Stirnseite des Stößels 21 abgebaut.

**[0043]** Durch einfachste Schaltvorgänge kann somit die gewünschte Bewegung des Gaswechselventiles 1 initiiert werden, wobei darauf hingewiesen sei, daß die als hydraulische Sitzventile ausgebildeten Hydraulikventile 14a, 14b sich durch äußerst kurze Ansprechzeiten auszeichnen.

Wie bereits erwähnt, wird bei beiden Ausführungsbeispielen die Schließbewegung des Gaswechselventiles 1 durch die Ventilschließfeder 5 initiiert, sobald auf der dem Gaswechselventil 1 abgewandten Stirnfläche des Stößels 21 kein Hydraulikdruck mehr anliegt. Um dabei ein zu abruptes Aufsetzen des Gaswechselventiles 1 mit seinem Ventilteller auf dem Ventilsitz 3 zu verhindern, kann in der Stößel-Zylinder-Einheit 20 ein an sich bekannter (in Fig. 4 nicht gezeigter) sog. Endlagendämpfer vorgesehen sein.

**[0044]** Wie bekannt, wird beim Schließen des Gaswechselventiles 1 Energie vernichtet, und zwar u.a. im sog. Endlagendämpfer. Um nun als zumindest teilweisen Ausgleich hierfür die Förderleistung der Hochdruckpumpe so gering als nötig halten zu können, insbesondere jedoch auch um eine schnelle Öffnungsbewegung des Gaswechselventiles 1 erzielen zu können (hierfür ist offensichtlich ein möglichst hoher Hydraulikdruck dienlich), ist nun beim Ausführungsbeispiel nach Fig.4 (und beim später noch kurz erläuterten Ausführungsbeispiel nach Fig.5) im Hydraulik-Schaltkreis 10 stromauf der Stößel-Zylinder-Einheit 20 (und somit in der Versorgungsleitung 13') ein sog. Drucksteigerungsglied 38 vorgesehen. Dieses kann bei geeigneter Abstimmung u.a. der Länge der betroffenen in den Hydraulikleitungen befindlichen sog. Hydrauliksäulen die Bildung von Druckstößen hervorrufen. Der Systemdruck im sog. Hochdruckbereich stromauf des Stößels 21 kann durch diese Druckstöße soweit gegenüber dem von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestellten Druck angehoben werden daß eine gewünschte (hochbeschleunigte) Bewegung des Stößels 21 und somit auch des Gaswechselventiles 1 bereits bei reativ niedrigen von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestellten Druckwerten ausgelöst werden kann. Tatsächlich ist durch diese Druckstöße eine bis zu 10-fache Drucküberhöhung des Systemdruckes gegenüber dem von der Hochdruckpumpe 12 bereitgestelltem Hydraulikdruck möglich.

**[0045]** Das Drucksteigerungsglied 38 ist als sog. „poröse Wand“ ausgebildet, d.h. es besteht aus einem zur Stößel-Zylinder-Einheit 20 hin öffnenden (und folglich in der Gegenrichtung sperrenden) Rückschlagventil 38a, dem ein eine Drosselstelle 38b aufweisendes Leitungsstück 38c parallel geschaltet ist. Im sog. Ausgang 38d des Drucksteigerungsgliedes 38 sind der das Rück-

schlagventil 38a enthaltende Leitungszweig und das die Drosselstelle 38b enthaltende Leitungsstück 38c wieder zusammengeführt.

**[0046]** Bevorzugt ist das Drucksteigerungsglied 38 sowie die Länge  $L_2$  desjenigen Leitungsabschnittes der Versorgungsleitung 13', der den Ausgang 38d des Drucksteigerungsgliedes 38 mit der Stößel-Zylinder-Einheit 20 verbindet, so ausgelegt, daß das bekannte Wasserschlagprinzip nutzbar ist, um eine signifikante Drucküberhöhung stromauf der Stößel-Zylinder-Einheit 20 zu erzielen. Die entsprechenden Berechnungsformeln hierfür finden sich bspw. in der oben angegebenen Literaturstelle (E. Truckenbrodt, „Fluidmechanik“), wobei auch die Länge  $L_1$  zwischen der nicht näher bezeichneten Eingangsseite des Drucksteigerungsgliedes 38 (an dieser Eingangsseite verzweigt sich das Rückschlagventil 38a sowie die Drosselstelle 38b bzw das zugehörige Leitungsstück 38c) von Einfluß sein kann. Somit kann wenn zusätzlich das die Zufuhr von Hydraulikmedium steuernde Hydraulikventil 14a geeignet geschaltet wird das Druckstoßprinzip bzw. Wasserschlagprinzip im Hydrauliksystem stromauf der Stößel-Zylinder-Einheit 20 dazu genutzt werden, den Stößel 21 und somit das Gaswechselventil 1 bei geringstmöglicher Förderleistung der Hochdruckpumpe 12 wie gewünscht zu bewegen, d.h. insbesondere zu beschleunigen.

**[0047]** Was das soeben genannte geeignete Schalten des Hydraulikventiles 14a betrifft, so soll dieses Hydraulikventil 14a sehr schnell öffnen und dabei einen ausreichend großen Querschnitt freigeben, um die benötigte Volumenmenge von Hydraulikmedium schnell in die Stößel-Zylinder-Einheit 20 einströmen zu lassen. Ein ebenso schnelles nachfolgendes Schließen des Hydraulikventiles 14a führt dann zur Bildung des gewünschten Druckstoßes in dem mit  $L_2$  bezeichneten Leitungsabschnitt der Versorgungsleitung 13'. Selbstverständlich ist es im Hinblick auf die Dauerhaltbarkeit des Hydraulik-Ventiles 14a erforderlich, dieses entsprechend stabil auszulegen, um die hohe Schaltheufigkeit und die anliegenden Druckschwankungen über der gewünschten Lebensdauer zu ertragen.

**[0048]** Stromauf des Hydraulik-Ventiles 14a ist in dessen Zufuhrleitung 13 (fakultativ) eine zusätzliche Schwingungstilger-Einheit 40, bestehend aus einem Rückschlagventil 40a und einem zu diesem parallel geschalteten Leitungsstück mit Drosselstelle 40b, vorgesehen. Analog dem Drucksteigerungsglied 38 wirkt auch diese Schwingungstilger-Einheit 40 als poröse Wand und verhindert, daß sich Sekundärwellen, die aufgrund der Druckstöße in der Versorgungsleitung 13' entstehen, über das geöffnete Hydraulik-Ventil 14a in der Zufuhrleitung 13 bis zur Hochdruckpumpe 12 hin fortpflanzen. Mit  $L_3$  ist dabei derjenige Abschnitt der Zufuhrleitung 13 bezeichnet, der als Beschleunigungs-Leitungsabschnitt wirkt.

**[0049]** Beim im folgenden erläuterten Ausführungsbeispiel nach Figur 5 ist stromab des die Zufuhr von

Hydraulikmedium zur Stößel-Zylinder-Einheit 20 steuernden Hydraulik-Ventiles 14a das gleiche Drucksteigerungsglied 38 und stromauf desselben die gleiche Schwingungstilger-Einheit 40 wie beim Ausführungsbeispiel nach Figur 4 vorgesehen. Grundsätzlich gleichartig sind auch die bereits geschilderten Längenverhältnisse der betroffenen Hydraulikleitungen, nämlich insbesondere des mit L<sub>2</sub> bezeichneten Abschnittes der Versorgungsleitung 13'. Abweichend vom Ausführungsbeispiel nach Figur 4 sind hier jedoch die beiden Hydraulik-Ventile 14a, 14b in einem 4/3-Wege-Schieberventil 14 zusammengefasst.

[0050] Ferner ist im Ausführungsbeispiel nach Fig. 5 der Stößel 21 der Stößel-Zylinder-Einheit 20 detaillierter dargestellt, insofern, als der Stößel 21 einen oben bereits kurz erwähnten Endlagendämpfer enthält, auf dessen konkreten Aufbau hier aber nicht näher eingegangen wird.

[0051] Figur 5 zeigt weiterhin im Hydraulik-Schaltkreis 10 eine stromab der Hochdruckpumpe 12 angeordnete und auf die Temperatur des Hydraulikmediums ansprechende Proportional-Druckregleinheit 39. Diese Druckregleinheit 39 besteht aus einem Proportional-Druckregelventil 39a sowie einer diesem nachgeschalteten Blende 39b. Das Proportional-Druckregelventil 39a verwendet als Regelgröße die Temperatur des Hydraulikmediums, so daß mit dieser temperaturgesteuerten Druckregleinheit 39 unabhängig von der aktuellen Temperatur des Hydraulikmediums ein im wesentlichen stets gleiches Schaltverhalten der Hydraulik-Ventile 14a, 14b und somit ein im wesentlichen stets gleicher Bewegungsablauf des durch die Stößel-Zylinder-Einheit 20 betätigten Gaswechselventiles 1 erzielbar ist. Insbesondere ist mit dieser Proportional-Druckregleinheit 39 auch die beschriebene durch das Drucksteigerungsglied 38 erzielbare Druckerhöhung vor der Stößel-Zylinder-Einheit 20 unabhängig von der aktuellen Temperatur des Hydraulikmediums stets erreichbar. Selbstverständlich sind daneben eine Vielzahl weiterer Abwandlungen von den gezeigten Ausführungsbeispielen möglich, ohne den Inhalt der Patentansprüche zu verlassen.

#### Bezugszeichenliste:

#### [0052]

1	Gaswechselventil
2	Pfeilrichtung
3	Ventilsitz
4	Brennkraftmaschinen-Zylinderkopf
5	Ventilschließfeder
6	Ventilfederteller
10	Hydraulik-Schaltkreis
11	Stichleitung
12	Hochdruckpumpe
13	Zufuhrleitung
13'	Versorgungsleitung

14	4/3-Wege-Schieberventil, 14a und 14b enthaltend
14a	Hydraulikventil, die Zufuhr von Hydraulikmedium steuernd
5 14b	Hydraulikventil, die Abfuhr von Hydraulikmedium steuernd
15	Abfuhrleitung
16	zweite Zufuhrleitung
17a	Hydraulikventil in 16
10 17b	Hydraulikventil in 18
18	zweite Abfuhrleitung
19	Hydrauliksammelbehälter
20	Stößel-Zylinder-Einheit
2	1 Stößel
15 21a	Stirnfläche von 21, dem Ventil 1 abgewandt
21b	Stirnfläche von 21, dem Ventil 1 zugewandt
21c	querschnittskleinerer Stößelabschnitt
21d	querschnittsgrößerer Stößelabschnitt
21e	Hohlraum
20 21f	Stichbohrung
21g	Zufuhrkanal
21h	Federauflage
22	Zylinder
22a	Schließplatte
25 22b	Endabschnitt, an 21c angepaßt
23	Anschlag
24	Kugelrückschlagventil
30	Brennkraftmaschinen-Schmierölpumpe
31	Ölfiler
30 32	Schmieröl-Druckregelventil
33	Zweigleitung
34	Druckspeicher
35	Filter
36	Druckbegrenzungsventil
35 38	Drucksteigerungsglied
38a	Rückschlagventil
38b	Drosselstelle
38c	Leitungsstück
38d	Ausgang von 38
40 39	Proportional-Druckregleinheit
39a	Proportional-Druckregelventil
39b	Blende
40	Schwingungstilger-Einheit
40a	Rückschlagventil
45 40b	Drosselstelle
L <sub>2</sub>	Länge desjenigen Abschnittes von (13'), der (38d) mit (20) verbindet

#### Patentansprüche

1. Hydraulische Betätigungsvorrichtung für ein Brennkraftmaschinen-Gaswechselventil (1), auf welches ein in einem Zylinder (22) geführter Stößel (21) einwirkt, der zum Öffnen des Gaswechselventiles (1) auf seiner diesem abgewandten Stirnfläche (21a) auf seiner diesem abgewandten Stirnfläche (21a) gesteuert durch zumindest ein elektrisch betätigtes Hydraulik-Ventil mit von einer Hochdruckpumpe (12) über eine Zufuhrleitung (13) bereitgestelltem

- Hydraulikmedium beaufschlagt wird, und wobei mit einem späteren Schließen des Gaswechselventiles (1) dieses Hydraulikmedium aus der Stößel-Zylinder-Einheit (20) über eine Abfuhrleitung (15) abgeführt wird,  
dadurch gekennzeichnet, daß sowohl in der Zufuhrleitung (13) als auch in der Abfuhrleitung (15) ein als hydraulisches Sitzventil ausgebildetes Hydraulik-Ventil (14a, 14b) vorgesehen ist, wobei dasjenige in der Zufuhrleitung (13) stromlos geschlossen und dasjenige in der Abfuhrleitung (15) stromlos offen ist
2. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet daß der Stößel (21) zum Schließen des Gaswechselventiles (1) auf seiner diesem zugewandten Stirnfläche (21b) mit über eine zweite Zufuhrleitung (16) bereitgestelltem Hydraulikmedium beaufschlagt wird.
3. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach Anspruch 2,  
dadurch gekennzeichnet, daß das über die zweite Zufuhrleitung (16) herangeführte Hydraulikmedium mit einem späteren Öffnen des Gaswechselventiles (1) aus der Stößel-Zylinder-Einheit (20) über eine zweite Abfuhrleitung (18) abgeführt wird, wobei sowohl in der zweiten Zufuhrleitung (16) als auch in der zweiten Abfuhrleitung (18) ein als elektrisches hydraulisches Sitzventil ausgebildetes Hydraulik-Ventil (17a, 17b) vorgesehen ist, wobei dasjenige in der zweiten Zufuhrleitung (16) stromlos offen und dasjenige in der zweiten Abfuhrleitung (18) stromlos geschlossen ist.
4. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche mit einem stromab der Hochdruckpumpe (12) vorgesehenem Druckbegrenzungsventil (36),  
dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitspunkt des Druckbegrenzungsventiles (36) in Abhängigkeit von der Temperatur des Hydraulikmediums veränderbar ist, um temperaturabhängige Viskositätsunterschiede auszugleichen.
5. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß der Hydraulikkreislauf über einen insbesondere als Latentwärmespeicher ausgebildeten Wärmespeicher geführt ist.
6. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
gekennzeichnet durch eine elektronische Steuereinheit zur Betätigung der Hydraulikventile (14a, 14b, 17a, 17b), die aus dem durchgesetzten Volumenstrom des Hydraulikmediums die jeweilige
- Position des Gaswechselventiles (1) errechnet.
7. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß bei der Ansteuerung der Hydraulikventile (14a, 14b, 17a, 17b) Pendeleffekte der Hydraulikmedium-Fluidsäule in der Zufuhrleitung (13, 16) zur Verminderung des Energieaufwandes berücksichtigt werden.
8. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß der Stößel (21) solchermaßen mit Hydraulikmedium beaufschlagt wird, daß das Gaswechselventil (1) insbesondere bei seiner Öffnungsbewegung vom Stößel (21) abhebt.
9. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß für mehrere gleichsinnig zu betätigende Gaswechselventile (1) eines Brennkraftmaschinen-Zylinders mehrere Stößel-Zylinder-Einheiten (20) mit einer gemeinsamen Zufuhrleitung (13, 16) und Abfuhrleitung (18) mit jeweils einem Hydraulik-Ventil (14a, 14b, 17a, 17b) vorgesehen sind.
10. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß in einer sich an die Zufuhrleitung (13) anschließenden Versorgungsleitung (13') stromab des die Zufuhr von Hydraulikmedium steuernden Hydraulik-Ventiles (14a) ein Drucksteigerungsglied (38), bestehend aus einem Rückschlagventil (38a) und einem zu diesem parallel geschalteten Leitungsstück (38c) mit Drosselstelle (38b), vorgesehen ist.
11. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach Anspruch 10,  
dadurch gekennzeichnet, daß die Länge ( $L_2$ ) desjenigen Leitungsabschnittes der Versorgungsleitung (13'), der den Ausgang (38d) des Drucksteigerungsgliedes (38) mit der Stößel-Zylinder-Einheit (20) verbindet, so gewählt ist, daß das bekannte Wasserschlagprinzip nutzbar ist, um eine signifikante Drucküberhöhung stromauf der Stößel-Zylinder-Einheit (20) zu erzielen.
12. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach Anspruch 10 oder 11,  
dadurch gekennzeichnet, daß stromauf des die Zufuhr von Hydraulikmedium steuernden Hydraulik-Ventiles (14a) in dessen Zufuhrleitung (13) eine zusätzliche Schwingungstilger-Einheit (40), bestehend aus einem Rückschlagventil (40a) und einem zu diesem parallel geschalteten Leitungsstück

mit Drosselstelle (40b), vorgesehen ist.

13. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden die Zufuhr und die Abfuhr von Hydraulikmedium steuernden Hydraulik-Ventile (14a, 14b) in einem 4/3-Wege-Schieberventil (14) zusammengefasst sind. 5
14. Hydraulische Betätigungsvorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß stromab der Hochdruckpumpe (12) eine auf die Temperatur des Hydraulikmediums ansprechende Proportional-Druckregeleinheit (39) vorgesehen ist. 10 15

20

25

30

35

40

45

50

55

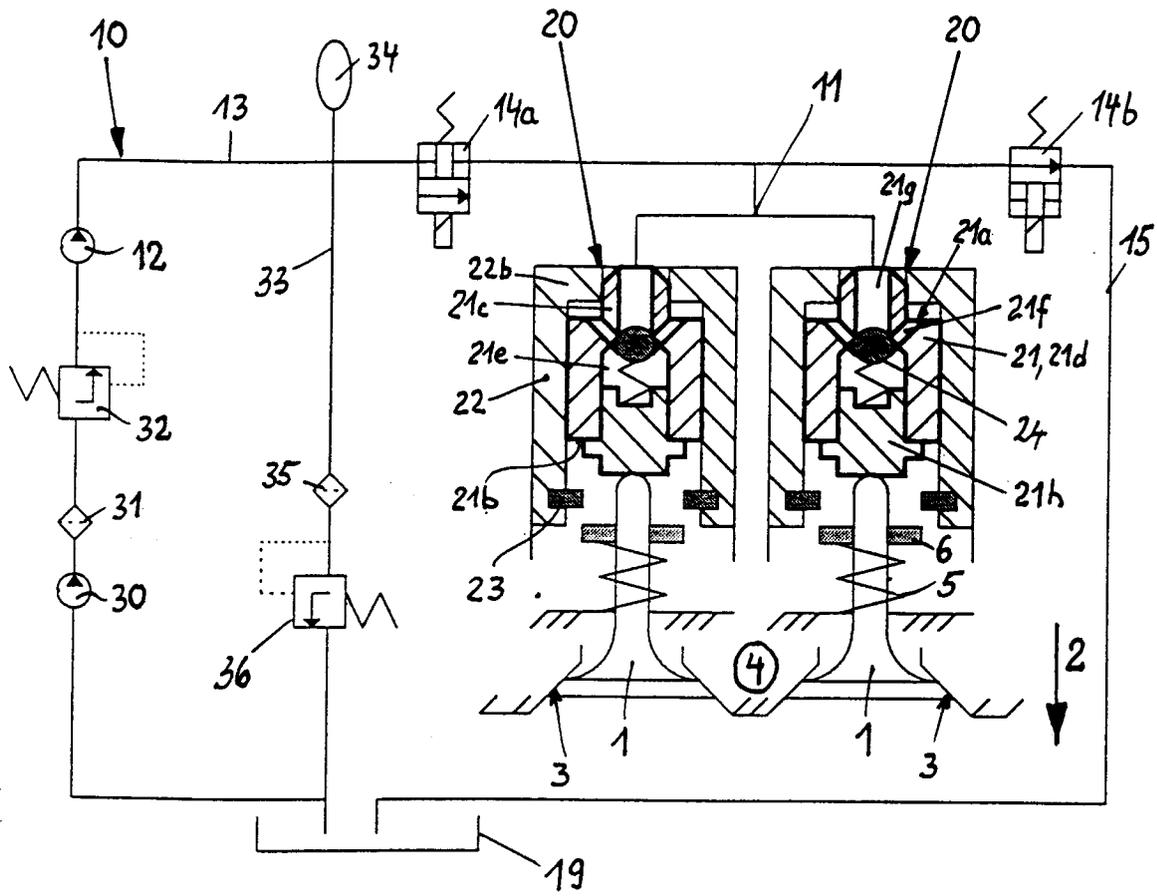
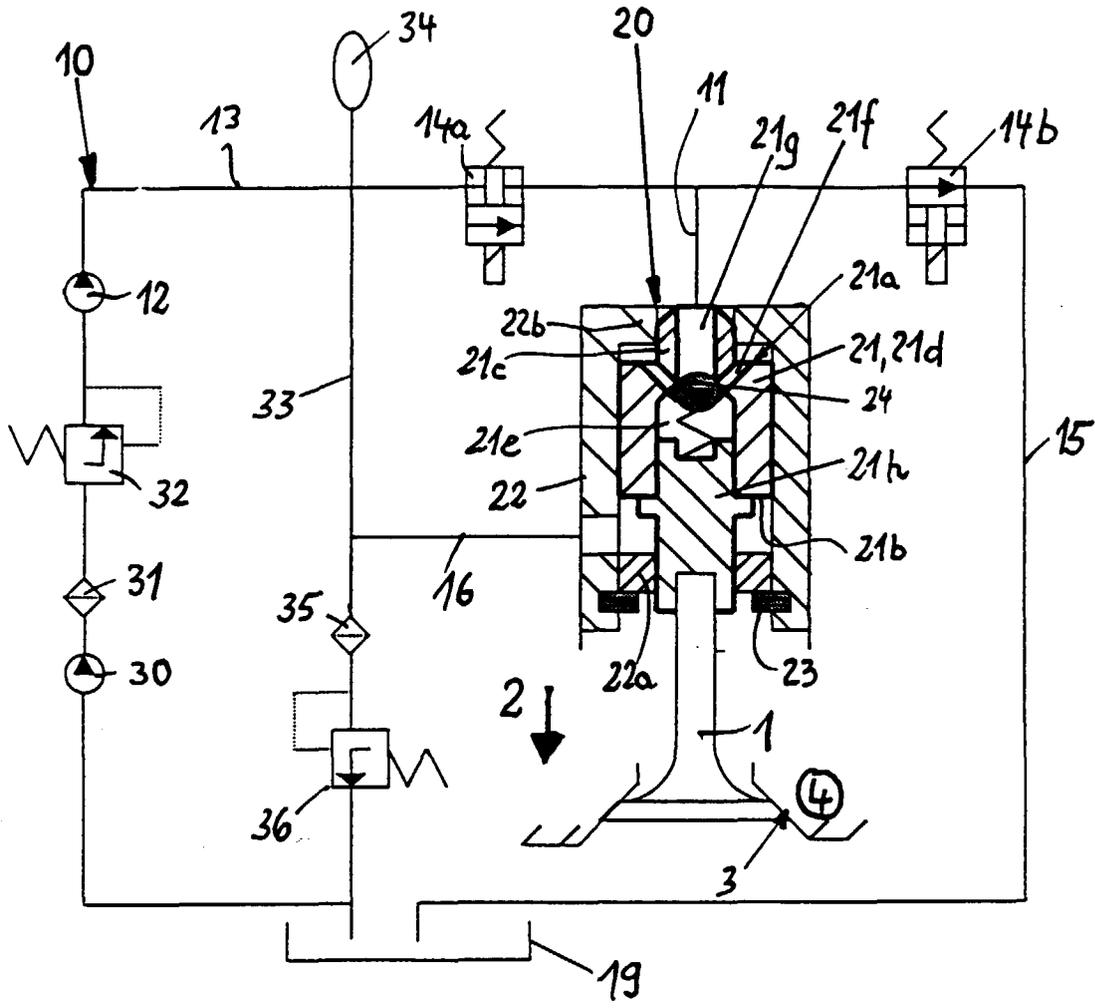


Fig. 1



*Fig. 2*

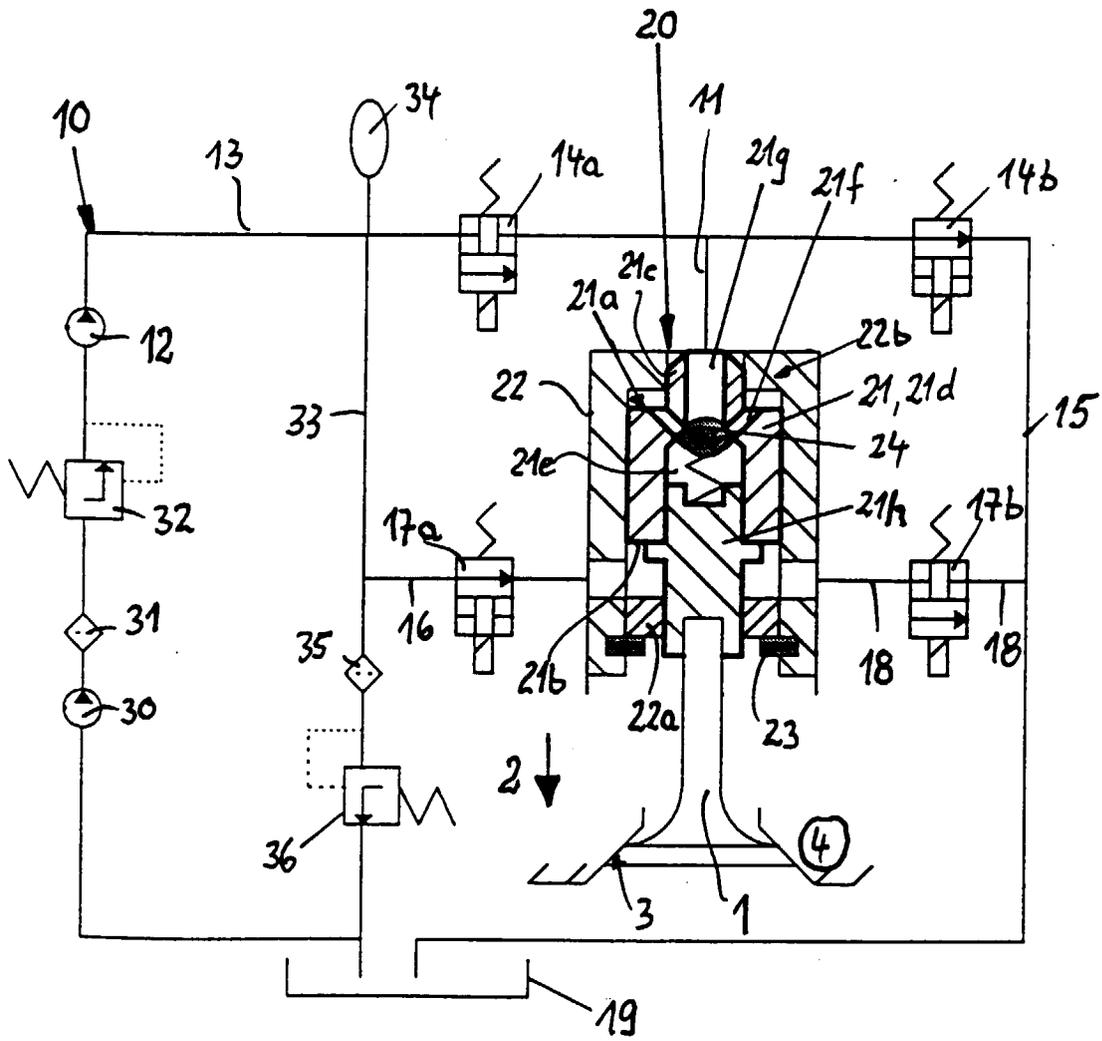


Fig. 3

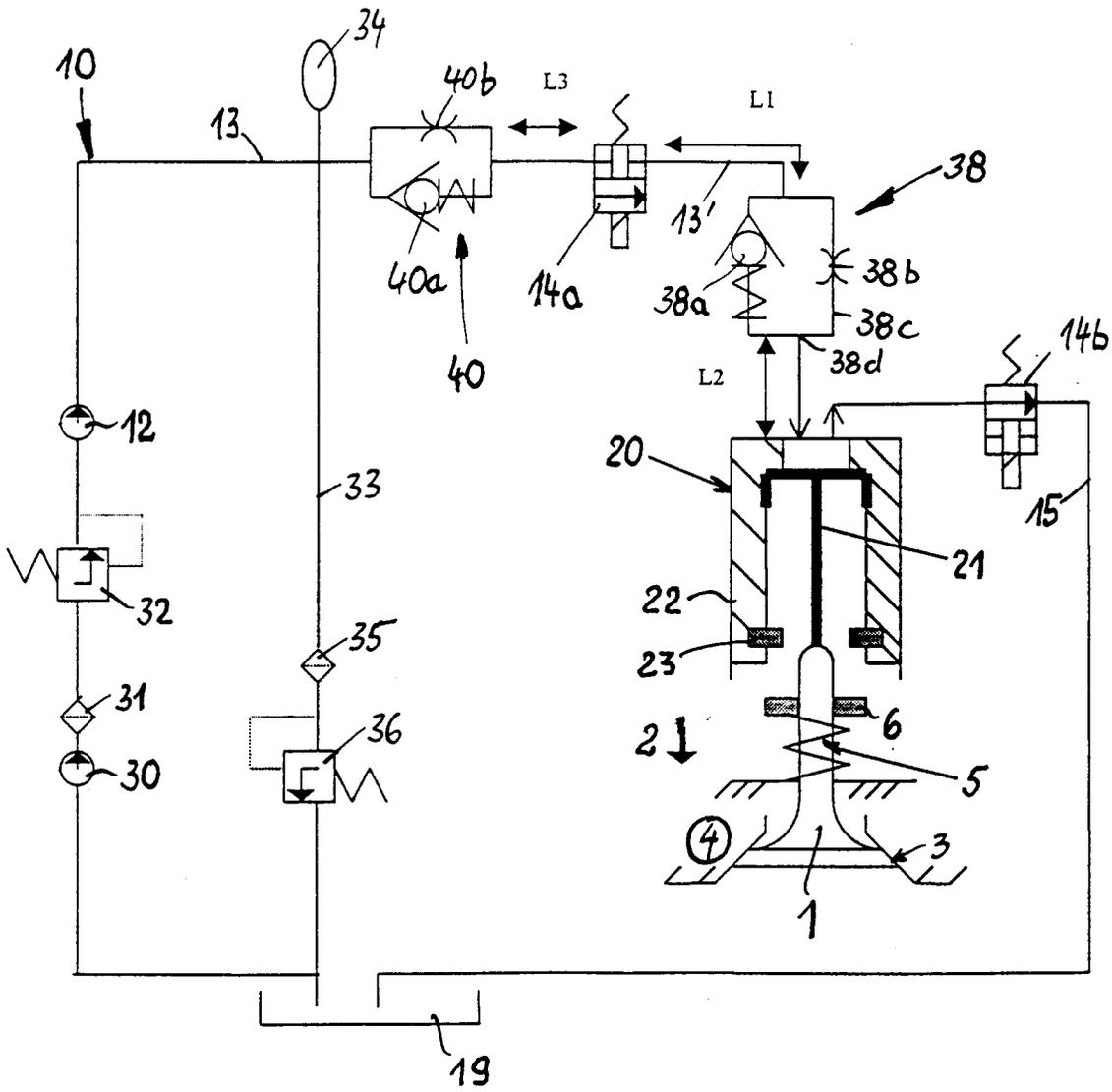


Fig. 4

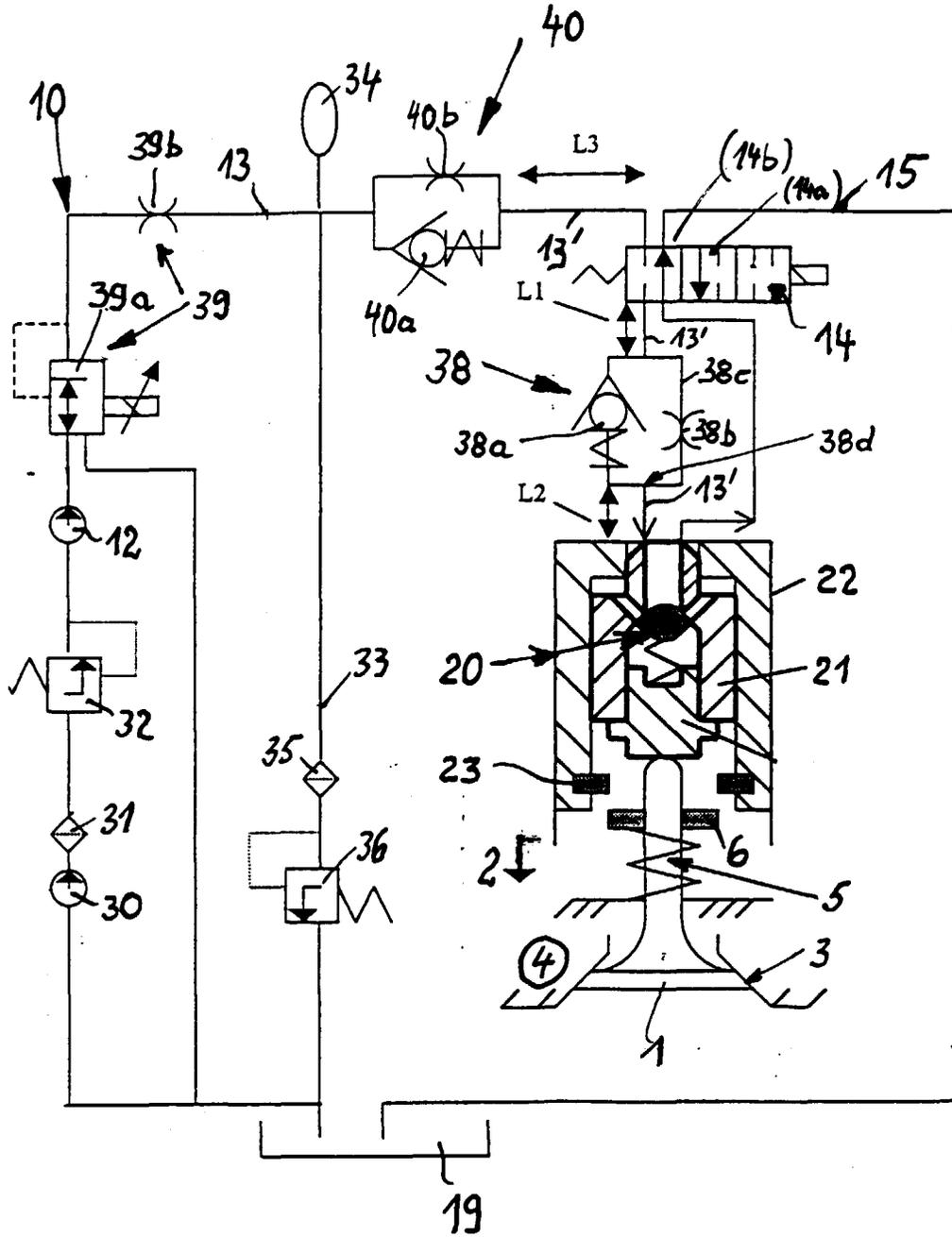


Fig. 5